

Technology in Motion

Гидрооборудование МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Motion & Control Training Department

aerospace
climate control
electromechanical
filtration
fluid & gas handling
hydraulics
pneumatics
process control
sealing & shielding



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Авторское право © 1999 Parker Hannifin Corporation. Все права защищены. Не допускается воспроизведение, хранение в информационно-поисковых системах или передача какой-либо части этой книги в любой форме и с использованием любых средств: электронных, механических, фотоконирующих, записывающих или любых иных без предварительного разрешения издателя.

Центры обучения

Северная Америка

520 Ternes Avenue
Elyria, OH

651 Robbins Drive
Troy, MI

1300 Six Flags Road
Lithia Springs, GA

595 Schelter Road
Lincolnshire, IL

160 Chisholm Drive
Milton, ON, Canada
phone 905 693 4749
fax 905 876 0788

3141 B 16th St., NE
Калгари, Альберта, Канада

Eje Uno Norte No. 100
Parque Industrial Toluca 2000
Толука, Штат Мехико



ООО «Паркер Ханнифин» выражает благодарность и признательность кандидату технических наук, заведующему лабораторией гидросистем станков «ЭНИМС» Владимиру Константиновичу Свешникову за весьма трудоемкую и плодотворную работу над учебником, за систематизацию материала и его редактуру, итогом которых стало настоящее издание, не имеющее сегодня аналогов в нашей стране.

Содержание

Глава 1. Введение в мобильную гидравлику	1-1
Преимущества гидравлической силовой трансмиссии	1-1
Некоторые замечания	1-1
В этой главе	1-2
В следующих главах	1-2
Базовые компоненты, используемые в гидросистемах	1-2
Простая гидросистема	1-2
Насосы	1-3
Аккумуляторы	1-3
Гидроаппараты	1-3
Гидроцилиндры	1-4
Гидромоторы	1-4
Компоненты для систем дистанционного управления	1-4
Типичные области применения мобильной гидравлики	1-5
Буровая установка - Описание	1-5
Гидросистема	1-5
Экскаватор - Описание	1-6
Гидросистема	1-6
Подборщик-сортировочный (лесопогрузчик) - Описание	1-7
Гидросистема	1-7
Колёсный погрузчик - Описание	1-8
Гидросистема	1-8
Контейнерный погрузчик - Описание	1-9
Гидросистема	1-9
Краны - Описание	1-10
Гидросистема	1-10
Мусоровоз - Описание	1-11
Гидросистема	1-11
Система управления	1-11
Упражнение к главе 1	1-12
Глава 2. Основные принципы гидравлики	2-1
Сила	2-1
Изменения в движении	2-1
Соппротивление	2-1
Трение как сопротивление	2-1
Энергия	2-2
Закон сохранения энергии	2-2
Энергия изменяет форму	2-2
Инерция как энергия	2-2
Состояния энергии	2-2
Кинетическое состояние энергии	2-3
Потенциальное состояние энергии	2-3
Энергия изменяет своё состояние	2-3
Работа	2-3
Мощность	2-4
Лошадиная сила	2-4
Характеристики жидкостей	2-4
Сила, передаваемая через жидкость	2-4
Закон Паскаля	2-5
Давление	2-5
Манометр	2-6
Манометр с трубкой Бурдона	2-6
Манометр с плунжером	2-6
Гидравлическая передача энергии	2-7
Неэффективность	2-7
Разность давлений и падение давления	2-7

Как исключить нагрев в проектируемой гидросистеме	2-8
Преобразование гидравлического давления в механическое усилие.....	2-8
Повышение механического усилия	2-9
Объёмные насосы	2-9
Простая гидросистема.....	2-9
Принципы работы простой гидросистемы.....	2-10
Сравнение гидродинамики и гидростатики	2-11
Системы с разомкнутым контуром.....	2-12
Системы с замкнутым контуром	2-12
Краткий итог главы	2-12
Упражнения к главе 2.....	2-13

Глава 3. Гидравлические насосы для мобильных машин 3-1

Шестерённые насосы.....	3-1
Из чего состоит шестерённый насос.....	3-1
Как работает шестерённый насос.....	3-1
Шестерённые насосы с внешним зацеплением	3-2
История шестерённого насоса.....	3-2
Самосвал	3-2
Насос/гидрораспределитель	3-2
Двухлинейная схема	3-2
Двухлинейная схема в режиме подъёма	3-3
Двухлинейная схема в режиме опускания.....	3-3
Двухлинейная схема в нейтральном режиме	3-3
Трёхлинейная схема.....	3-4
Трёхлинейная схема в режиме подъёма.....	3-4
Трёхлинейная схема в режиме опускания	3-4
Трёхлинейная схема в нейтральном режиме	3-4
Направление вращения шестерённого насоса	3-5
Пластинчатые насосы.....	3-5
Из чего состоит пластинчатый насос.....	3-5
Как работает пластинчатый насос.....	3-5
Уравновешенная конструкция пластинчатого насоса	3-5
Картридж	3-6
Прижим пластин	3-6
Сдвоенные (двухпоточные. прим. ред.) насосы и насосы со сквозным валом	3-7
Шестерённый насос с внутренним зацеплением.....	3-8
Героторный насос.....	3-8
Поршневые насосы	3-8
Из чего состоит поршневой насос.....	3-8
Как работает поршневой насос.....	3-8
Поршневые насосы с наклонным блоком.....	3-9
Радиально-поршневой насос	3-9
Регулируемые насосы	3-9
Регулирование подачи шестерённого насоса	3-10
Регулирование гидравлической энергии с помощью насосов с объёмным регулированием.....	3-10
Из чего состоит пластинчатый насос с объёмным регулированием	3-10
Дренаж из корпуса	3-10
Как работает пластинчатый насос с объёмным регулированием.....	3-11
Как работает компенсатор давления пластинчатого насоса с объёмным регулированием	3-11
Двойная компенсация пластинчатого насоса	3-11
Аксиально-поршневой насос с объёмным регулированием.....	3-12
Из чего состоит аксиально-поршневой насос с объёмным регулированием	3-12
Как работает регулятор рабочего объёма регулируемого аксиально-поршневого насоса	3-12
Как работает компенсатор давления аксиально-поршневого насоса с объёмным регулированием.....	3-13
Двойная компенсация поршневого насоса	3-14
Сравнение работы насосов нерегулируемого и с объёмным регулированием и компенсацией по давлению	3-15
Двухнаправленные аксиально-поршневые насосы.....	3-16
Принцип работы системы, чувствительной к нагрузке.....	3-16
Чувствительность к нагрузке (регулирование подачи) для аксиально-поршневого насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению	3-22
Ожидание с низким давлением.....	3-23

Рабочие режимы	3-23
Регулятор ограничения мощности (крутящего момента).....	3-28
Определение ограничения подачи.....	3-29
Гидромеханическое регулирование.....	3-30
Гидромеханический регулятор ограничения мощности	3-30
Ограничение мощности (крутящего момента) с помощью чувствительности к нагрузке (регулирования подачи)	3-31
Граничная кривая полной подачи при минимальной мощности	3-33
Кривые мощности, подачи и давления	3-34
Настройка регулятора ограничителя мощности	3-34
Упражнения к главе 3.....	3-35

Глава 4. Гидромоторы и гидростатические приводы 4-1

Привод оснастки или вспомогательного оборудования	4-1
Пластинчатые гидромоторы.....	4-1
Из чего состоит пластинчатый гидромотор.....	4-1
Как работает пластинчатый гидромотор	4-1
Сбалансированная конструкция пластинчатого гидромотора.....	4-2
Рабочий комплект (катридж).....	4-2
Выдвижение пластин гидромотора	4-2
Свободный ход гидромоторов с нагруженными давлением пластинами	4-3
Шестерённые гидромоторы	4-3
Из чего состоит шестерённый гидромотор с внешним зацеплением	4-3
Как работает шестерённый гидромотор с внешним зацеплением	4-3
Героторный гидромотор (с внутренним зацеплением)	4-4
Низкоскоростные высокомоментные гидромоторы	4-4
Как работает гидромотор LSHT	4-4
Двухскоростной гидромотор.....	4-5
Параллельный режим в двухскоростном гидромоторе	4-5
Последовательный режим в двухскоростном гидромоторе	4-5
Поршневые гидромоторы.....	4-5
Из чего состоит аксиально-поршневой гидромотор.....	4-6
Как работает аксиально-поршневой гидромотор.....	4-6
Поршневой гидромотор с наклонным блоком	4-6
Как работает поршневой гидромотор с наклонным блоком	4-6
Аксиально-поршневые гидромоторы с объёмным регулированием.....	4-7
Поршневой гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием	4-7
Гидромоторы в контуре	4-7
Предотвращение кавитации в гидромоторе	4-9
Подпиточные обратные клапаны	4-9
Перекрёстные предохранительные клапаны	4-9
Гидростатические приводы.....	4-10
Разомкнутый контур	4-10
Замкнутый контур.....	4-10
Гидростатическая трансмиссия.....	4-10
Объединённые и разделённые гидростатические трансмиссии.....	4-10
Параллельная гидростатическая трансмиссия.....	4-11
Последовательная гидростатическая трансмиссия.....	4-11
Конструирование гидростатической трансмиссии	4-11
Предотвращение пробуксовки колёс.....	4-12
Торможение привода гидростатической трансмиссии	4-12
Гидростатическая трансмиссия с шунтированием	4-13
Колёсные гидромоторы	4-14
Колёсный гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием	4-14
Регуляторы рабочего объёма.....	4-14
Компенсатор давления.....	4-14
Компенсатор давления с блокировкой воздействия торможения.....	4-15
Электрогидравлическое пропорциональное регулирование	4-15
Нерегулируемые гидромоторы, используемые в гидростатической трансмиссии.....	4-15
Тормозной клапан	4-15
Гидромоторы привода поворотной платформы	4-16
Выбор гидромотора	4-16

Боковая нагрузка	4-16
Определение размеров для движительных систем машин	4-17
Определение тягового усилия	4-17
Определение сопротивления качению	4-17
Определение сопротивления движению на подъёме	4-17
Определение силы ускорения	4-18
Определение тягового усилия на крюке	4-18
Определение крутящего момента гидромотора	4-18
Определение момента пробуксовки	4-18
Радиус качения	4-18
Частота вращения гидромотора	4-18
Упражнения к главе 4	4-19

Глава 5. Гидроцилиндры 5-1

Типы гидроцилиндров	5-1
Гидроцилиндр одностороннего действия	5-2
Одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия	5-2
Телескопические гидроцилиндры	5-2
Специальные типы	5-2
Конструкции гидроцилиндров	5-3
Гидроцилиндры для мобильных машин	5-3
Конструкция	5-3
Компоненты гидроцилиндра	5-3
Типы монтажа	5-3
Виды механического движения	5-4
Монтаж встык	5-4
Движение в одной плоскости	5-4
Движение в двух плоскостях	5-5
Типы нагрузок гидроцилиндров	5-5
Силы и давления, действующие на гидроцилиндр	5-5
Давление насоса в фазах/областях 1-2-3	5-6
Гидроцилиндры без амортизаторов	5-6
Гидроудар	5-6
Амортизаторы	5-7
Как работает амортизатор	5-7
Гидроцилиндры с амортизаторами	5-7
Поперечные силы	5-8
Изгиб штока гидроцилиндра	5-8
Начальный прогиб	5-9
Статические нагрузки толкающего гидроцилиндра (нагрузка сжатия/толкания)	5-9
Поршень гидроцилиндра и площади поршня	5-10
Скорость штока гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании	5-10
Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании	5-10
Скорость штока гидроцилиндра двустороннего действия при втягивании	5-10
Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при втягивании	5-10
Толкающая (сжимающая) сила гидроцилиндра при выдвигании	5-11
Тянущая (растягивающая) сила гидроцилиндра при втягивании	5-11
Контур с двухштоковым гидроцилиндром	5-11
Регенерация с помощью гидроцилиндра 2:1	5-12
Регенерация при выдвигании штока	5-12
Усилие гидроцилиндра при регенерации	5-13
Примеры регенеративных гидросистем	5-13
Синхронизация двух гидроцилиндров	5-13
Уплотнения	5-14
Уплотнение штока	5-14
U-образная манжета (манжетное уплотнение)	5-15
Уплотнения со скользящими кольцами	5-15
Грязесъёмник	5-15
Уплотнение поршня	5-16
Утечка из уплотнения поршня	5-16
Утечка через поршневое уплотнение влияет на скорость штока	5-17
Интенсификация давления вследствие утечки поршня	5-17

Проверка поршневого уплотнения на утечку.....	5-18
Интенсификация в штоковой камере гидроцилиндра.....	5-19
Направляющие (подшипниковые) кольца/износные кольца.....	5-21
Условия повышения надёжности.....	5-21
Интегрированные гидроцилиндры.....	5-22
Гидроцилиндры для систем «с замкнутым контуром».....	5-23
Выбор гидроцилиндра для мобильной машины.....	5-23
Упражнения к главе 5.....	5-24

Глава 6. Клапаны регулирования давления..... 6-1

Предохранительные клапаны прямого действия.....	6-1
Работа клапана.....	6-1
Характеристики клапана.....	6-2
Демпфирование предохранительного клапана.....	6-2
Области применения предохранительного клапана.....	6-3
Предохранительные клапаны приводов.....	6-3
Предохранительные клапаны в гидросистеме.....	6-3
Перекрёстные предохранительные клапаны.....	6-4
Предохранительные клапаны с пилотным управлением.....	6-5
Конструкция.....	6-5
Работа клапана.....	6-5
Предохранительные клапаны с дистанционным пилотным управлением.....	6-6
Редукционные клапаны.....	6-6
Клапаны последовательности.....	6-7
Компенсаторы на входе.....	6-8
Разгрузочный клапан в контуре.....	6-8
Регулирование максимального давления нагрузки.....	6-8
Редукционный компенсатор.....	6-9
Регуляторы нагрузки.....	6-10
Обратный клапан с пилотным управлением.....	6-10
Уравновешивающий (тормозной) клапан.....	6-11
Уравновешивающий клапан в гидросистеме.....	6-11
Работа клапана.....	6-12
Другие клапаны регулирования давления.....	6-13
Предохранительные клапаны аккумуляторов.....	6-13
Работа клапана.....	6-13
Снижение потерь энергии при холостом ходе машины.....	6-14
Разгрузка предохранительного клапана с пилотным управлением.....	6-14
Разгрузка нерегулируемого насоса в контуре аккумулятора.....	6-15
Краткий итог главы.....	6-15
Упражнения к главе 6.....	6-17

Глава 7. Гидроаппараты регулирования расхода..... 7-1

Постоянное отверстие.....	7-2
Влияние на расход формы отверстия.....	7-2
Постоянное дроселирующее отверстие.....	7-2
Регулируемое дроселирующее отверстие.....	7-2
Дроссель с задвижкой.....	7-2
Сферический дроссель.....	7-2
Игольчатый дроссель.....	7-3
Игольчатые дроссели в контуре.....	7-3
Влияние перепада давлений на расход.....	7-3
Увеличение уставки предохранительного клапана.....	7-4
Увеличение давления рабочей нагрузки.....	7-4
Дроссель с обратным клапаном.....	7-5
Регуляторы расхода.....	7-5
Нерегулируемые ограничители расхода.....	7-5
Работа ограничителя расхода.....	7-5
Регуляторы расхода.....	7-5
Работа регулятора расхода.....	7-6
Трёхлинейный регуляторы расхода в контуре.....	7-6
Увеличение давления рабочей нагрузки и уставки предохранительного клапана.....	7-6

Другие применения регулятора расхода	7-7
Контур с регулированием расхода на входе.....	7-7
Контур с регулированием расхода на выходе.....	7-8
Клапан тормоза опускания.....	7-8
Регулирование расхода посредством дросселирующих канавок на золотнике гидрораспределителя.....	7-9
Краткий итог главы.....	7-9
Упражнения к главе 7.....	7-10

Глава 8. Гидрораспределители 8-1

Обратные клапаны.....	8-2
Патронные клапаны.....	8-2
Седельные/тарельчатые распределители.....	8-2
Золотниковые гидрораспределители.....	8-3
Впуск распределителя.....	8-4
Обычный обратный клапан удержания нагрузки.....	8-4
Байпасный золотник /главный перепускной клапан.....	8-5
Функция аварийного останова.....	8-6
Сигнальное отверстие разгрузки.....	8-6
Соединитель сигнала чувствительности к нагрузке.....	8-7
Копировальная функция.....	8-7
Выход распределителя.....	8-7
Последовательное соединение.....	8-7
Клапан противодействия.....	8-8
Подача внутреннего управляющего давления.....	8-8
Секция распределителя.....	8-9
Обратный клапан удержания нагрузки.....	8-10
Отверстие манометра обратного клапана.....	8-10
Оограничитель/дроссель обратного клапана.....	8-11
Тормоз подъёма/подачи.....	8-11
Редукционный клапан.....	8-11
Перепускной клапан канала и антикавитационный клапан.....	8-12
Дополнительные принадлежности канала привода.....	8-13
Компенсатор давления.....	8-13
Сигнальная система чувствительности к нагрузке.....	8-14
Золотники.....	8-14
Номенклатура золотников.....	8-15
Центральная позиция золотника.....	8-15
Компенсация давления.....	8-16
Утечка золотника.....	8-16
Перекрытие золотника.....	8-17
Конфигурация золотника.....	8-18
Золотник типа D.....	8-19
Золотник типа Dm.....	8-19
Золотник типа Da.....	8-19
Золотник типа Db.....	8-19
Золотник типа S.....	8-19
Золотник типа M.....	8-19
Золотник типа F.....	8-20
Золотник типа R.....	8-20
Золотник типа DQ.....	8-20
Номенклатура золотников.....	8-20
Выбор золотника.....	8-20
Приводы золотников.....	8-21
Механические приводы.....	8-22
Ручные приводы.....	8-22
Золотники с пилотным управлением.....	8-22
Пневматическое управление.....	8-23
Гидравлическое управление.....	8-23
Соленоидное дискретное управление.....	8-23
Электрогидравлическое пропорциональное пилотное управление.....	8-24
Электрогидравлические дросселирующие гидрораспределители.....	8-25
Сравнение пропорциональных и сервораспределителей.....	8-25

Время срабатывания	8-26
Точность выполнения рабочих кромок золотника	8-26
Гистерезис, повторяемость, зона нечувствительности	8-27
Требования к фильтрации	8-27
Конструкция пропорционального распределителя	8-27
Принципы работы пропорционального соленоидного гидрораспределителя с прямым приводом	8-27
Принципы работы пропорционального соленоидного гидрораспределителя с пилотным управлением	8-28
Пропорциональный гидрораспределитель перепада давлений (управляемый моментным двигателем)	8-28
Состав управляющего клапана первой ступени	8-29
Состав второй или основной ступени	8-29
Принципы работы управляющего клапана	8-29
Принципы работы главного золотника	8-30
Силовая обратная связь	8-30
Состав мобильного сервораспределителя	8-30
Типы первых ступеней	8-31
Типы конструкций золотников второй ступени	8-31
Нулевое перекрытие	8-31
Отрицательное перекрытие	8-31
Положительное перекрытие	8-32
Принципы работы сервораспределителя	8-32
Управляющая электроника для электрогидравлических систем	8-32
Устройство защиты от перегрузок	8-34
Параллельные и последовательные контуры. Многозолотниковые контуры	8-34
Параллельно-параллельные контуры	8-34
Последовательно-параллельные контуры	8-35
Последовательно-последовательный контур	8-36
Сравнение стандартных мобильных гидросистем	8-36
Система с постоянным расходом (ПР)	8-37
Рабочие характеристики	8-38
Область применения	8-38
Система с постоянным давлением (ПД)	8-39
Облегчённая система с постоянным давлением (ПДО)	8-39
Рабочие характеристики	8-40
Область применения	8-40
Система чувствительности к нагрузке (LS)	8-40
Рабочие характеристики	8-41
Область применения	8-42
Потери мощности	8-42
Система с постоянным расходом (ПР)	8-42
Системы с постоянным давлением (ПД)	8-42
Системы чувствительные к нагрузке (LS)	8-43
Упражнения к главе 8	8-44

Глава 9. Устройства дистанционного управления в мобильных гидросистемах..... 9-1

Введение	9-1
Характеристики прямого управления	9-1
Характеристики дистанционного управления	9-2
Различные средства дистанционного управления	9-2
Приводы золотника	9-2
Открытые приводы золотника	9-2
Закрытые приводы золотника	9-3
Давление в системе управления	9-3
Гидравлическое дистанционное управление	9-3
Пропорциональный гидравлический блок рукояток	9-3
Описание работы	9-4
Пневматическое дистанционное управление. Электропневматическое двухпозиционное управление	9-4
Пропорциональный пневматический блок рукояток	9-4
Электрогидравлическое дистанционное управление	9-5
Прямое управление с помощью координатно-рычажных блоков (джойстиков)	9-5
Непрямое управление с помощью координатно-рычажных блоков (джойстиков)	9-5

Двухрежимная работа.....	9-6
Однорежимная работа.....	9-6
Бесконтактные рукоятки.....	9-6
Эргономика конструкции кабины. Факты об эргономике.....	9-7
Усилители обратной связи по току.....	9-8
Начальный и конечный ток.....	9-8
Гистерезис.....	9-9
Скорость изменения сигнала (рампа).....	9-9
Пропорциональные соленоиды.....	9-9
Связь.....	9-9
Аналоговая передача.....	9-9
Цифровая передача.....	9-10
Каналы связи.....	9-11
Модель системы.....	9-11
Функции.....	9-11
Датчики.....	9-11
Модульная конструкция.....	9-11
Главный блок управления.....	9-12
Интерактивный дисплей.....	9-12
Блоки расширения.....	9-12
Связь с системой.....	9-12
Стандартные функции – управление двигателем.....	9-13
Управление трансмиссией.....	9-13
Управление температурой.....	9-13
Управление краном.....	9-13
Глава 10. Рабочие жидкости для гидросистем.....	10-1
Рабочие жидкости на углеводородной основе.....	10-1
Смазка.....	10-1
Трение.....	10-1
Жидкая пленка.....	10-2
Смазывающая способность.....	10-2
Влияние параметра текучести на работу системы.....	10-2
Молекулы жидкости.....	10-3
Вязкость.....	10-3
Изменение вязкости под воздействием тепла.....	10-3
Сантистокс.....	10-3
Универсальная секунда по Сейболту.....	10-3
Изменение вязкости под воздействием давления.....	10-4
Взаимосвязь вязкости и тепловыделения.....	10-4
Взаимосвязь вязкости и смазывающей способности.....	10-4
Взаимосвязь вязкости и гидродинамической смазки компонентов.....	10-4
Взаимосвязь вязкости и текучести в узком пространстве.....	10-5
Индекс вязкости.....	10-6
Диапазон работы масла.....	10-6
Точка застывания.....	10-7
Проблемы, связанные с использованием гидравлического масла, и присадки.....	10-7
Смазка в условиях высокого давления.....	10-7
Противоизносные присадки.....	10-8
Проверка возможности смазки в условиях высокого давления.....	10-8
Окисление рабочей жидкости.....	10-8
Проверка гидравлической жидкости на окисление.....	10-10
Вода в гидравлической жидкости.....	10-10
Проверка наличия воды в гидравлической жидкости.....	10-10
Ржавление и коррозия.....	10-10
Ингибиторы ржавления и коррозии.....	10-11
Пенообразование.....	10-11
Антипенные присадки.....	10-11
Проверка пенообразования.....	10-11
Загрязнение рабочей жидкости.....	10-12
Проверка степени загрязнения гидравлической жидкости.....	10-12
Рекомендации по техническому обслуживанию гидросистемы.....	10-12

Очистка фильтроэлементов с проволочной сеткой	10-13
Огнестойкие гидравлические жидкости	10-14
Определение понятия «огнестойкость»	10-14
Точка вспышки	10-15
Точка возгорания	10-15
Температура самовозгорания	10-15
Типы огнестойких гидравлических жидкостей	10-15
Гидравлические жидкости на водной основе	10-15
Водно-масляная эмульсия	10-15
Эмульсионное масло	10-15
Инвертная эмульсия	10-16
Вязкость водно-масляных эмульсий	10-16
Проблемы при использовании инвертной эмульсии	10-17
Фазовое разделение	10-17
Проверка фазового разделения жидкости	10-17
Образование бактерий	10-17
Проверка образования бактерий в рабочей жидкости	10-17
Водно-гликолевая жидкость	10-17
Сравнение инвертной эмульсии и водно-гликолевой жидкости	10-18
Проблемы при использовании гидравлических жидкостей на водной основе	10-18
Смазывающая способность гидравлических жидкостей на водной основе	10-18
Испарение воды	10-18
Синтетические огнестойкие гидравлические жидкости	10-19
Сравнение огнестойких гидравлических жидкостей на водной основе и на основе эфиров фосфорной кислоты	10-19
Проблемы при использовании огнестойких гидравлических жидкостей	10-20
Совместимость огнестойких жидкостей	10-20
Пенообразование и захват воздуха в среде огнестойких гидравлических жидкостей	10-20
Загрязнение системы с огнестойкой гидравлической жидкостью	10-21
Рекомендации по техобслуживанию	10-21
Биоразлагающиеся гидравлические жидкости	10-21
Гидравлические жидкости на основе растительных масел	10-22
Гидравлические жидкости на основе сложного эфира	10-23
Гидравлические жидкости на основе полигликолей (полиалкиленгликолей)	10-25
Смешивание разных гидравлических жидкостей	10-25
Сопутствующие расходы	10-25
Применение воды в качестве гидравлической жидкости	10-26
Воздух, растворённый в гидравлической жидкости	10-26
Давление паров жидкости	10-27
Вязкость	10-27
Характеристики воды	10-27
Заключение	10-28
Упражнения к главе 10	10-29

Глава 11. Гидравлические фильтры..... 11-1

В рабочую жидкость попадают загрязняющие вещества	11-1
Загрязнение	11-2
Типы и источники загрязнений	11-2
Загрязнение водой	11-2
Предотвращение	11-4
Впитывание	11-4
Центрифугирование	11-4
Вакуумное обезвоживание	11-4
Загрязнение измеряется в микрометрах	11-4
Предел видимости	11-4
Определение чистоты жидкости	11-4
Определение количества частиц	11-5
Требования, предъявляемые к чистоте компонентов	11-5
Фильтроэлементы	11-6
Пористые фильтроэлементы	11-6
Размеры пор пористых фильтроэлементов	11-6
Номинальные параметры	11-7

Типы фильтровального материала и номинальные параметры.....	11-7
Испытания на многократное прохождение	11-7
Коэффициент β	11-7
Поверхностные фильтроэлементы	11-8
Размеры пор поверхностных фильтроэлементов.....	11-8
Абсолютная тонкость фильтрации	11-8
Фактическая тонкость фильтрации фильтроэлемента.....	11-9
Источники загрязнений	11-9
Загрязняющие вещества, содержащиеся в гидросистеме	11-9
Грязь, образующаяся внутри гидросистемы	11-9
Загрязняющие вещества, попадающие в гидросистему.....	11-10
Классификация способов фильтрации в зависимости от потока жидкости.....	11-10
Пропорциональная фильтрация.....	11-11
Полнопоточная фильтрация	11-11
Классификация способов фильтрации в зависимости от положения фильтра в гидросистеме	11-11
Погружной всасывающий фильтр	11-11
Всасывающий фильтр для наружной установки	11-11
Напорный фильтр.....	11-12
Сливной фильтр	11-12
Перепускной клапан фильтра	11-12
Устройство перепускного клапана	11-12
Принцип работы перепускного клапана.....	11-12
Индикатор фильтра	11-13
Устройство индикатора фильтра.....	11-13
Принцип работы индикатора фильтра	11-13
Техническое обслуживание фильтра.....	11-13
Упражнения к главе 11.....	11-14

Глава 12. Трубопроводы и соединения..... 12-1

Введение	12-1
Устранение утечек в гидросистемах	12-1
Причины утечек	12-1
Проектирование системы: выбор компонентов соединений	12-1
Конус 37° (для метрических или дюймовых труб).....	12-1
Фитинг для дюймовых труб с врезающимся кольцом (без развальцовки)	12-2
Фитинг для метрических труб с двухромочным врезающимся кольцом (без развальцовки)	12-2
Торцовое соединение с круглым резиновым кольцом (для метрических и дюймовых труб).....	12-2
Крепление резьбой концевых соединений	12-2
Штуцер с цилиндрической резьбой и круглым резиновым уплотнительным кольцом (метрическая и дюймовая системы)	12-2
Четырёхболтовые фланцевые соединения.....	12-3
Выбор компонентов – Типы труб	12-3
Взаимозаменяемость компонентов	12-3
Проект системы — разводка трубопроводов	12-3
Методы предотвращения высокой нагрузки	12-3
Использование подходящих зажимов	12-3
Разрешение движения под нагрузкой.....	12-4
Качество деталей — фитинги	12-4
Качество труб	12-4
Качество монтажных поверхностей узлов	12-4
Установка – изгибы труб	12-5
Отрезка труб	12-5
Развальцовка.....	12-5
Недостаточная или избыточная развальцовка.....	12-5
Предварительная пригонка соединений с врезающимся кольцом	12-6
Неправильная предварительная пригонка	12-6
Пайка торцовых уплотнений	12-6
Неправильная пайка.....	12-6
Монтаж соединения 37°– Моменты затяжки	12-6
Сборка соединений 37°со смешанными покрытиями	12-7
Сборка соединений с развальцовкой 37° по методу FFFT.....	12-7

Таблица затяжки по методу FFFT.....	12-8
Сравнение метода затяжки определённым моментом и метода FFFT.....	12-8
Сборка фитинга без развальцовки.....	12-8
Сборка штуцера с торцовым уплотнительным кольцом.....	12-8
Установка в корпусе штуцера с конической резьбой.....	12-8
Установка в корпусе штуцера с цилиндрической резьбой.....	12-8
Сборка угольника с цилиндрической резьбой и настраиваемой угловой ориентацией.....	12-9
Защемлённые уплотнительные кольца.....	12-9
Сборка 4-болтового фланцевого соединения.....	12-9
Моменты затяжки 4-х болтового фланцевого соединения.....	12-9
Обнаружение и устранение неисправностей.....	12-9
Причины утечек.....	12-9
Рекомендации по герметизации систем.....	12-10
Быстроразъёмные соединения.....	12-10
Одинарные запорные БРС.....	12-10
Двойные запорные БРС.....	12-10
Сквозные БРС.....	12-11
Материалы соединений.....	12-11
Герметизирующие материалы для соединений.....	12-11
Выбор БРС.....	12-11
Давление в системе и скачки давления.....	12-11
Выбор соединительных шлангов.....	12-12
Разрывное давление.....	12-12
Химическая устойчивость.....	12-12
Электропроводность.....	12-12
Длина линии.....	12-12
Рабочее давление.....	12-13
Рабочие температуры.....	12-13
Скачки давления.....	12-13
Защитные средства шлангов.....	12-13
Рассмотрение условий применения шлангов.....	12-14
Последствие давления.....	12-14
Поворотные адаптеры.....	12-14
Разрушение шланга.....	12-14
Вакуумные требования.....	12-15
Правила установки шланга.....	12-15
Основная конструкция шланга.....	12-16
Основная структура шланга.....	12-17
Типы заделок шлангов.....	12-18

Глава 13. Гидравлические системы и аккумуляторы рулевого

управления.....	13-1
Шестерённый насос гидроусилителя руля.....	13-1
Встроенный предохранительный клапан и делитель потока (возврат во входное отверстие).....	13-1
Встроенные предохранительный клапан и делитель потока (возврат в бак).....	13-2
Встроенные предохранительный клапан и делитель потока (возврат вторичного потока и слива из клапана во входное отверстие).....	13-2
Приоритетный делитель потока.....	13-2
Эксплуатационные показатели делителя потока.....	13-2
Из чего состоит встроенный предохранительный клапан.....	13-3
«Двухлинейная» энергетическая цепь силового насоса.....	13-3
«Трёхлинейная» энергетическая цепь силового насоса гидроусилителя руля.....	13-4
Управляющие схемы.....	13-4
Работа ротора в дозирующем устройстве.....	13-4
Работа золотника управления в нейтральной позиции.....	13-5
Работа золотника управления при правом повороте.....	13-5
Ручное управление – без давления в системе.....	13-5
Нереверсивная система с открытым центром.....	13-5
Реверсивная система с открытым центром.....	13-6
Система рулевого управления с открытым центром и дополнительными внешними функциями.....	13-6
Система с открытым центром и золотником приоритетной потребности.....	13-6
Нереверсивная система с закрытым центром.....	13-7

Система с закрытым центром и золотником приоритетной потребности.....	13-7
Система с открытым центром и золотником приоритетной потребности	13-7
Чувствительная к нагрузке система рулевого управления с закрытым центром.....	13-7
Аккумулятор в системе рулевого управления	13-8
Поршневой аккумулятор	13-8
Баллонный аккумулятор	13-8
Аккумуляторы в цепи	13-8
Увеличение потока	13-8
Давление предварительной зарядки.....	13-9
Предварительная зарядка влияет на функцию поглощения ударов	13-9
Давление предварительной зарядки	13-9
Контроль давления предварительной зарядки	13-9
Системы рулевого управления.....	13-11
Упражнения к главе 13.....	13-12
Глава 14. Гидравлические баки и охладители	14-1
Гидравлические баки	14-1
Компоненты гидравлического бака	14-1
Функции гидравлического бака	14-1
Охладители	14-2
Воздушные охладители	14-2
Водяные охладители	14-2
Установка охладителей в контуре	14-2
Механическое воздействие на гидравлический бак	14-3
Крышка заливной горловины/сапуна	14-3
Дополнительная оснастка гидравлического бака	14-4
Встроенный гидравлический бак	14-4
Упражнения к главе 14	14-5
Глава 15. Что такое «Механизм отбора мощности»?	15-1
Функционирование MOM	15-3
Выбор MOM	15-4
Установка и преобразование MOM	15-6
Установка бокового MOM	15-8
Установка промежуточного MOM	15-10
Приводной вал MOM	15-11
Преобразование MOM	15-11
Диагностика и устранение неисправностей MOM	15-12
Словарь терминов	15-15
Сокращения	15-17
Упражнения к главе 15.....	15-18
Приложение А. Перевод единиц измерения	А-1
1.0 Стандарты	А-1
2.0 Таблицы перевода	А-1
1.1 Метрические единицы и единицы СИ	А-1
1.1 Метрические единицы и единицы СИ	А-2
1.2 Метрические единицы длины	А-2
1.3 Британские единицы длины	А-2
1.4 Метрические единицы объема	А-3
1.5 Британские единицы объема	А-3
1.6 Метрические единицы веса	А-3
1.7 Британские единицы веса	А-3
1.8 Метрические префиксы	А-3
2.1 Перевод метрических единиц в британские	А-4
2.2 Перевод британских единиц в метрические	А-4
2.3 Таблица перевода дробных чисел в десятичные	А-5
2.4 Таблица перевода °С в °F	А-6
2.5 Таблица перевода °F в °С	А-6
Приложение В. Области применения.....	В-1
Область применения – Экскаватор	В-1

Описание функций.....	B-1
Область применения – Лесная промышленность.....	B-3
Хлыстовая заготовка.....	B-3
Заготовка сортиментов в лесу.....	B-4
Область применения – Горные работы.....	B-6
Строительные работы.....	B-6
Основные функции.....	B-6
Описание функций.....	B-7
Область применения – Мусоровоз.....	B-8
Погрузчик в задней части кузова.....	B-8
Прессование.....	B-8
Выгрузка.....	B-9
Гидросистема.....	B-9
Система управления.....	B-9
Гидравлические функции.....	B-9
Функция двери бункера.....	B-10
Функция выталкивания.....	B-10
Функция зачистки.....	B-11
Функция прессования.....	B-11
Область применения – Кран на грузовом автомобиле.....	B-12
Функции.....	B-12
Кран.....	B-12
Поворот.....	B-12
Основная стрела.....	B-13
Вторая стрела.....	B-13
Телескопический механизм.....	B-13
Лебёдка.....	B-13
Опоры.....	B-13
Специальные функции/Аварийный останов.....	B-13
Уравновешивающий клапан.....	B-13
Дросселирующие канавки.....	B-13
Снижение скорости.....	B-13
Защита от перегрузки.....	B-13
Амортизирующий клапан.....	B-14
Выбор и установка гидрораспределителя.....	B-14
Область применения – Колёсный погрузчик.....	B-15
Компактные погрузчики.....	B-15
Погрузчики средних размеров.....	B-15
Большие погрузчики.....	B-16
Функция стрелы.....	B-16
Подвеска стрелы.....	B-17
Ковш.....	B-17
Вспомогательные функции.....	B-17
Система управляющих гидрораспределителей.....	B-17
Рулевое управление.....	B-17
Гидродинамическая трансмиссия.....	B-17
Гидростатическая трансмиссия.....	B-17

Приложение С. Выбор фильтра для гидравлической жидкости..... С-1

Смазка и износ.....	C-1
Эффекты вызываемого частицами износа и взаимодействия.....	C-1
Экономические последствия простоев.....	C-2
Что следует учитывать при выборе фильтра.....	C-3
Защита насоса.....	C-3
Компоненты высокого давления.....	C-4
Другие варианты.....	C-5
Совместимость с рабочими жидкостями.....	C-6
Фильтрующий материал и конструкция фильтра.....	C-7
Расчетное давление.....	C-7
Процедуры выбора узла фильтра.....	C-7
Краткий итог главы.....	C-9

Глава 1

Введение в мобильную гидравлику

Сегодня гидравлика присутствует почти повсюду и широко распространена в промышленной, морской и военной областях, а также в мобильных машинах для применения на дорогах и в труднопроходимой местности. В настоящее время почти невозможно представить себе экскаватор (Рис. 1-1), созданный только с одними механическими или полностью электрическими компонентами.



Рис. 1-1 Гусеничный экскаватор

Преимущества гидравлической силовой трансмиссии

Гидравлические силовые трансмиссии используются благодаря следующим особенностям:

- компактные компоненты - мощные, лёгкие и с малыми габаритными размерами
- гибкий монтаж – компоненты могут размещаться оптимальном месте
- энергия легко передается через трубы и шланги
- легко обеспечиваются смазка и охлаждение трансмиссии
- повышение производительности – оператор может управлять несколькими функциями одновременно с помощью удобных рычага дистанционного управления и ножных педалей
- прецизионное перемещение – очень точное и плавное позиционирование
- легко осуществляется защита от перегрузки – исключаются поломки компонентов и заклинивание двигателя

Некоторые замечания

Как и у всего в нашей жизни, у гидравлики имеются некоторые недостатки:

- шум
- внешняя утечка – небольшое количество минерального масла может испортить большое количество грунтовой воды; сегодня, тем не менее, все более распространенными становятся биоразлагающиеся рабочие жидкости
- загрязнение – грязь в гидравлической жидкости вызывает износ и ухудшение рабочих характеристик машины
- температура – слишком высокая или слишком низкая температура вредны и влияют как на рабочие характеристики, так и на надёжность компонентов машины
- воздух в гидравлической жидкости снижает жёсткость трансмиссии и вызывает повреждение насоса (вследствие кавитации)



Гидромотор:

- подача: 5 см³ (0,30 дюйм³/об)
- частота вращения в непрерывном режиме 8500 мин⁻¹
- мощность в непрерывном режиме 13 кВт (17,5 л.с.)
- длина 134 мм (5,28 дюйма)
- вес 5 кг (11 фунтов)

Электродвигатель:

- частота вращения 2900 мин⁻¹
- мощность 11 кВт (15 л.с.)
- длина 320 мм (12,6 дюйма)
- вес 65 кг (145 фунтов)



Рис. 1-2 Сравнение гидромотора и электродвигателя приблизительно одинаковой мощности

В этой главе

Некоторые базовые компоненты, используемые для создания гидравлических систем, будут описаны в разделе «Базовые компоненты, используемые в гидравлических системах» (страницы с 1-3 по 1-4), включая рисунок и соответствующее гидравлическое обозначение.

Несколько примеров мобильных областей применения будут приведено в конце этой главы (страницы с 1-6 по 1-11):

- буровая установка
- экскаватор
- подборщик-сортиментовоз
- колёсный погрузчик
- контейнерный погрузчик
- кран
- мусоровоз

В следующих главах

Чтобы понимать гидравлику, необходимо знание некоторых «базовых гидравлических принципов»; этот предмет описывается в главе 2.

Более подробное описание насосов, аккумуляторов, гидромоторов, цилиндров, гидроаппаратов регулирования давления/расхода, гидрораспределителей и дистанционных систем управления приведено в последующих главах.

Кроме того, в дальнейших главах приведено описание «Общепотребительных гидростатических систем», сервоклапанов и гидравлических жидкостей, а также устройств кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, резервуары, охладители и нагреватели) и гидравлических линий.

И, наконец, в завершение книги приведена следующая справочная информация:

- гидравлические обозначения (примеры в Рис. 1-3)
- общепотребительные гидравлические формулы
- основные схемы гидроприводов
- предметный указатель

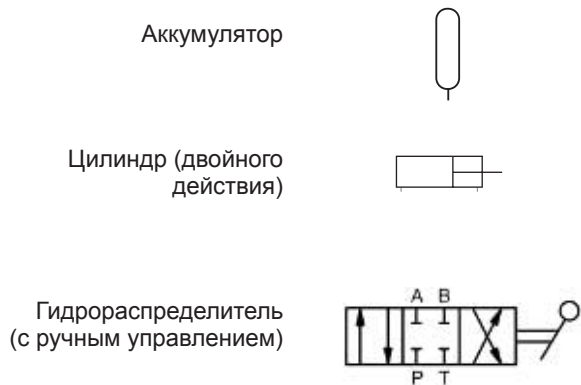


Рис. 1-3 Гидравлические обозначения (примеры)

Базовые компоненты, используемые в гидросистемах

Простая гидросистема

Гидросистема может принимать множество различных форм в зависимости от её места использования, например, в авиационной, космической, военной, промышленной или мобильной областях. Тем не менее, все системы, вообще говоря, работают по одним и тем же принципам и, как правило, содержат одни и те же компоненты.

На Рис. 1-4 в качестве примера показана гидросистема на машине, предназначенной для простой задачи подъёма груза. Учитывая, что груз имеет значительный вес, и максимальная скорость подъёма высока, оператора машины обычно располагают на удалении от гидравлических компонентов так, чтобы он видел происходящее, поэтому в гидросистеме использован гидрораспределитель с сервоуправлением.

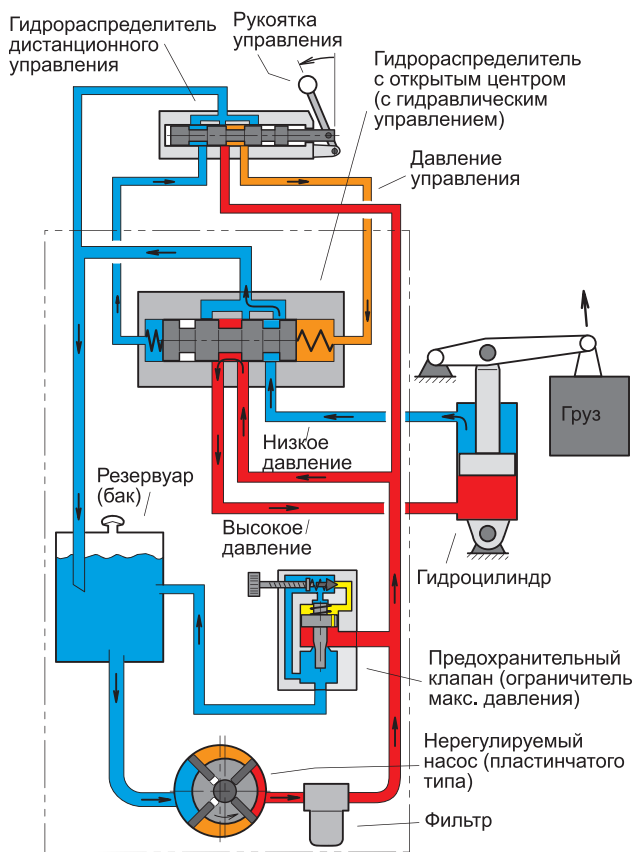


Рис. 1-4 Простая гидросистема

Основным преимуществом такой схемы является то, что конструктор машины может выбрать оптимальное место для оператора.

Дополнительным преимуществом является позиционирование груза, которое может осуществляться чрезвычайно плавно с помощью системы дистанционного управления; это очень важно при ответственных погрузочных операциях.

В следующих разделах кратко описываются наиболее распространённые компоненты мобильной системы; большинство из них показано на Рис. 1-4. Отдельные изделия, а также различные контуры и гидросистемы более подробно описываются в последующих главах.

Насосы

Насос является сердцем гидросистемы. Он подает в систему определенный поток рабочей жидкости под давлением, определяемым нагрузкой.

Давление нагрузки может создаваться в гидроцилиндре, поднимающем бревно, или в гидромоторе, приводящем в движение мобильную машину.

Наиболее распространенными типами ротационных насосов в мобильной гидравлике являются:

- шестерённый
- пластинчатый
- аксиально-поршневой.

Шестерённые насосы имеют постоянную подачу (рабочий объём) и подают определенное количество рабочей жидкости за каждый оборот вала насоса.

Пластинчатые и аксиально-поршневые насосы могут иметь либо постоянную, либо переменную подачу (рабочий объём), в зависимости от системы.

Регулируемый насос подает поток рабочей жидкости в соответствии с потребностью (до его максимальной подачи).



Условное обозначение регулируемого насоса

Рис. 1-5 Регулируемый аксиально-поршневой насос

Аккумуляторы

В соответствии с его названием, в аккумуляторе накапливается рабочая жидкость. Обычно насос подает в аккумулятор рабочую жидкость под давлением, причём при необходимости (в некоторых переходах цикла) эта жидкость добавляется к подаче насоса.

Аккумуляторы также используются для демпфирования пиков давления и исключения пульсаций давления, способных в некоторых случаях повредить систему.

Имеется три типа аккумуляторов:

- баллонный
- диафрагменный
- поршневой



Условное обозначение аккумулятора

Рис. 1-6 Аккумулятор баллонного типа

Гидроаппараты

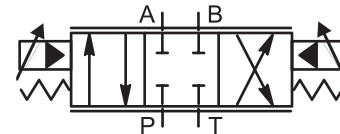


Рис. 1-7 Гидрораспределитель (с электрогидравлическим управлением)

Гидрораспределители состоят, в основном, из корпуса и подвижной части, такой как золотник. Гидрораспределитель соединяет и разъединяет каналы для прохода рабочей жидкости внутри корпуса (Рис. 1- 8).

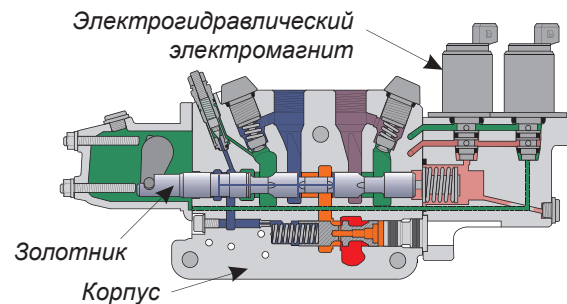


Рис. 1-8 Гидрораспределитель (в разрезе) со встроенными органами управления расходом и давлением; золотник сдвинут влево

Например, отверстие, в которое подается рабочая жидкость из насоса, может быть соединено с таким исполнительным механизмом, как гидромотор (Р соединено с В на рисунке с обозначением гидрораспределителя, Рис. 1-7). В то же самое время рабочая жидкость, возвращающаяся из гидромотора, уходит в резервуар (А соединено с Т).

В дополнение к распределению потока, в корпус гидроаппарата могут быть встроены другие устройства (также поставляемые как отдельные блоки), обеспечивающие:

- ограничение или уменьшение давления
- ограничение расхода

На Рис. 1-8 показан гидроаппарат, в котором положение золотника определяется дистанционным электрическим сигналом, подаваемым на один из двух электромагнитов, которые, в свою очередь, создают гидравлическое давление, воздействующее на торец золотника.

Имеется несколько других способов управления положением золотника (например, рукоятка или пневмопривод).

Гидроцилиндры

Гидроцилиндр называется линейным исполнительным механизмом. Под действием приложенного к нему гидравлического давления, цилиндр создаёт толкающее или тянущее усилие. Его основными частями являются гильза, поршень и шток (Рис. 1-9).

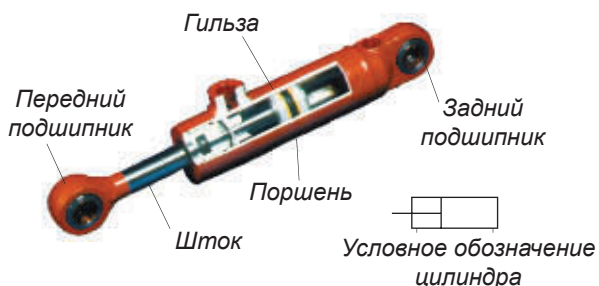


Рис. 1-9 Гидроцилиндр двойного действия (с вырезом)

Имеется три основных варианта цилиндров:

- двойного (двустороннего) действия
- одностороннего действия
- телескопический

Цилиндры одно- и двустороннего действия используются в многочисленных мобильных областях применения, в то время как телескопический цилиндр используется, в основном, в качестве цилиндра опрокидывающего механизма платформы грузовика или строительного самосвала.

Гидромоторы

Гидромоторы применяются в самых различных машинах, таких как привод лебедок, колес и гусениц, пильных цепей и вентиляторов охлаждения, а также в поворотных платформах экскаваторов и приводе штанг буровых установок.

Гидромотор является вращательным исполнительным механизмом с конструкцией, подобной гидравлическому насосу. Главное различие состоит в том, что гидромотор, как правило, является двунаправленным, т.е. он может работать в обоих направлениях – по часовой стрелке и против часовой стрелки. Два основных отверстия, следовательно, должны выдерживать максимальное рабочее давление, а также кратковременные пики, которые могут создаваться в гидросистеме.

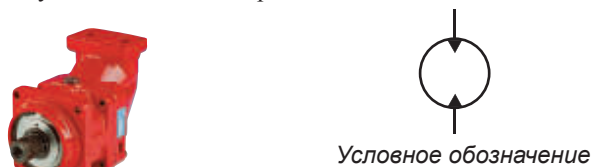


Рис. 1-10 Нерегулируемый гидромотор



Рис. 1-11 Регулируемый гидромотор

В мобильных областях применения имеются следующие типы гидромоторов:

- шестерённые (включая героторные)
- пластинчатые
- радиально-поршневые
- аксиально-поршневые

Аксиально-поршневые гидромоторы можно разделить на исполнения с наклонным диском и наклонным блоком, оба этих типа выпускаются в регулируемом и нерегулируемом вариантах.

Компоненты для систем дистанционного управления

Система дистанционного управления состоит из рычагов, педалей и различных кнопок, используемых для управления основными гидравлическими компонентами, такими как насосы, гидрораспределители и гидромоторы.



Рис. 1-12 Гидравлические джойстик и педаль

Управляющий сигнал (сигнал сервоуправления) из удалённого компонента может быть гидравлическим, электрическим, пневматическим или комбинированным. В мобильных машинах наиболее распространены полностью гидравлические сигналы или электрогидравлическая комбинация. В рабочих платформах, используемых вблизи от высоковольтных ЛЭП, также используются управляющие радио- или оптоволоконные сигналы.



Рис. 1-13 Электрический многофункциональный джойстик дистанционного управления и электронный блок управления.

Система дистанционного управления, как следует из названия, облегчает управление функциями машины с некоторого расстояния, например из кресла оператора в кабине экскаватора или фронтального погрузчика.

Кроме того, сигналы низкого давления или электрические сигналы минимизируют нагрев и шум, а также повышают уровень безопасности и комфорта оператора в кабине.

Еще более важными могут быть малые усилия на органах управления, присущие таким системам в дополнение к другим эргономически благоприятным мерам, которые могут быть осуществлены в машине. Это уменьшает риск усталости оператора и одновременно увеличивает производительность машины.

Типичные области применения мобильной гидравлики

Буровая установка - Описание

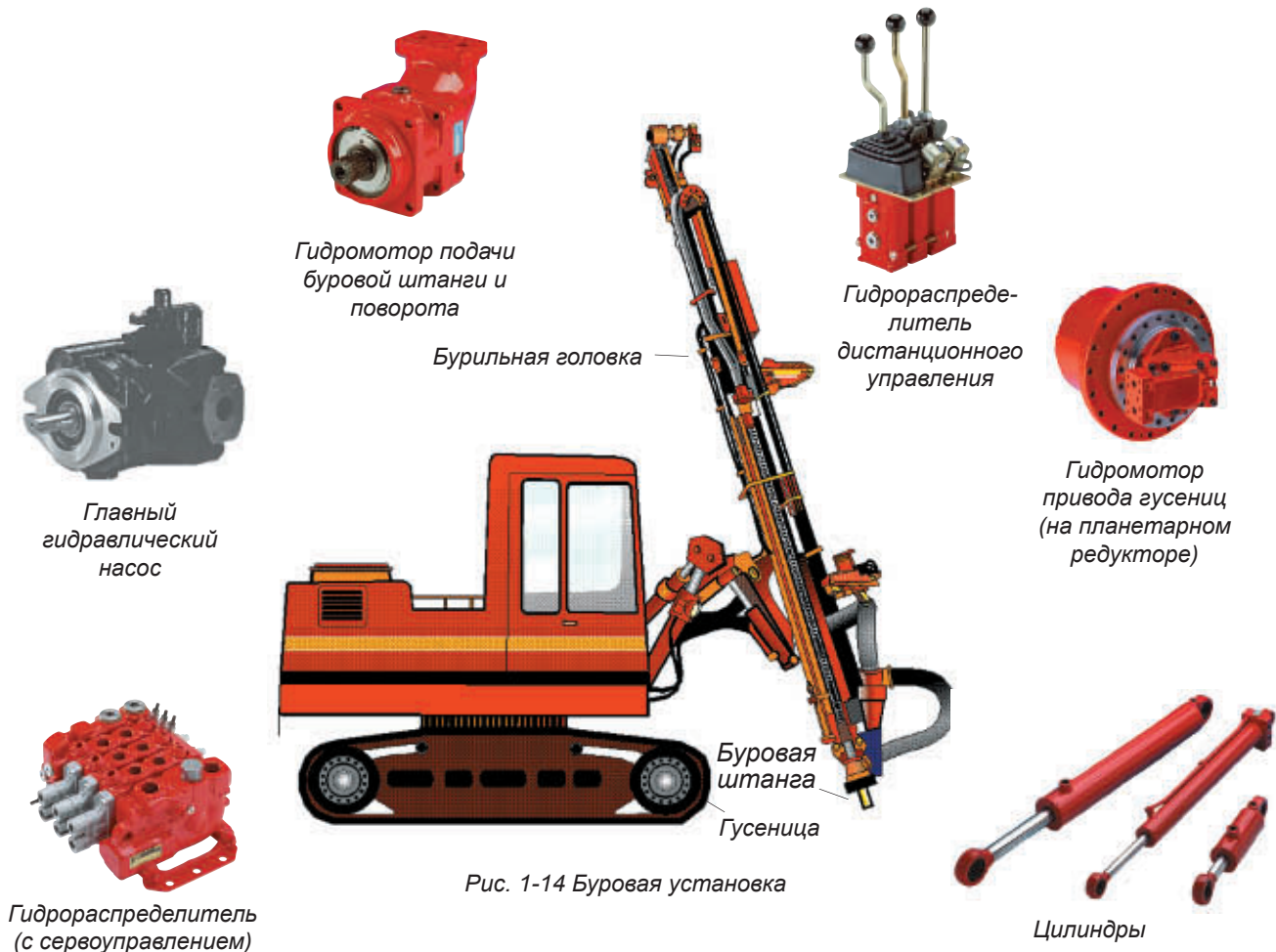
Термин «буровая установка» охватывает несколько типов машин, используемых в таких отраслях, как строительство и бурение водозаборных скважин, горные разработки и карьерные работы, проходка туннелей, причём возможна работа на поверхности или под землёй.

В современных буровых установках все функции управляются гидравлическим способом, что делает машину гибкой и удобной для пользователя и высокопроизводительной.

Базовые технологии можно разбить на следующие типы:

- ударное бурение
- вращательно-ударное бурение
- вращательное бурение
- бурение ям под сваи

Ударное и вращательно-ударное бурение применяется для скальной породы. Вращательное бурение используется для бурения как твердой, так и мягкой породы, а бурение ям под сваи используется для мягкой породы.



Гидросистема

Главные гидравлические насосы приводятся в действие дизельным двигателем (или, в буровых установках для подземных горных работ электродвигателем). Они подают рабочую жидкость в бурильную головку, ударяющую по буровой штанге и вращающую её.

Эти насосы также питают приводы других рабочих функций, такие как позиционирующие цилиндры и гидромоторы привода гусениц, а также гидромоторы привода вентиляторов и подачи буровой штанги.

Гидрораспределители получают поток от насосов и по команде направляют весь поток или его часть на различные рабочие функции.

В кабине у оператора машины имеется несколько ручных органов дистанционного управления низкого давления и/или электрогидравлических, посредством которых он подает сигналы гидрораспределителям, чтобы активировать выбранные рабочие функции.

Экскаватор - Описание

Экскаваторные работы являются одной из самых распространенных операций в строительной отрасли. За последние четыре-пять десятилетий экскаваторы превратились в очень производительные машины.

Ежегодно во всем мире выпускается около 150 000 таких машин, включая небольшие экскаваторы с весом менее одной тонны и большие машины с весом более 100 тонн, причём все они имеют гидравлическое управление.

Экскаваторы можно разделить на три группы:

- мини-экскаваторы
- колёсные экскаваторы
- гусеничные экскаваторы

Основные функциональные компоненты машины (стрела, рукоять, ковш, поворотная платформа и гусеницы) имеют разные рабочие циклы. Поворот платформы может занимать 75% времени, в то время как гусеницы могут использоваться только в течение 10% времени.

Рабочие функции, тем не менее, имеют одну общую особенность – они выполняются в очень жёстких рабочих условиях.



Рис. 1-15 Гусеничный экскаватор

Гидросистема

Два (или более) насоса смонтированы на редукторе с приводом от дизельного двигателя и подают рабочую жидкость в основные рабочие функциональные компоненты: стрелу, рукоять, ковш и поворотную платформу.

В альтернативном режиме, рабочая жидкость направляется в два гидромотора гусениц с питанием от одного или двух насосов, таким образом, обеспечивая поворот машины «на пятячке» посредством вращения одного гидромотора по часовой стрелке, а другого – против часовой стрелки.

В передней части подлокотников кресла оператора установлены два джойстика дистанционного управления, с помощью каждого из которых осуществляется управление двумя и более функциями. Посредством джойстиков и двух педалей оператор управляет всеми рабочими функциями и гусеницами.

Кроме того, благодаря системе дистанционного управления, возможны как быстрые перемещения, так и медленные прецизионные маневры.

Подборщик-сортиментовоз (лесопогрузчик) - Описание

Существуют два различных метода лесозаготовки. Одним из них является «хлыстовой» метод, когда дерево целиком с ветвями после спиливания у корня «стрелюется» на край дороги.

Другой метод – это «заготовка сортиментов в лесу», когда дерево обрабатывается лесозаготовительной машиной: она спиливает его у корня, валит, обрезает сучья и разрезает ствол на сортименты требуемой длины.

Затем подборщик-сортиментовоз (лесопогрузчик), показанный ниже на рисунке, вывозит бревна из леса на край дороги, где их забирает грузовик и отвозит на комбинат для дальнейшей переработки на доски или целлюлозу для бумаги.

Грузоподъёмность составляет от 8 до 20 тонн, а мощность двигателя - от 60 до 150 кВт (от 80 до 200 л.с.).



Рис. 1-16 Подборщик-сортиментовоз

Гидросистема

Главные гидравлические насосы с приводом от дизельного двигателя питают все рабочие и транспортные функциональные компоненты машины.

Оператор управляет шестью функциями крана или погрузчика с помощью двух джойстиков, установленных в передней части подлокотников кресла. Он может выбирать, управлять ли ему одновременно только одной функцией, или несколькими функциями. Используемая система дистанционного управления обеспечивает как высокие многофункциональные скорости, так и тонкое маневрирование.

Рулевое управление посредством шарнирно-сочлененной рамы и управление скоростью в прямом/обратном направлении осуществляется оператором в двух положениях: в одном – при работе с погрузчиком, и в другом (противоположном) – при перевозке.

Гидростатическая колёсная трансмиссия с регулируемым насосом и гидромотором автоматически ограничивает усилие привода, предотвращая перегрузку двигателя. Кроме того, она обеспечивает очень плавную работу в обоих направлениях.

Колёсный погрузчик - Описание

Ежегодно на мировой рынок колёсных погрузчиков поставляется более 55 000 машин. В основном, колёсные погрузчики можно разделить на малые и большие.

Малые фронтальные колёсные погрузчики (Рис. 1-17) с мощностью двигателя до 50 кВт (65 л.с.) имеют рулевое управление с шарнирно-сочлененной рамой; почти все оборудуются гидростатическими трансмиссиями (с гидравлическими насосами и моторами). Они обычно используются как универсальные машины с несколькими видами оснастки, такими как вилчатый погрузчик и т.д. Машина часто используется как самоходное шасси.

Большие фронтальные погрузчики с мощностью более 75 кВт (100 л.с.) обычно создаются с гидродинамическими* трансмиссиями и шарнирно-сочлененной рамой.

* В гидродинамической трансмиссии крыльчатка насоса с приводом от двигателя раскручивает рабочую жидкость и подает её с высокой скоростью на крыльчатку гидромотора, который приводит в движение машину через редуктор.

Большие погрузчики используются, главным образом, в качестве производственных машин в карьерах, открытых горных разработках, на строительных площадках и в различных промышленных областях применения.

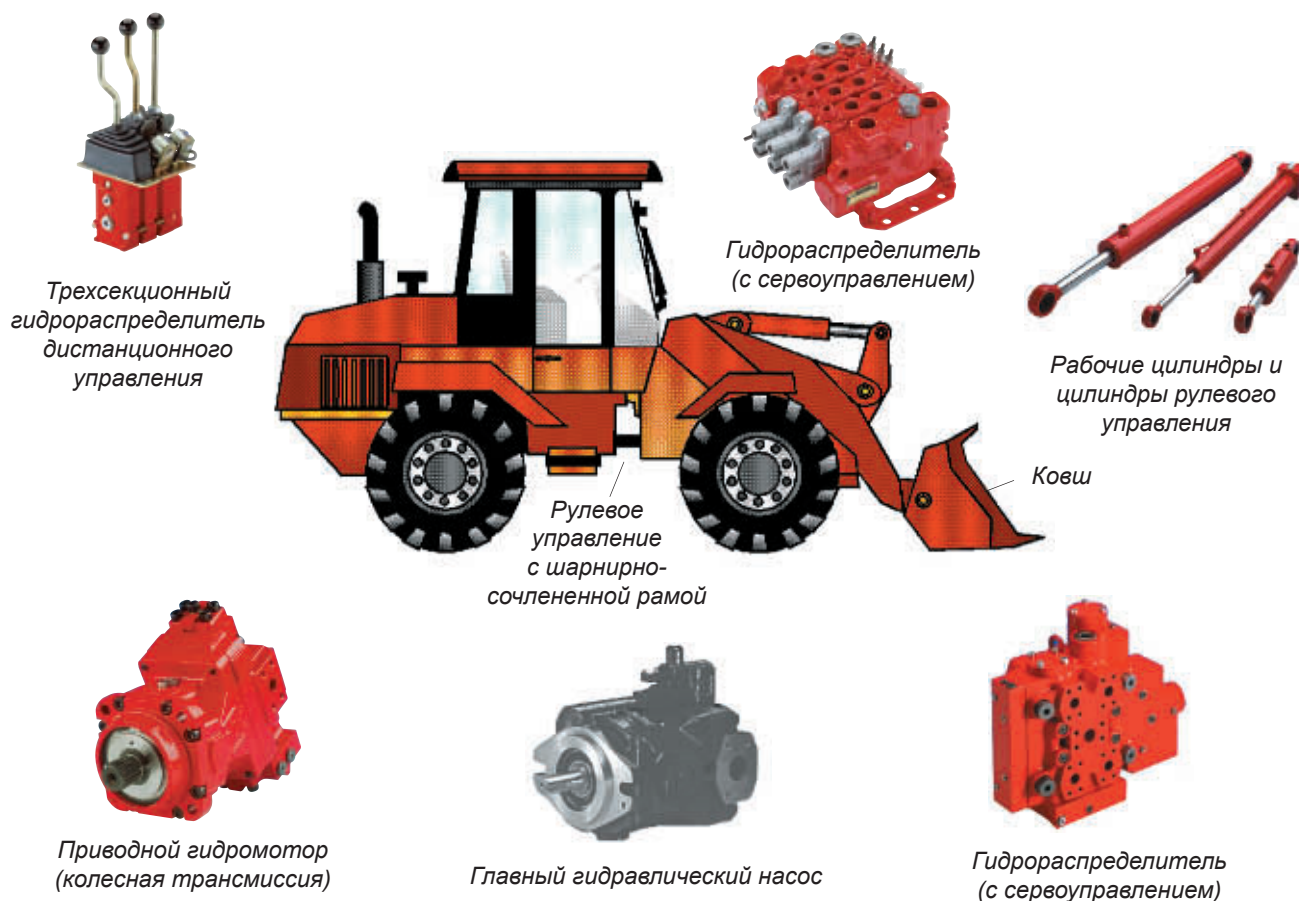


Рис. 1-17 Фронтальный колёсный погрузчик

Гидросистема

Двумя основными функциями машины являются ее перемещение (вперед и назад) и рытьё ковшем. Ковш управляется рычагами гидравлического дистанционного управления, или «джойстиком», расположенными в эргономически удобном месте.

Цилиндры рулевого управления шарнирно-сочлененной рамой больших машин питаются рабочей жидкостью от специального дозирующего клапана, управляемого рулевым колесом (гидроусилителя руля. Прим. ред.). Он выдает количество рабочей жидкости, пропорциональное повороту колеса.

На машинах с гидростатической четырехколёсной ходовой трансмиссией регулируемый насос и гидромотор обеспечивают высокую скорость при транспортировке и большое приводное усилие при рытье. Система дистанционного управления с рычагами также автоматически ограничивает усилие, не давая двигателю заглохнуть.

Такие навесные функциональные компоненты, как ковш, питаются от отдельного насоса; вариант с постоянной подачей устанавливается на машинах до 45 кВт (60 л.с.), а с переменной – на некоторых более крупных машинах.

Контейнерный погрузчик - Описание

Контейнерный погрузчик можно увидеть в портах и автомобильных или железнодорожных терминалах, где он перемещает большие, тяжёлые контейнеры. Он должен развивать большие скорости, как в режиме погрузки, так и в режиме транспортировки, с сохранением устойчивости.

Но еще более важно, чтобы контейнерный погрузчик мог обеспечивать прецизионные маневры на очень малой скорости при позиционировании контейнера.

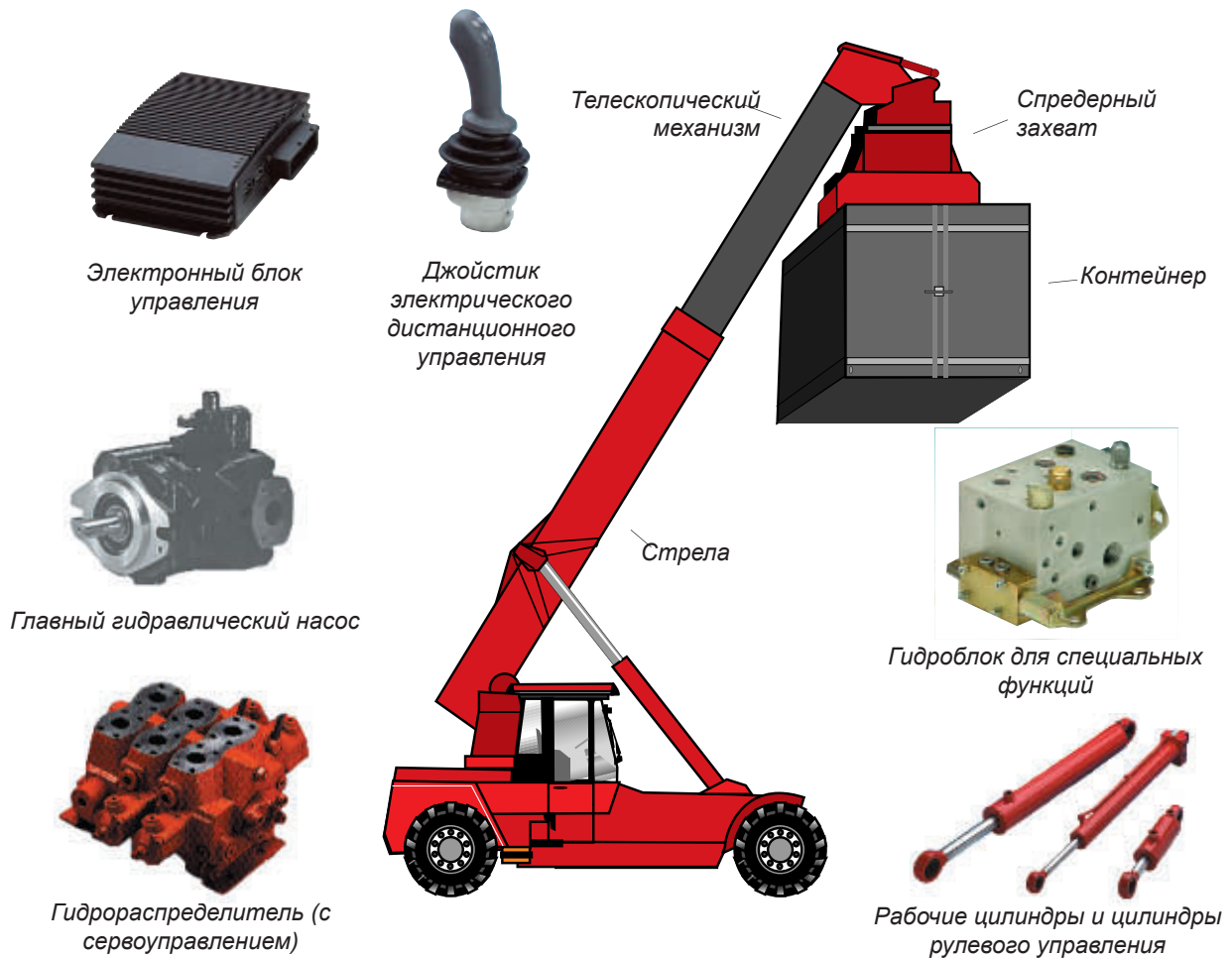


Рис. 1-18 Контейнерный погрузчик

Гидросистема

Обычно используются регулируемые насосы с приводом от дизельного двигателя, обеспечивающие интенсивный поток рабочей жидкости в стрелу и телескопический механизм, и в приоритетном режиме – в рулевое управление задними колесами.

Такие вспомогательные функции, как насадка спредерного захвата, обычно питаются от небольшого нерегулируемого насоса.

Все функции, как правило, имеют электрогидравлическое управление из кабины посредством многофункционального джойстика.

Когда стрела и телескопический механизм работают одновременно, используется система разделения потока. Разделение потока означает разделение контура насоса на две части, каждая из которых обеспечивает свою функцию.

В машинах с более развитой гидросистемой такое разделение управляется системой электронного управления.

Краны - Описание

Самозагружающиеся грузовые автомобили используются для погрузки и разгрузки грузов. Кран (подъемник) устанавливается на серийно выпускаемом шасси грузовика.

Краны для применения на грузовых автомобилях выпускаются в следующих вариантах:

- балка-рукоять (показана ниже)
- цельная стрела и основание с использованием лебедки
- держатель инструмента для широкого спектра повседневных работ

Небольшие краны управляются вручную гидрораспределителем, которым можно управлять с обеих сторон грузовика. В больших кранах всё чаще управление осуществляется с помощью гидравлической радиоуправляемой системы.

В соответствии с нормативами ЕС в Европе все краны с подъемным параметром 4 метрических тонна-метра и более оборудуются защитой от перегрузки и аварийным остановом.



Рис. 1-19 Самозагружающийся грузовой автомобиль

Гидросистема

Привод гидравлического насоса осуществляется от коробки отбора мощности (РТО - power takeoff) на коробке передач. Коробка отбора мощности может включаться и отключаться переключателем на приборной панели. В зависимости от типа крана и его назначения насос может быть одно- или двухпоточным, с постоянной подачей или, в более редких случаях, с переменной подачей.

При использовании с соответствующим гидрораспределителем двухпоточный насос (обеспечивающий два независимых потока) может применяться, например, на грузовике с краном и опрокидывающейся платформой. Большой поток при относительно низком давлении направляется в телескопический цилиндр (наклоняющий

платформу), а небольшой поток при значительно более высоком давлении – в цилиндр стрелы крана.

В настоящее время необходимо устанавливать многозолотниковый гидрораспределитель, обеспечивающий хорошую маневренность основных рабочих функций при всех условиях работы (на низкой или высокой скорости, а также при малой или большой нагрузке).

В гидрораспределитель для стрелы рекомендуется встраивать устройство защиты от перегрузки. Оно предотвращает тенденцию превышения грузоподъемности крана, которая в ином случае может возникнуть при подъеме груза.

Мусоровоз - Описание

Мусоровоз собирает контейнеры с отходами промышленных предприятий и жилых домов и разгружает отходы на свалке для мусора.

Автомобиль, в основном, создаётся на базе грузовика, модифицированном соответствующим образом для установки системы сбора мусора. Могут быть определены следующие его пять типов:

- с боковой загрузкой
- с задней загрузкой
- с передней загрузкой
- со съёмным самосвальным кузовом
- с крюком

Боковой погрузчик, показанный ниже, захватывает контейнер, поднимает его и вываливает содержимое в передний отсек автомобиля. При заполнении отсека очень мощный толкатель передвигает мусор внутрь кузова и сжимает его. После этого можно собирать дополнительный мусор.

На свалке, все содержимое выгаливается через заднюю дверь толкателем; толкатель затем втягивается в переднее положение и становится готовым для другого цикла прессования.

Производительность таких машин очень высока. Нормальным объемом являются от 1 000 до 2 000 контейнеров, что предъявляет высокие требования к эргономике и безопасности.

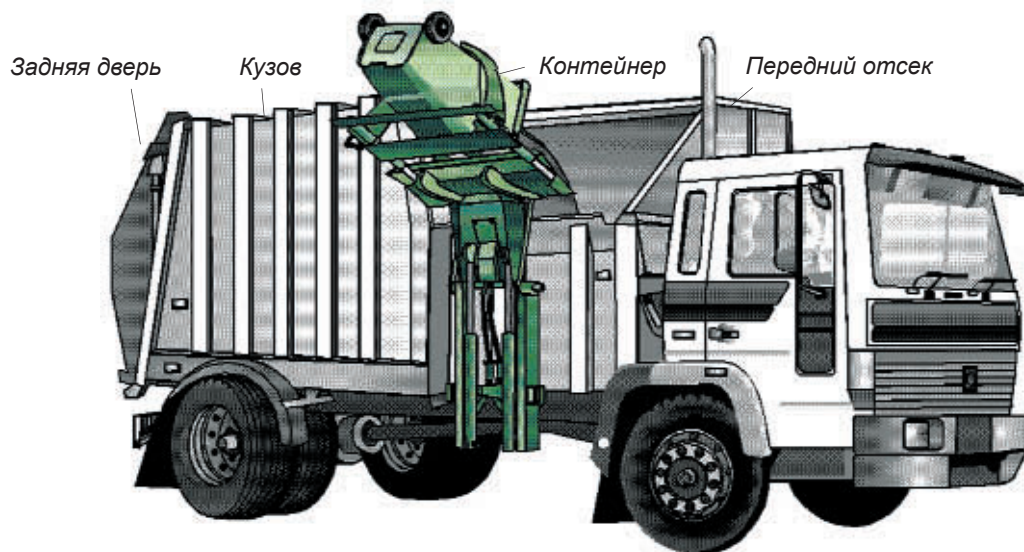


Рис. 1-20 Мусоровоз

Главный гидравлический насос (регулируемый)

Гидрораспределитель

Джойстик с электронным блоком управления

Рабочие цилиндры

Гидросистема

Гидросистема обычно разделена на два независимых контура вследствие различия давлений и рабочих режимов.

Один контур управляет механизмом прессования и такими вспомогательными функциями, как замки задней двери и кузова. Другой контур приводит в действие рычаг погрузчика, который управляется из кабины джойстиком.

Система управления

На мусоровозы распространяется большое количество нормативов безопасности и требований к блокировке, что делает очень уместным использование электронной системы управления.

Внедрение «взвешивания отходов» требует еще более точной и плавной работы с контейнерами при сохранении высокой скорости погрузки.

Упражнение к главе 1

Гидравлическая передача энергии

ИНСТРУКЦИИ: Утверждение в каждом незаконченном предложении может быть правильно завершено одним из выбранных вариантов. Прочитав предложение и возможные варианты, обведите кружком букву рядом с наиболее правильным ответом. Завершив все шесть утверждений, поставьте букву каждого ответа в квадрат с соответствующим обозначением. Из букв будет составлено слово. Общая максимальная сумма баллов равна 35; 5 баллов за ответ, 5 баллов за правильное слово.

1. Гидравлическая силовая трансмиссия используется благодаря таким её особенностям, как ____ и ____ .
 В. шум, уплотнения
 R. расход, сопротивление
 M. скорость, нагрузка
 E. компактность, точность
2. В мобильной гидравлике наиболее распространенными типами ротационных насосов являются шестёренный, пластинчатый и ____ .
 L. аксиально-поршневой
 R. ручной
 A. героторный
 E. радиальный
3. Двумя наиболее важными факторами, учитываемыми в мобильной гидравлике являются ____ и ____ .
 I. вязкость, трение
 S. загрязнение, температура
 N. вязкость, изменение направления
 F. скорость, жидкость
4. Аккумуляторы общеупотребительны в мобильных гидросистемах. Аккумуляторы бывают следующего типа (следующих типов): ____ .
 U. баллонный
 O. диафрагменный
 N. поршневой
 P. все из вышеуказанных
5. Аксиально-поршневые гидромоторы можно разделить на ____ и ____ .
 A. с наклонным диском, с наклонным блоком
 A. радиальные, с наклонным блоком
 I. одностороннего действия, с наклонным диском
 G. одностороннего действия, двойного действия
6. Одной из функций мобильного гидрораспределителя является распределение потока. Тем не менее, в корпус могут быть встроены такие дополнительные функции, как ____ и ____ .
 N. управление последовательностью, ограничение расхода
 L. направление вращения, управление последовательностью
 S. пропорциональное управление, антикавитация
 M. ограничение давления, ограничение расхода

Ответ 3

Ответ 5

Ответ 6

Ответ 4

Ответ 2

Ответ 1

--	--	--	--	--	--

Глава 2

Основные принципы гидравлики

Мобильное оборудование было изобретено для выполнения работы; пример приведен на Рис. 2-1. На рабочие характеристики этих машин оказывают свое влияние законы физики или физические свойства.

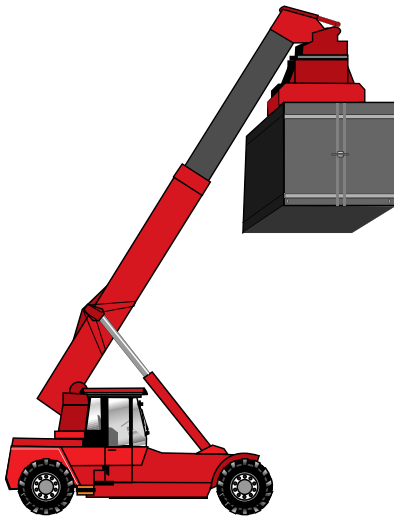


Рис. 2-1 Контейнерный погрузчик

Для того чтобы понять, как работает машина, в этой главе сделана попытка определить некоторые из таких законов и свойств, а затем объяснить, как они влияют на мобильное оборудование.

Сила

Сила – это любое воздействие, способное вызвать изменение в движении тела. В международной системе СИ единицей силы является ньютон, Н (названная по имени Исаака Ньютона); по определению 1 Н придает массе 1 кг ускорение 1 м/с^2 .

Единицей силы в британской системе единиц является фунт-сила (lbf); по определению 1 фунт-сила придает массе 1 фунт ускорение 1 фут/с^2 .

Изменения в движении

Сила, в контексте этой книги, может изменять движение тела, в основном, тремя способами:

- она может заставить тело двигаться
- она может замедлять или останавливать движущееся тело
- она может изменять направление движения

Сопротивление

Любая сила, способная остановить или замедлить движение тела, является сопротивлением. Примерами сопротивления являются трение и инерция (в процессе ускорения тела).

Трение как сопротивление

Сопротивление трения всегда присутствует между соприкасающимися поверхностями двух объектов при их движении относительно друг друга (Рис. 2-2).

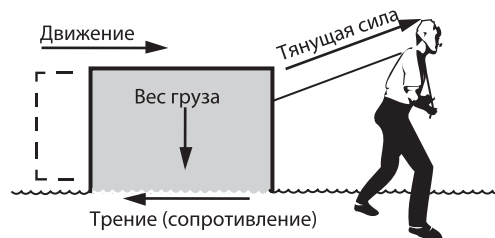


Рис. 2-2 Сопротивление при перетаскивании груза

Если ввести между двумя объектами гидравлическое масло, это уменьшит трение, а также снизит выделение тепла и величину силы или энергии, необходимую для перемещения объекта.

Энергия

Способность тела совершать работу является энергией. Некоторыми формами энергии (в соответствии с примерами, приведенными на Рис. 2-3) являются:

- механическая энергия
- тепловая энергия
- электрическая энергия
- световая энергия
- химическая энергия
- звуковая энергия



Световая энергия Тепловая энергия Механическая энергия Звуковая энергия

Рис. 2-3 Примеры форм энергии

Закон сохранения энергии

Принцип сохранения энергии состоит в том, что энергию нельзя ни создать, ни уничтожить, в то время как она может изменять свою форму.

Энергия изменяет форму

Энергия существует в самых различных формах и способна менять одну форму на другую. Например, электрическая энергия может быть изменена на несколько других форм. В зависимости от устройства или прибора, подключенного к электрической розетке, электрическая энергия может превращаться в световую, тепловую, механическую или звуковую.

Другим примером изменения формы энергии является человек, скользящий вниз по веревке. Когда наступает время для остановки или замедления, он сжимает веревку, и некоторое количество механической энергии падающего тела превращается в тепловую энергию, о чем хорошо известно большинству людей.

Инерция как энергия

Инерция, являющаяся сопротивлением тела к изменению своего движения, может также быть энергией. Движущееся тело сопротивляется своей остановке и может, следовательно, ударить по другому телу и вызвать движение. Если теннисный мяч и стальной шар одинакового размера движутся с одной и той же скоростью (Рис. 2-4), то стальной шар показывает больше инерции (энергии), так как он более массивный, и поэтому его трудно остановить. Стальной шар имеет больше кинетической энергии, чем теннисный мяч.



Рис. 2-4 Теннисный мяч имеет меньше инерции, чем стальной шар того же размера, если его бросить с такой же скоростью.

Два кубических метра (2,6 кубических ярдов) гравия в ковше фронтального погрузчика (Рис. 2-5) представляют собой огромное количество инерции или энергии при быстром опускании ковша. Этой инерцией или энергией необходимо управлять, иначе может произойти повреждение оборудования или травмирование персонала.



Рис. 2-5 Фронтальный погрузчик

В гидросистемах с инерцией всегда сталкиваются, когда груз ускоряется из состояния покоя (сопротивление), и когда пытаются замедлить или остановить движущийся груз (энергия).

Состояния энергии

При рассмотрении энергии следует учитывать состояние, в котором она обнаруживается. Она может проявлять себя либо как кинетическая, либо как потенциальная (Рис. 2-6).

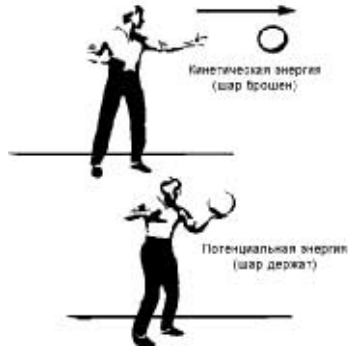


Рис. 2-6 Сравнение кинетической и потенциальной энергии

Кинетическое состояние энергии

Энергия в кинетическом состоянии является движущей энергией. Она является показателем количества работы, проделанной над объектом, или количества работы, которое объект может сделать.

В гидросистеме кинетическая энергия представлена потоком системы (весом и скоростью рабочей жидкости).

Потенциальное состояние энергии

В потенциальном состоянии энергия может храниться (например, в аккумуляторе; Рис. 2-7). Она ждёт возможности действия и превращения в кинетическое состояние.

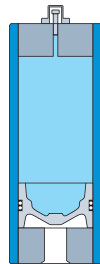


Рис. 2-7 Потенциальная энергия, хранящаяся в аккумуляторе

Гидравлический аккумулятор может хранить гидравлическое масло под высоким давлением в качестве потенциальной энергии. Потенциальная энергия может превращаться в рабочую энергию или кинетическую энергию (расход и давление). На Рис. 2-7 давление хранится в поршневом аккумуляторе, предварительно заряженном азотом.

Потенциальная энергия способна превращаться в кинетическую благодаря своей физической структуре или расположению выше точки отсчета.

Поднятая на высоту вода в водонапорной башне (Рис. 2-8) обладает потенциальной энергией. Она может быть извлечена в виде кинетической энергии, когда на нижнем уровне открывают водопроводный кран в доме. Таким же образом, электрический аккумулятор машины, если он не подключен к цепи, находится в состоянии потенциальной энергии.



Рис. 2-8 Потенциальная энергия, хранящаяся в водонапорной башне

Благодаря своей физической структуре, химические соединения в электрическом аккумуляторе способны превращаться в электрическую кинетическую энергию.

Энергия изменяет своё состояние

Как уже обсуждалось, потенциальная энергия способна превращаться в кинетическую. Но кинетическая энергия также может превращаться в потенциальную.

Вода в водонапорной башне (Рис. 2-8) является потенциальной энергией, которая превращается в гидравлическую кинетическую энергию в водопроводном кране. Эта кинетическая энергия превращается в потенциальное состояние при наполнении водой стакана.

В гидросистеме рабочая энергия состоит из кинетической энергии (расход) и потенциальной энергии (давление). Когда, например, труба изменяет свой диаметр, то это непосредственно влияет на соотношение между потенциальной и кинетической энергией (Рис. 2-9). Если диаметр увеличивается, то скорость потока снижается, а давление повышается – всё в соответствии с «законом сохранения».

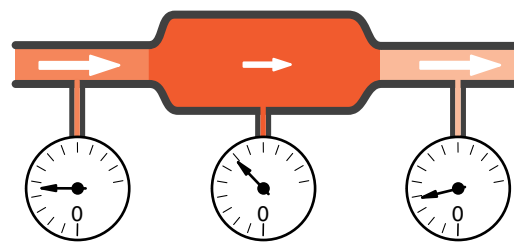


Рис. 2-9 Давление повышается при снижении расхода и наоборот

Работа

Работа, в контексте этой книги, является применением силы для того, чтобы вызвать перемещение объекта на некоторое расстояние. Работа позволяет добиваться цели.

Примером выполнения работы может служить вилочный погрузчик, поднимающий паллету (Рис. 2-10). Если погрузчик приложит силу 5 000 Н (1 100 фунт-сила) на вертикальном расстоянии 2 м (6,6 фута) для погрузки

Глава 2 - Основные принципы гидравлики

паллеты, то будет выполнена работа 10 000 Нм (10 кНм) (7260 фунто-футов).

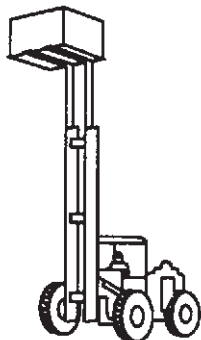


Рис. 2-10 Подъём паллеты является работой

Единицей СИ для измерения работы является Джоуль (Дж) или ньютон-метр (Нм). 1 Нм равен приблизительно 0,74 фунто-фута. Формула 2-1 показывает соотношение между работой, силой и расстоянием.

Формула 2-1 Работа является функцией силы и расстояния

$W = F \times I$ (работа = сила x расстояние)

где: W – работа в Нм (фунто-футах)

F – прикладываемая сила в Н (фунт-сила)

I – расстояние в м (футах)

Мощность

В основном, работа выполняется за определенное время, обычно за секунды.

Мощность является скоростью или темпом выполнения работы (Формула 2- 2).

Формула 2-2 Мощность – это работа за единицу времени

$$P = \frac{W}{t} \quad (\text{мощность} = \frac{\text{работа}}{\text{время}})$$

где: P – мощность в Вт (ваттах)

W – работа в Нм

t – время в с (секундах)

Примечание: формула для британской системы единиц:

$$P \text{ (л.с.)} = \frac{W(\text{фунт-сила-фут})}{t \text{ (секунды)}} \times \frac{1}{550}$$

Лошадиная сила

Единицей СИ для измерения мощности является «ватт» (Вт); британской единицей является «лошадиная сила» (л.с.).

Джеймс Уатт, изобретатель парового двигателя, захотел сравнить мощность, которую мог развивать его двигатель, с мощностью, развиваемой средней рабочей лошадью. В своих экспериментах Уатт обнаружил, что лошадь может

поднять груз 550 фунт-сила на вертикальное расстояние 1 фут за одну секунду, т.е. определил одну лошадиную силу (соответствующую 746 ваттам или 0,746 кВт).

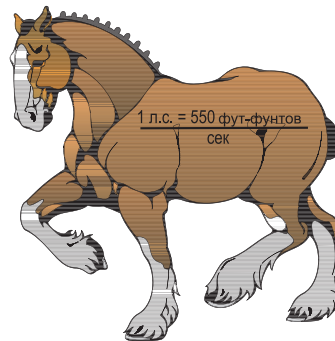


Рис. 2-11 Лошадиная сила

Если, в примере с вильчатым погрузчиком (Рис. 2-10), работа (10 кНм) была бы выполнена за 5 секунд, то темп выполнения работы был бы равен:

$$P = 10000 \text{ Нм} / 5 \text{ секунд} = 2000 \text{ Вт} = 2 \text{ кВт}$$

или:

$$P = \frac{7260 \text{ фунт-фунтов}}{5 \text{ сек}} \times \frac{1}{550} = 2,6 \text{ л.с.}$$

Характеристики жидкостей

Как все вещества, жидкости состоят из молекул. Молекулы жидкостей имеют более слабые связи, чем молекулы твёрдых веществ, но не настолько свободны, как молекулы газов.

Поэтому молекулы жидкостей могут скользить относительно друг друга. Вследствие такого скользящего действия жидкость способна принимать форму любого сосуда.

Молекулы жидкости могут свободно двигаться

Жидкость может принимать любую форму



Рис. 2-12 Поведение жидкости

Так как молекулы жидкостей находятся в тесном контакте друг с другом, жидкости, в некоторых отношениях, проявляют характеристики твёрдых веществ. Жидкости считаются относительно несжимаемыми. Поскольку жидкости считаются несжимаемыми и могут принимать форму любого сосуда, они обладают некоторыми преимуществами для передачи энергии.

Сила, передаваемая через жидкость

Сила, приложенная к жидкости в замкнутом пространстве, передается равномерно через жидкость в виде гидравлического давления.

Если приложить к заполненному жидкостью сосуду направленную вниз силу (Рис. 2-13), то жидкость в замкнутом пространстве будет передавать давление равномерно, независимо от источника силы: удар молотка, рука, груз, постоянная или переменная пружина, сжатый воздух или любая комбинация сил.

Так как жидкость принимает форму любого сосуда, давление будет передаваться независимо от формы сосуда.

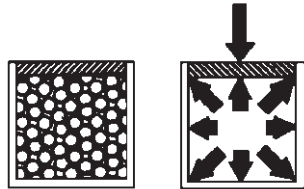


Рис. 2-13 Жидкость передаёт давление равномерно. Слева – нет давления; справа – под давлением.

Закон Паскаля

Свойство жидкости равномерно передавать через себя давление называется законом Паскаля, в честь Блеза Паскаля, открывшего его в 17 веке.

Математическое выражение, описывающее закон Паскаля, одинаково с выражением, описывающим давление (Формула 2-3).

<p>Формула 2-3 Давление зависит от силы и площади</p> <p>В метрической системе:</p> $p = \frac{F}{A} \times \frac{1}{10}$ <p>где: p – давление в барах F – прикладываемая сила в Н A – площадь в см².</p>	
<p>В британской системе:</p> $p = \frac{F}{A}$ <p>где: p – давление в psi F – прикладываемая сила в фунт-сила A – площадь в дюйм²</p>	

Давление

Давление является мерой *интенсивности силы*. Во многих случаях, эта интенсивность вызывает больше интереса и внимания, чем сама сила.

Чтобы определить давление (интенсивность силы), необходимо разделить всю силу на площадь, к которой она приложена. Результатом будет давление (или количество силы на единицу площади).

Сила 100 ньютонов (20 фунт-сила), действующая на площадь 100 см² (20 дюйм²), оказывает давление 1 Н/см² (1 psi) на неподвижную поверхность, к которой она приложена (Рис. 2-14). Та же сила, действующая на квадратный

стальной стержень с площадью основания 1 см² (0,2 дюйм²), оказывает давление 100 Н/см² (100 psi). Силы равны, но интенсивность различается в значительной степени.

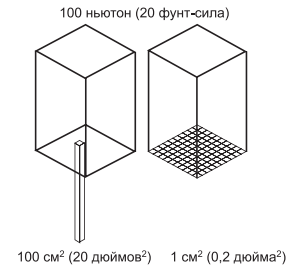


Рис. 2-14 Давление – это сила, распределенная на площадь поверхности

Примером это из повседневной жизни может быть различие в давлении, оказываемом каблуками разных видов обуви. Любой, кому наступила на ногу женщина в туфлях на высоком каблуке (Рис. 2-15) с малой площадью, знает это различие. Та же самая женщина в туфлях с низким широким каблуком, скорее всего, причинит при этом значительно меньше неудобств.

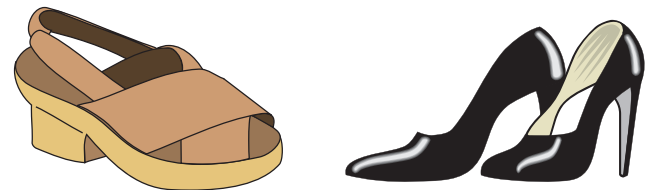


Рис. 2-15 Давление усиливается при действии одной и той же силы на меньшую площадь.

Выражение, описывающее давление, приведено в Формуле 2-3.

Единицей СИ для давления является паскаль (Па). Тем не менее, это очень малая единица, и в гидравлике обычно используют единицу «бар»:

- 1 бар = 10⁵ Н/м² = 10⁵ Па = 0,1 МПа (мегапаскаль)
- 1 бар = 14,5 psi

При расчетах в паскалях обычно используются более крупные кратные единицы:

- 1 кПа = 10³ Па; 1 МПа = 10⁶ Па.

Вес воздуха, действующего на 1 м² поверхности, называется атмосферным давлением (приблизительно равно 1 бару).

Атмосферное давление обычно используется в качестве уровня отсчета. Давление может быть приведено как 200 бар (20 МПа), что означает 200 бар выше атмосферного давления (2900 psi).

Если уровень давления находится ниже атмосферного (вакуум), к нему добавляется минус (-). Максимально достигаемое отрицательное давление равно -1 бар (-0,1 МПа), что эквивалентно вакууму в 760 мм рт. ст. (29,92 дюймов ртутного столба).

Глава 2 - Основные принципы гидравлики

В гидросистемах может возникать кавитация вследствие недостаточного давления на входе насоса, что в свою очередь вызывает шум в насосе и его повреждение.

Изготовитель насоса может заявить, что «разрежение» (вакуум) на входной стороне (стороне «всасывания») конкретного насоса на уровне моря не должно превышать $-0,2$ бар, что соответствует вакууму в 6 дюймов рт.ст.

Обсуждение всасывания в чем-то обманчиво. Является фактом, что давление атмосферного воздуха давит на поверхность масла в резервуаре и заставляет масло двигаться в направлении области более низкого давления – на вход насоса (Рис. 2-16).

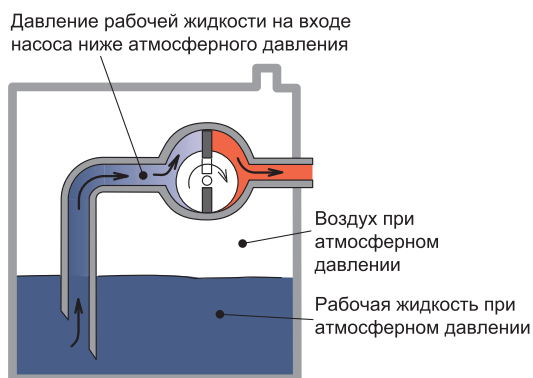


Рис. 2-16 Атмосферное и входное давление

Для повышения давления на входе насоса внутри некоторых резервуаров создается дополнительное давление с герметизацией от внешней атмосферы. Резервуар также может быть расположен выше насоса, чтобы увеличить потенциальную энергию; более подробно об этом – в Главе 3, Насосы.

Манометр

Манометр (Рис. 2-17) – это устройство для измерения интенсивности силы, прикладываемой к жидкости. В гидросистемах обычно используются два типа манометров:

- манометр с трубкой Бурдона
- манометр с плунжером

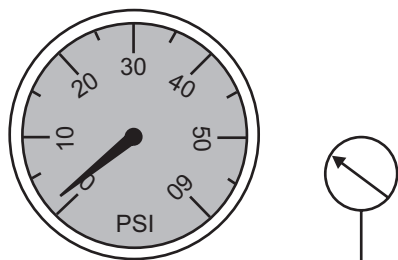


Рис. 2-17 Манометр и его условное обозначение

Манометр с трубкой Бурдона

Манометр с трубкой Бурдона (Рис. 2-18), как правило, состоит из циферблата (отградуированного, например, в барах, МПа, кПа или psi), и стрелки, прикрепленной посредством тяги к гибкой кольцеобразной трубке – «трубке Бурдона».

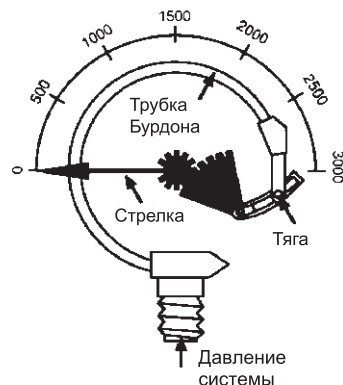


Рис. 2-18 Манометр с трубкой Бурдона

Один конец трубки Бурдона подключён к гидросистеме, находящейся под давлением.

По мере повышения давления в системе трубка Бурдона стремится выпрямиться вследствие разности площадей внутреннего и внешнего диаметров. Это действие заставляет стрелку двигаться и показывать соответствующее давление на циферблате.

Манометры с трубкой Бурдона, в общем случае, являются прецизионными измерительными приборами с точностью в диапазоне от 0,1% до 3,0% показания полной шкалы.

Манометры с трубкой Бурдона часто используются для лабораторных целей и в системах, для которых важно точное определение давления.

Манометр с плунжером

Манометр с плунжером состоит из плунжера, соединенного с гидросистемой, находящейся под давлением, пружины, стрелки и шкалы, отградуированной в соответствующих единицах давления (Рис. 2-19).

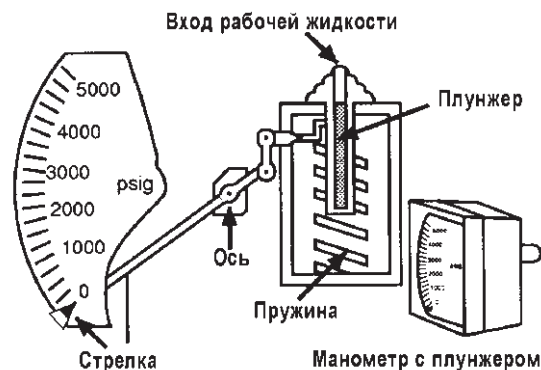


Рис. 2-19 Манометр с плунжером

По мере повышения давления в системе оно противодействует усилию пружины и перемещает плунжер. Это перемещение заставляет стрелку, прикрепленную к плунжеру, показывать соответствующее давление на циферблате манометра.

Плунжерные манометры являются долговечным и экономичным средством измерения давления в системе.

Гидравлическая передача энергии

При гидравлической передаче энергии, энергия в форме потока жидкости под давлением передается и регулируется посредством гидроаппаратов и трубопроводной системы (труб и шлангов) на гидравлический исполнительный механизм в месте выполнения работы. Почти во всех машинах энергия, выполняющая конечную работу, является механической энергией. По этой причине, им требуется исполнительный механизм, находящийся перед местом работы.

Исполнительные механизмы преобразуют электрическую, пневматическую и гидравлическую энергию в механическую энергию (Рис. 2-20).



Рис. 2-20 Преобразование энергии из гидравлической формы в механическую

Каждый метод передачи энергии имеет свои преимущества и недостатки. Следовательно, машина может быть оборудована комбинацией механической, электрической, пневматической и гидравлической систем.

Неэффективность

Целью различных систем передачи энергии является выполнение полезной работы, то есть, перемещение оказывающего сопротивление объекта на расстояние с возможно меньшей потерей энергии (пример потери энергии показан на Рис. 2-21).

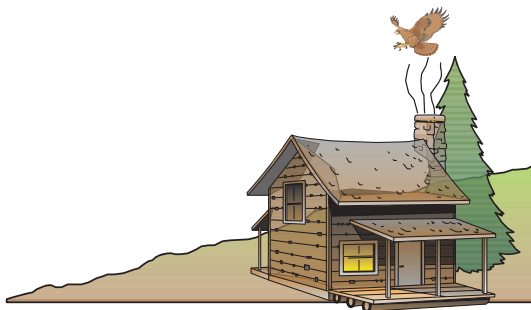


Рис. 2-21 Потеря энергии (тепло растрчивается впустую при выходе из трубы)

Полезная работа выполняется при прикладывании кинетической энергии и давления к поверхности

сопротивляющегося объекта. Она определяется как рабочая энергия (расход и давление).

Энергия, передаваемая через различные системы, также является рабочей энергией. Линии передачи в каждой системе являются физическими объектами с поверхностями, оказывающими сопротивление этой энергии.

Кинетическая энергия потока создаёт давление на поверхности линии передачи, выполняя бесполезную работу, так как нет движения сопротивляющегося объекта.

Проходя через систему, давление рабочей жидкости становится все меньше и меньше до прихода в место выполнения работы. Это давление не исчезает бесследно, а переходит в форму тепловой энергии вследствие трения.

Основной поток рабочей жидкости создает тепло при столкновении с другими молекулами жидкости при принудительном изменении его направления в изгибе трубы (Рис. 2-22). В зависимости от размера трубопровода, одно колено с углом 90° может создавать столько же тепла (потери энергии), сколько создают несколько метров (футов) прямого трубопровода (трубы, шланга). Чем быстрее перемещается жидкость, тем больше тепла создается. Уровень этих потерь является мерой неэффективности системы.

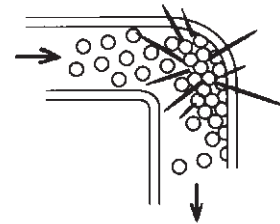


Рис. 2-22 Рабочая жидкость, протекающая в колене трубы, создает тепло (которое обычно теряется).

Разность давлений и падение давления

Разность давлений, Δp , является разницей давлений в двух любых точках системы.

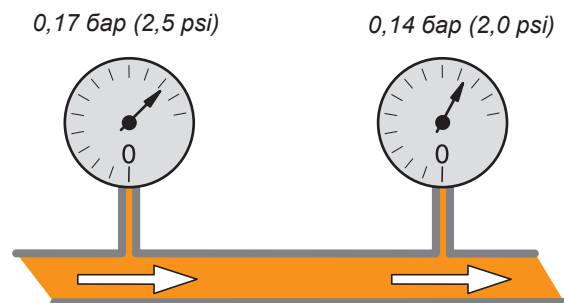


Рис. 2-23 Падение давления в трубопроводе

Разность давлений Δp является признаком того, что происходит в системе, и указывает на присутствие в системе рабочей энергии в виде движущейся жидкости под давлением. На Рис. 2-23 разность давлений (или падение

Глава 2 - Основные принципы гидравлики

давления, Δp) между двумя точками с манометрами равна 0,03 бар (0,5 psi), что указывает на следующее:

1. Рабочая энергия движется от манометра 1 к манометру 2
2. При перемещении между двумя точками с манометрами 0,03 бар (0,5 psi) рабочей энергии превращается в тепловую энергию вследствие сопротивления жидкости или $\Delta p = 0,03$ бар (0,5 psi).

Как исключить нагрев в проектируемой гидросистеме

Создание тепла рабочей энергией, проходящей по системе к месту работы, характеризует неэффективность системы.

Чтобы повысить эффективность гидросистемы, проектировщик выбирает масло соответствующей вязкости, использует трубы и шланги необходимых размеров и сводит к минимуму количество изгибов (минимизирует дроссельные потери. Прим. ред.).

Преобразование гидравлического давления в механическое усилие

Гидравлический исполнительный механизм предназначен для преобразования гидравлического давления в механическое усилие (Рис. 2-24). Исполнительный механизм может быть гидромотором, поворотным гидродвигателем или цилиндром (последний из них наиболее распространен).

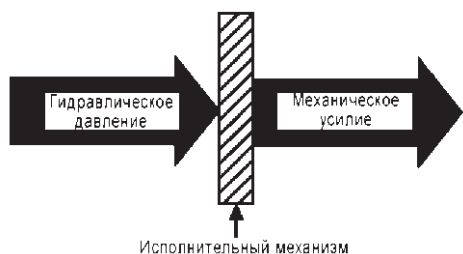


Рис. 2-24 Гидравлическое давление преобразуется в силу

Гидроцилиндр (Рис. 2-25) обычно состоит из задней крышки, гильзы, поршня и штока, передней крышки, подшипника передней крышки и уплотнений.

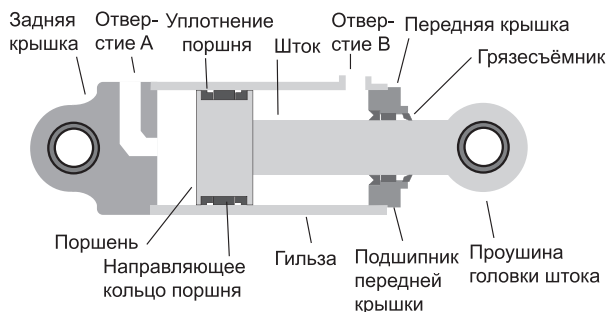


Рис. 2-25 Компоненты цилиндра

В каждой крышке имеется отверстие. Отверстие в задней крышке иногда называется впускным отверстием, а

отверстие в передней крышке – выпускным или выходным отверстием.

Эти же отверстия также могут обозначаться буквами А и В, а иногда - С1 и С2. Цилиндры, имеющие впускное отверстие в поршневой полости и дренажное (вентиляционное) отверстие — в штоковой, называются цилиндрами одностороннего действия.

На Рис. 2-26 показано, что если рабочая жидкость под давлением входит во впускное отверстие цилиндра, то она заставляет двигаться поршень и присоединенную к нему нагрузку. Чтобы опустить груз, рабочей жидкости позволяют выходить из цилиндра, и груз будет опускаться.

Следует отметить, что для правильной работы цилиндра такого типа, он должен устанавливаться так, чтобы для возврата цилиндра можно было использовать внешнее усилие. При вертикальном или близком к вертикальному положении (см. Рис. 2-26) в качестве внешнего усилия будет использоваться сила тяжести.

Для обеспечения необходимого усилия также можно использовать пружину.

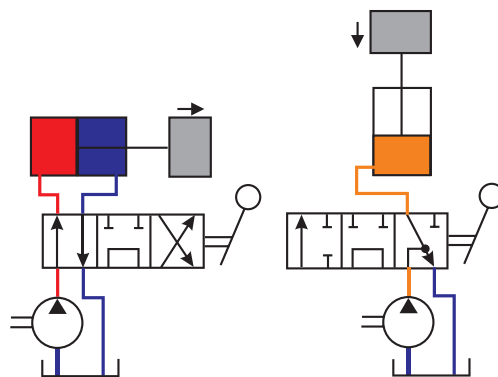


Рис. 2-26 Гидросистемы с цилиндрами двустороннего и одностороннего действия

Цилиндры, имеющие впускное и выпускное отверстия (рабочие отверстия с обеих сторон поршня), называются цилиндрами двустороннего действия. Когда рабочая жидкость входит во впускное отверстие, жидкость из противоположной полости цилиндра будет выходить или возвращаться в бак через выпускное отверстие. Это заставляет поршень и нагрузку двигаться (выдвигаться).

Если направить рабочую жидкость под давлением в противоположное, выпускное отверстие, и позволить выходить жидкости из впускного отверстия (со стороны крышки), то это заставит поршень и нагрузку двигаться в противоположном направлении (втягиваться).

В примерах с двумя цилиндрами и их работой результатом действия давления на поршень будет механическое усилие, создаваемое для перемещения нагрузки.

Повышение механического усилия

Механические усилия можно многократно повысить с помощью гидростатической энергии.

Определяющим фактором повышения усилия является площадь приложения давления (Формула 2-4).

Формула 2-4 При равном давлении сила пропорциональна площади

При равном давлении в двух цилиндрах:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \text{ и: } F_2 = F_1 \times \frac{A_2}{A_1}$$

где: p - давление
F - сила
A - площадь

(Сравните с Формулой 2-3 и Рис. 2-27)

Так как площадь поршня в левом цилиндре (A1) меньше, чем в правом цилиндре (A2), выходная сила (F2), поднимающая груз, будет больше, чем входная сила (F1).

Как видно из Формулы 2-4, выходная сила обратно пропорциональна отношению площадей.

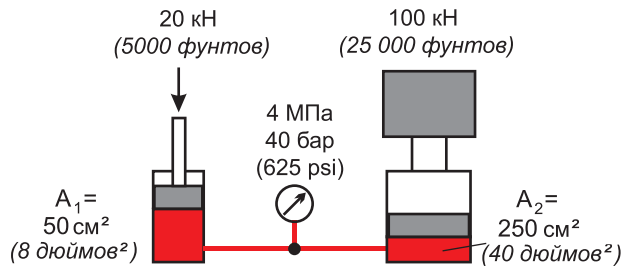


Рис. 2-27 Повышение (мультипликация) усилия с помощью цилиндров

Объёмные насосы

Поставщиком гидравлической энергии является насос, приводимый в движение двигателем машины. При непрерывной циклической работе его движущегося компонента (компонентов) объёмный насос будет обеспечивать постоянный поток жидкости и создавать (в пределах своего первичного источника движения) давление, необходимое для преодоления любого сопротивления.

ПРИМЕЧАНИЕ: Насос генерирует только подачу жидкости; давление создается в результате сопротивления этой подаче. Если не будет сопротивления, то не будет давления. Иначе говоря, объёмный насос создает рабочую энергию, т.е. кинетическую энергию (подачу) и давление.

Простая гидросистема

Очень простой насос, показанный на Рис. 2-28, имеет плунжер в качестве подвижного компонента. Плунжер соединен с первичным источником движения или с машиной (двигателем), выполняющим непрерывное возвратно-поступательное движение плунжера (назад и вперед).

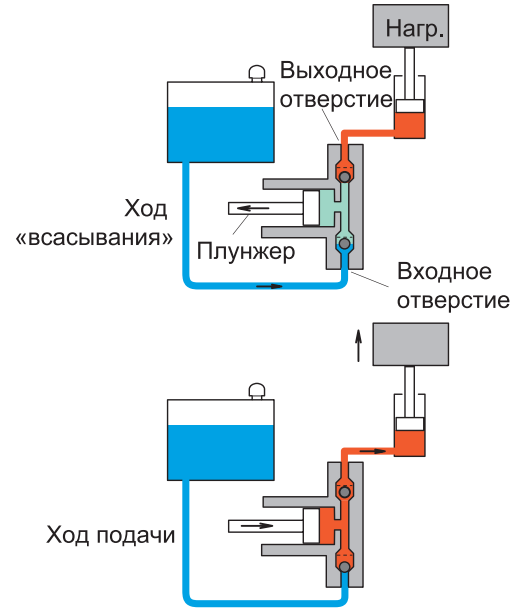


Рис. 2-28 Плунжерный насос

Входное отверстие соединено с баком, и обратный клапан в линии позволяет рабочей жидкости протекать только в одном направлении. Выход соединен с таким исполнительным механизмом, как цилиндр, и обратный клапан в линии препятствует обратному потоку из исполнительного механизма.

На рисунке показано, как рабочая жидкость выходит из насоса и подается к исполнительному механизму. Все насосы затягивают рабочую жидкость в свой корпус, создавая увеличенное объёмное пространство на входе. Другими словами, по мере выдвигания плунжера наружу с помощью первичного источника движения создается давление ниже атмосферного (или вакуум), и рабочая жидкость засасывается в насос из резервуара.

Когда плунжер вдвигается внутрь с помощью первичного источника движения, объёмное пространство уменьшается. Если выход открыт в атмосферу, то давление, создаваемое насосом, будет равно сопротивлению обратного клапана. Если к выходу подключить нагрузку, оказывающую сопротивление, то давление будет повышаться для преодоления нагрузки и выдвигать цилиндр.

Постоянная циклическая работа насоса вызовет пульсирующую подачу при необходимом давлении. Также эта система не позволяет исполнительному механизму опускать нагрузку. Чтобы добиться непрерывной работы этой системы, необходимы некоторые модификации.

Глава 2 - Основные принципы гидравлики

В гидравлическом контуре (Рис. 2-29) насос плунжерного типа был заменен насосом ротационного типа.

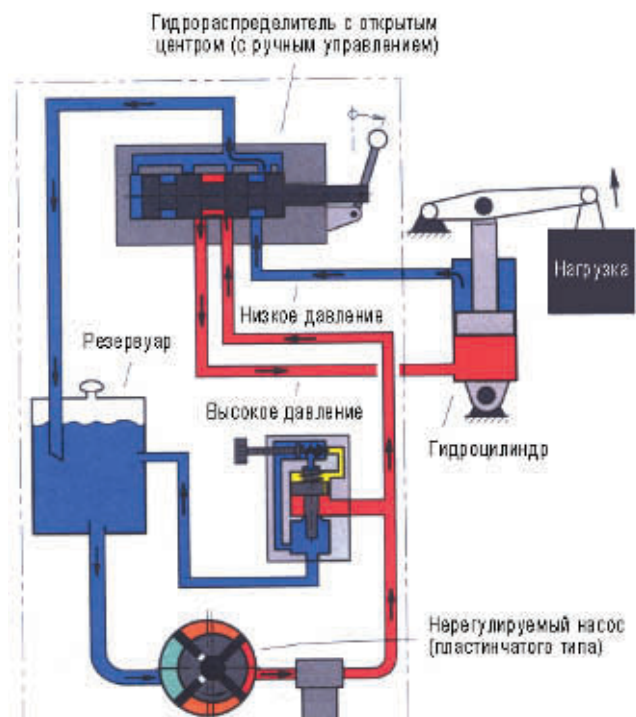


Рис. 2-29 Гидравлический контур (нагрузка поднимается)

Выходной обратный клапан заменен гидрораспределителем, цилиндр одностороннего действия – цилиндром двустороннего действия, и в систему добавлен предохранительный клапан.

Принципы работы простой гидросистемы

Ротационный насос представляет собой нерегулируемый пластинчатый насос вытесняющего действия. Это означает, что для каждого оборота насоса количество перемещаемой рабочей жидкости (т.е. подача насоса), одинаково для любого сопротивления после насоса. В процессе привода насоса в движение первичным источником движения создается увеличивающийся объем на входе насоса и уменьшающийся объем на его выходе.

Затем рабочая жидкость направляется по трубам, шлангам и т.д. к предохранительному клапану и гидрораспределителю.

Предохранительный клапан в любой гидросистеме используется для ограничения максимально необходимого давления. В системе могут использоваться два различных варианта предохранительных клапанов: прямого действия и с сервоуправлением; эти клапаны будут обсуждаться в одной из следующих глав.

Для направления потока рабочей жидкости в исполнительный механизм и из него, в систему добавляется гидрораспределитель.

Гидрораспределитель, используемый в примере гидросистемы (Рис. 2-29 и 2-30), является аппаратом

с открытым центром. Он позволяет выходному потоку насоса возвращаться обратно в резервуар (бак) при центральном положении золотника, в котором одновременно блокируются отверстия исполнительного механизма, запирая рабочую жидкость с обеих сторон цилиндра.

Если золотник передвинут вправо (Рис. 2-29), поток насоса направляется во входное отверстие основания цилиндра. Подача и давление из насоса заставляют цилиндр поднимать нагрузку. В то же время, рабочая жидкость из штоковой полости цилиндра выталкивается через выходное отверстие (отверстие со стороны штока) в гидрораспределитель, из которого направляется обратно в резервуар.

Когда золотник гидрораспределителя сдвигается вправо (Рис. 2-30), рабочая жидкость из поршневой полости цилиндра действующей нагрузкой выталкивается наружу. Поток из насоса направляется на заполнение увеличивающегося объема со стороны штока. Для предотвращения неконтролируемого опускания нагрузки поток должен быть ограничен «дресселированием» золотника гидрораспределителя, т.е. лишь частичным его приоткрыванием.

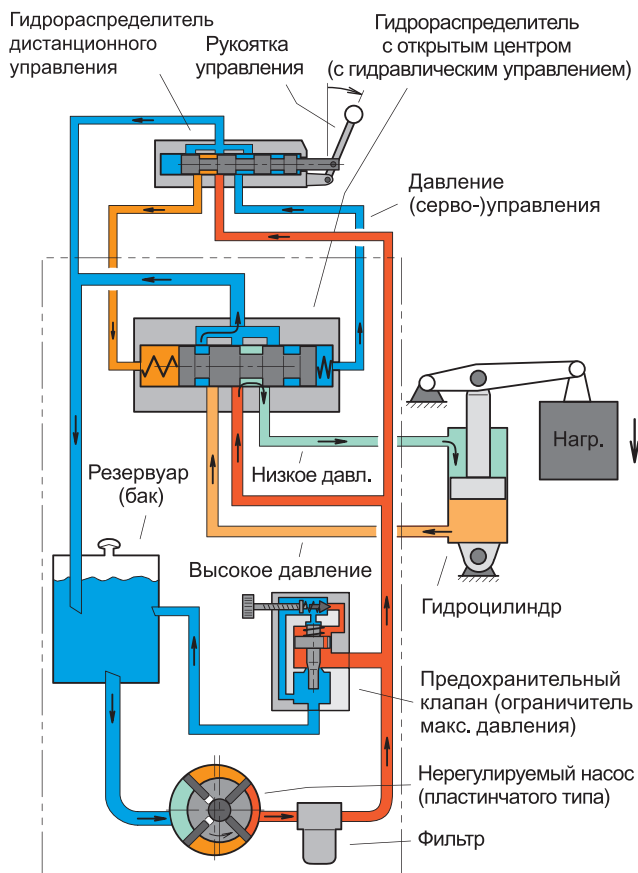


Рис. 2-30 Гидравлический контур (нагрузка опускается медленно посредством «дресселирования» гидрораспределителя)

Предохранительный клапан ограничивает максимальное давление, создаваемое в гидросистеме. Если позволить

цилиндру перемещаться на полный ход и оставить гидрораспределитель в любом из сдвинутых положений, насос будет испытывать значительно более высокое сопротивление подаче. Это сопротивление вызовет повышение давления внутри системы.

Когда давление в системе достигнет заданного значения настройки предохранительного клапана, он откроется. Тогда поток насоса будет возвращаться в резервуар, тем самым ограничивая давление (Рис. 2-31).

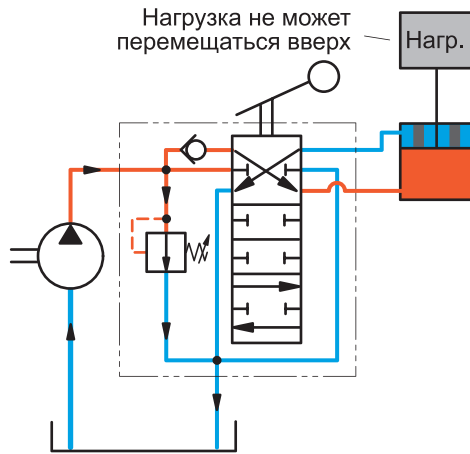


Рис. 2-31 Гидравлический контур (весь поток насоса проходит через предохранительный клапан)

Сравнение гидродинамики и гидростатики

Область гидравлики может быть разделена на две сферы:

- гидродинамика
- гидростатика

Гидродинамика является сферой исследования движущихся жидкостей в таких системах, как гидротрансформатор трансмиссии автомобиля или трактора. На Рис. 2-32 показано, как применяется гидродинамика.

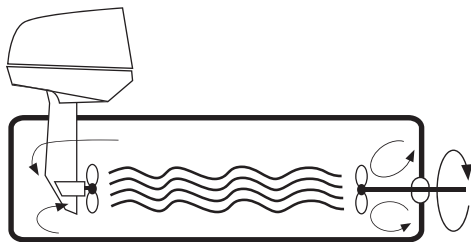


Рис. 2-32 Принцип действия гидродинамического преобразователя крутящего момента (Адаптированный рисунок из *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с любезного разрешения CPPA)

Винт подвесного двигателя лодки направляет поток воды назад, заставляя лодку двигаться вперед. Если поставить другой винт позади подвесного двигателя, как показано на рисунке, то это винт начнет вращаться. Это показывает, что крутящий момент передается под действием воды на винт.

Гидротрансформатор состоит из рабочего колеса (насоса), статора и турбины (Рис. 2-33). Когда двигатель машины приводит в движение рабочее колесо, жидкость направляется к турбине. При воздействии жидкости на турбину энергия передается посредством соударения этой движущейся жидкости с лопатками турбины. Иначе говоря, кинетическая энергия жидкости (или энергия движущейся жидкости) используется для привода турбины.

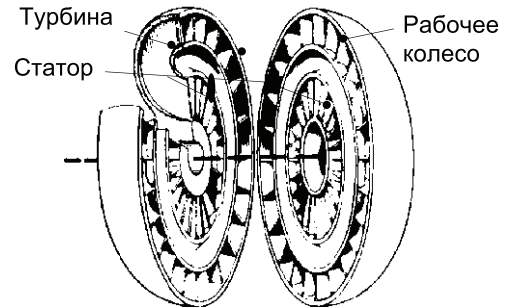


Рис. 2-33 Вид основных частей гидротрансформатора в вырезе (Перепечатанный рисунок из *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с любезного разрешения CPPA)

В этом примере вводится статор. Статор в гидротрансформаторе служит для перенаправления рабочей жидкости обратно к рабочему колесу эффективным образом, чтобы повысить момент. На Рис. 2-34 показан в разрезе автомобильный гидротрансформатор.

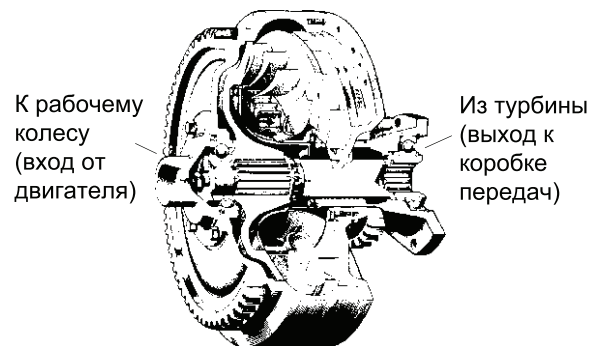


Рис. 2-34 Гидротрансформатор в разрезе (Перепечатанный рисунок из издания *"The Off-Road Vehicle" Том 1*, с любезного разрешения CPPA)

В гидравлике, как будет обсуждаться в этой книге, имеется сфера исследований с названием гидростатика. В гидростатическом (объемном. Прим. ред.) приводе энергия передается через статическую силу, давление, как было показано ранее в этой главе.

Гидростатические системы можно разделить на:

- системы с разомкнутым контуром
- системы с замкнутым контуром

Системы с разомкнутым контуром

В системах с разомкнутым контуром (Рис. 2-35) основной поток системы циркулирует из резервуара через систему обратно в резервуар. У насоса всегда имеются вход и выход, представляющие стороны низкого и высокого давлений, соответственно.

В свою очередь, системы с разомкнутым контуром можно разделить на три группы:

- с постоянным расходом (constant flow, CF)
- с постоянным давлением (constant pressure, CP)
- чувствительные к нагрузке (load sensing, LS)

Эти системы будут более подробно изучаться в Главе 8, Гидрораспределители.

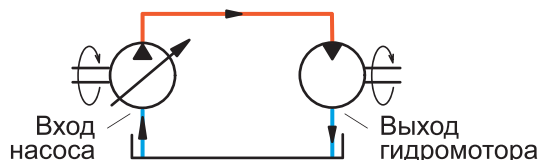


Рис. 2-35 Система с разомкнутым контуром (в упрощенном виде); без гидрораспределителя гидромотор может работать только в одном направлении.

Системы с замкнутым контуром

В системах с замкнутым контуром (Рис. 2-36) основной поток системы циркулирует от выхода насоса через систему обратно на вход насоса. Входные и выходные отверстия насоса могут меняться местами при изменении направления потока. Именно это показано на примере гидростатической трансмиссии, которую можно использовать для привода в движение машины.

Гидростатические трансмиссии более подробно рассматриваются в Главе 4, Гидромоторы.

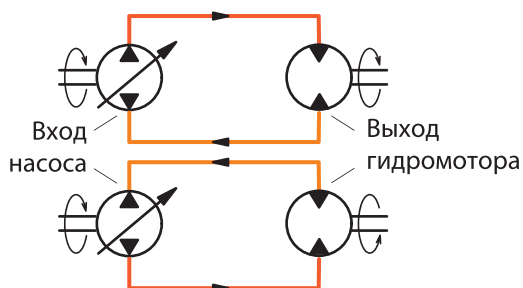


Рис. 2-36 Система с замкнутым контуром (в упрощенном виде); гидромотор может работать в обоих направлениях

Краткий итог главы

Как было показано, при усовершенствовании простой гидросистемы у неё появляется способность передавать энергию от первичного источника движения в место, где эта энергия может выполнять работу.

Насос любой гидросистемы создает поток, и в результате сопротивления этому потоку возникает давление. Насос преобразует механическую энергию первичного источника движения в гидравлическую энергию.

Гидроцилиндр или гидромотор преобразуют гидравлическую энергию системы обратно в механическую энергию – рабочее усилие системы. Гидроаппараты направляют поток и управляют давлением внутри системы.

Резервуар (бак) – это устройство хранения и кондиционирования рабочей жидкости системы, в котором при необходимости могут быть установлены фильтр, охладитель и нагреватель.

Упражнения к главе 2

Упражнение 1 – Основные принципы гидравлики

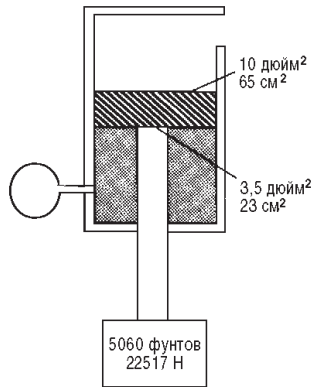
Инструкции: Соедините слово с фразой, лучше всего описывающей это слово

- | | |
|--------------------------------------|--|
| ___ 1. Сила | A. Форма сопротивления |
| ___ 2. Трение | B. Может быть энергией или сопротивлением |
| ___ 3. Инерция | C. Сила, перемещаемая на расстояние |
| ___ 4. Потенциальная энергия | D. Мера интенсивности силы |
| ___ 5. Работа | E. Тепло является показателем этого |
| ___ 6. Лошадиная сила | F. Любое воздействие, способное вызвать изменение в движении тела |
| ___ 7. Давление | G. Хранящаяся энергия |
| ___ 8. Неэффективность | H. Единицей СИ является «ватт» |
| ___ 9. Гидростатика | I. Входное и выходное отверстия насоса меняются местами при изменении направления потока |
| ___ 10. Система с замкнутым контуром | J. Энергия передается через статическую силу |
| | K. Основной поток системы циркулирует из резервуара обратно в резервуар |
| | L. Простая гидравлическая система |
| | M. Соединяет давление с механической силой |

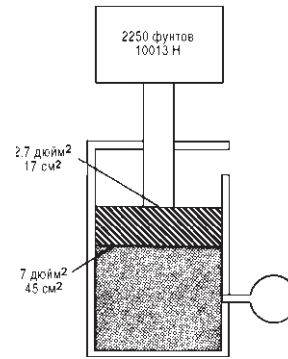
Упражнения к главе 2 (продолжение)

Упражнение 2 – Основные принципы гидравлики

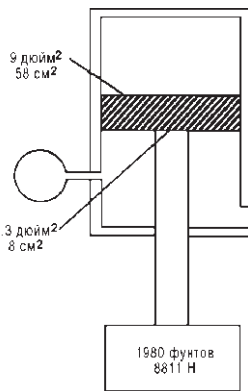
1. Что показывает манометр?



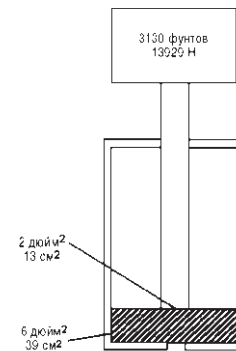
2. Что показывает манометр?



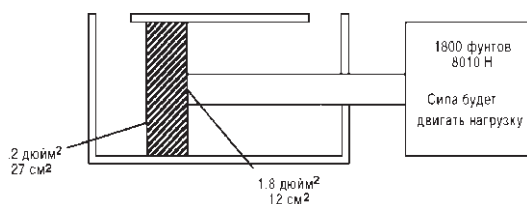
3. Какое давление требуется для удержания нагрузки 8811 Н (1980 фунтов)?



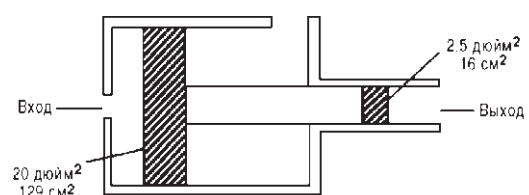
4. Какое давление требуется для подъема нагрузки 13 929 Н (3130 фунтов)?



5. Какое давление требуется для перемещения нагрузки?



6. Какое давление на входе усилителя будет давать в результате на выходе 897 бар (13 000 psi)?



Глава 3

Гидравлические насосы для мобильных машин

Гидравлические насосы преобразуют механическую энергию (частоту вращения и крутящий момент), получаемую от первичного источника движения (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и т.д.), в гидравлическую рабочую энергию (подачу и давление). Перекачивающее действие одинаково для каждого насоса. Все насосы создают увеличение объёма на стороне всасывания и уменьшение объёма на стороне нагнетания. Тем не менее, компоненты, выполняющие такое перекачивающее действие, отличаются в различных насосах. В мобильных гидросистемах используются объёмные насосы. Существует множество типов таких насосов. По этой причине, мы остановим свой выбор на наиболее распространенных из них. Это – шестерённые и поршневые насосы. Имеется и третий тип объёмного насоса – пластинчатый, который редко встречается в мобильных системах, но, тем не менее, он также будет обсуждаться вместе с более распространенными насосами. Первой будет обсуждаться группа нерегулируемых насосов. Условное обозначение этого типа насоса приведено на Рис. 3-1.

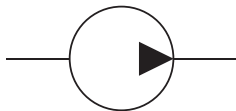


Рис. 3-1 Условное обозначение гидравлического насоса

Шестерённые насосы

Шестерённые насосы (Рис. 3-2) создают перекачивающее действие путём ввода шестерён в зацепление и вывода их из зацепления.



Рис. 3-2 Шестерённые насосы

Из чего состоит шестерённый насос

В основном, шестерённый насос состоит из корпуса с входным и выходным отверстиями и перекачивающего механизма, состоящего из двух шестерён (Рис. 3-3). Одна шестерня, ведущая, насажена на вал, соединённый с первичным источником движения. Другая шестерня является ведомой.

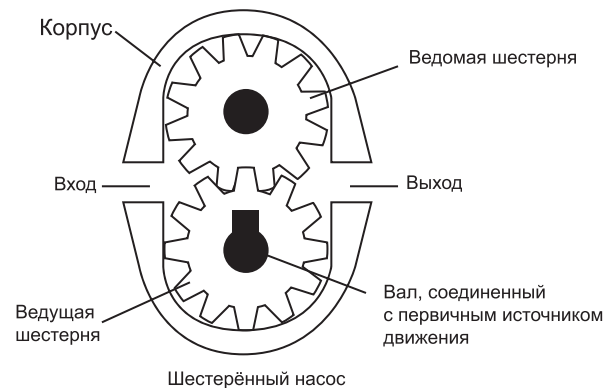


Рис. 3-3 Компоненты шестерённого насоса

Как работает шестерённый насос

При повороте ведущей шестерни первичным источником движения она входит в зацепление с ведомой шестерней и вращает ее. Действие входа в зацепление и выхода из зацепления создает уменьшение и увеличение объёма. На входе, где зубья шестерён выходят из зацепления (увеличение объёма), рабочая жидкость входит в корпус. Затем рабочая жидкость захватывается между зубьями шестерни и корпусом и перемещается на другую сторону шестерни (Рис. 3-4), где зубья входят в зацепление (уменьшение объёма) и выталкивают рабочую жидкость наружу в систему.

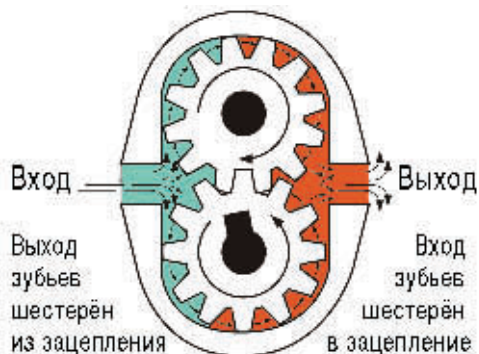


Рис. 3-4 Вход зубьев шестерён в зацепление и выход из зацепления перемещают рабочую жидкость через насос.

Принудительное уплотнение в насосе этого типа достигается между зубьями и корпусом, а также между самими зацепляющимися зубьями.

Шестерённые насосы, как правило, являются неуравновешенной конструкцией.

Шестерённые насосы с внешним зацеплением

Описанный выше шестерённый насос является шестерённым насосом с внешним зацеплением, т.е., зубья обеих шестерён, входящих в зацепление, находятся на их внешних окружностях. Эти насосы иногда называются насосами «шестерня на шестерню».

Имеются три основных типа шестерён, используемых в насосах с внешним зацеплением – прямозубые, геликоидальные и шевронные (Рис. 3-5). Так как прямозубая шестерня наиболее проста в изготовлении, данный тип насоса является самым распространенным и дешёвым из этих трёх типов.

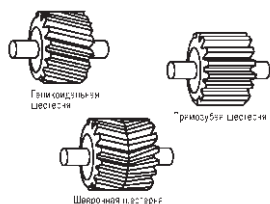


Рис. 3-5 Типы шестерён

История шестерённого насоса

Шестерённый насос внес значительный вклад на начальном этапе применения мобильной гидравлики в строительстве, горнодобывающей промышленности, сельском хозяйстве и ремонте дорог. Рассмотрим одну из этих областей применения.

Самосвал

В самосвале (Рис. 3-6), одном из первых действительно мобильных применений, используется гидравлический цилиндр для подъема и опускания кузова. Гидравлическую

энергию обеспечивает шестерённый насос. Система управляется односекционным гидрораспределителем с открытым центром.



Рис. 3-6 Первые самосвалы

Насос/гидрораспределитель

Со временем, насос и гидрораспределитель были объединены в один агрегат, специально разработанный для применения в самосвале. Это изделие имеет несколько следующих уникальных особенностей: два приводных вала, обеспечивающих вращение насоса в любом направлении, предохранительный клапан для защиты системы при всех положениях золотника и двух- или трехлинейную конфигурацию системы.



Рис. 3-7 Насос/гидрораспределитель

Двухлинейная схема

Двухлинейная установка предназначена только для периодической работы. Езда с включенным приводом насоса вызовет серьезное повреждение гидросистемы.

На схеме Рис. 3-8 показан шестерённый насос с постоянной подачей, забирающий масло через входное отверстие и питающий встроенный 3-линейный, 3-позиционный гидрораспределитель простого действия. В этот аппарат встроен предохранительный клапан прямого действия, предназначенный для защиты системы от перегрузки в положениях удержания, подъема и опускания. Сливная линия предохранительного клапана в двухлинейной установке соединена с всасывающей линией насоса.

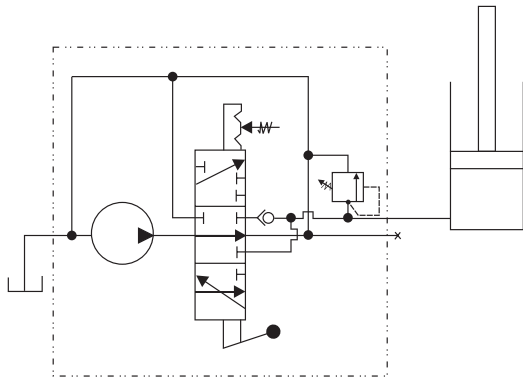


Рис. 3-8 Двухлинейная схема

Двухлинейная схема в режиме подъёма

На Рис. 3-9 показано прохождение масла, когда гидрораспределитель находится в положении подъёма. Масло под низким давлением забирается из резервуара во входное отверстие насоса и перемещается по внешней стороне шестерён к нагнетательной стороне высокого давления. Поток масла открывает обратный клапан удержания нагрузки, расположенный в основании предохранительного клапана и позволяющий маслу проходить к гидрораспределителю, и далее поступает в полость цилиндра одностороннего действия.

В положении подъёма предохранительный клапан будет защищать насос от чрезмерного давления. Если давление превысит уставку предохранительного клапана, масло будет выпускаться обратно на вход насоса и циркулировать внутри системы.

Красным цветом обозначено давление системы, а зеленым – низкое давление.

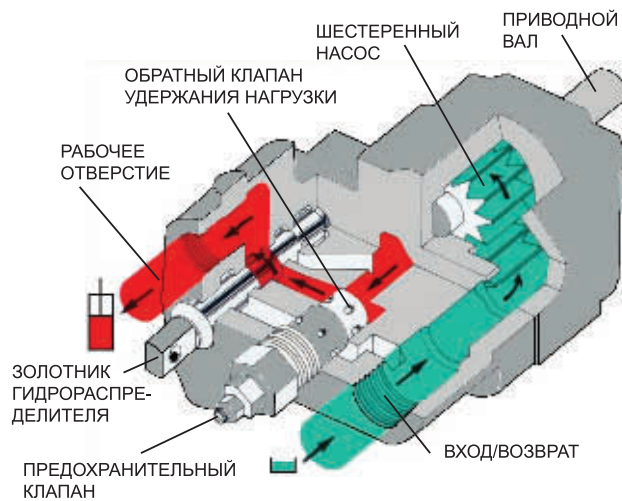


Рис. 3-9 Насос/клапан, подъём в двухлинейной системе

Двухлинейная схема в режиме опускания

В положении опускания золотник гидрораспределителя пропускает поток масла обратно из цилиндра через отверстие, которое было выходным в положении подъёма. Масло проходит в гидрораспределитель через картридж предохранительного клапана и поступает обратно во входную камеру насоса. В процессе опускания цилиндра масло проходит через отверстие, которое было входом насоса, и поступает обратно в резервуар. Как и в положении подъёма, предохранительный клапан будет защищать насос от скачков нагрузки.

Синий цвет обозначает низкое давление, а зеленый – масло под статическим низким давлением.

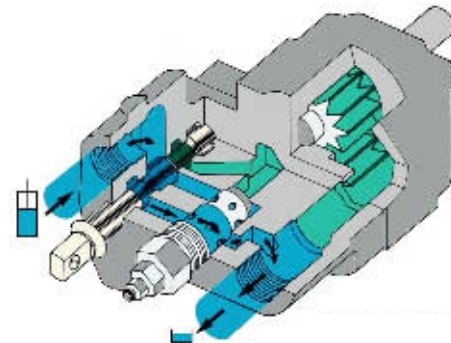


Рис. 3-10 Насос/гидрораспределитель, опускание в двухлинейной системе

Двухлинейная схема в нейтральном режиме

В нейтральном положении золотник гидрораспределителя запирает вход масла в цилиндр и выход из него. Обратный клапан удержания нагрузки в основании предохранительного клапана предотвращает самопроизвольное опускание поднятого кузова. Любые скачки нагрузки, возникающие в этом режиме, будут ограничиваться уставкой предохранительного клапана 2000 psi/138 бар (насос разгружается. Прим. ред.).

Синим цветом обозначено рециркулирующее масло низкого давления. Желтым цветом — промежуточное давление, поддерживаемое между клапаном и цилиндром.

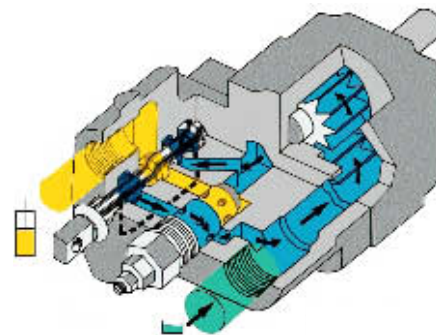


Рис. 3-11 Насос/гидрораспределитель, нейтральный режим в двухлинейной системе

Трёхлинейная схема

Это схема контура для трёхлинейной установки компонента насос/гидрораспределитель. Такое трёхлинейное подключение необходимо, если насос будет использоваться в непрерывном режиме. На схеме показан шестерённый насос с постоянной подачей со встроенным 3-линейным, 3-позиционным гидрораспределителем простого действия. В этот аппарат встроен предохранительный клапан прямого действия, предназначенный для защиты системы от перегрузки в положениях удержания, подъёма и опускания. Предохранительный клапан в трёхлинейной установке имеет выпуск непосредственно в бак.

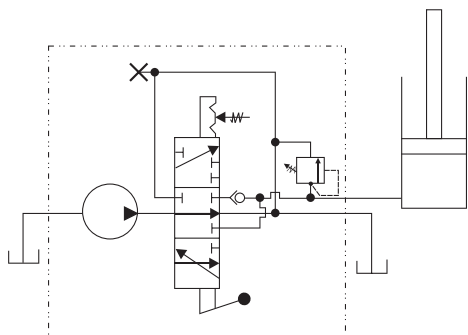


Рис. 3-12 Трёхлинейная схема

Трёхлинейная схема в режиме подъёма

На Рис. 3-13 показано прохождение масла, когда гидрораспределитель установлен в положение подъёма. Масло под низким давлением забирается из резервуара во входное отверстие насоса и перемещается по внешней стороне шестерён к нагнетательной стороне высокого давления.

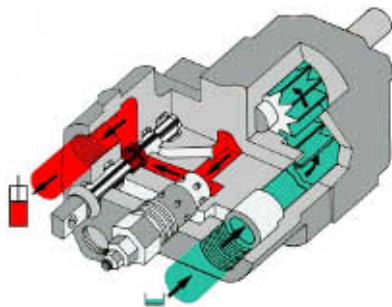


Рис. 3-13 Подъём в трёхлинейной схеме

Поток масла открывает обратный клапан удержания нагрузки, расположенный в основании предохранительного клапана и позволяющий маслу проходить к встроенному гидрораспределителю, пропускающему поток масла в полость цилиндра одностороннего действия. В положении подъёма предохранительный клапан будет защищать насос от чрезмерного давления. Если давление превысит уставку предохранительного клапана, масло будет выпускаться в резервуар через выходное отверстие клапана.

На каждом из рисунков с трёхлинейным подключением показана опциональная гильза во входном отверстии

насоса. Эта гильза блокирует поступление потока после насоса обратно на вход насоса.

Красным цветом обозначено давление системы, а зеленым – низкое давление.

Трёхлинейная схема в режиме опускания

В положении опускания золотник гидрораспределителя пропускает масло обратно из цилиндра через рабочее отверстие (Рис. 3-14). Масло проходит через гидрораспределитель в сливную линию и выходит из выходного отверстия в бак. Таким образом, исключается рециркуляция потока внутри насоса. Предохранительный клапан продолжает отслеживать возвратный поток цилиндра для защиты от скачков нагрузки.

Как и на предыдущем рисунке, синий цвет обозначает низкое давление, а зеленый – масло под статическим низким давлением.

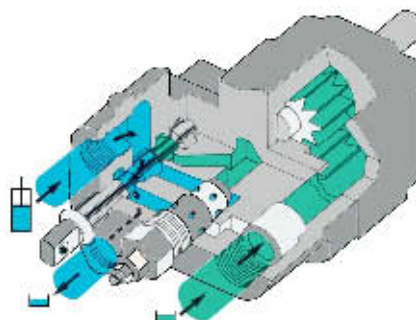


Рис. 3-14 Опускание в трёхлинейной схеме

Трёхлинейная схема в нейтральном режиме

Критически важным отличием трёхлинейной установки от двухлинейной является направление потока нагнетаемого насосом масла в нейтральном положении гидрораспределителя (Рис. 3-15). Как ранее упоминалось, масло из напорной линии при двухлинейном подключении рециркулирует обратно на вход насоса. При непрерывной работе в таком режиме насос будет перегреваться, и возможно повреждение насоса и гидросистемы. В трёхлинейной установке поток насоса направляется в бак через третье отверстие. Масло больше не рециркулирует на вход насоса. Это значительно уменьшает вероятность нагрева и обеспечивает непрерывную работу насоса.

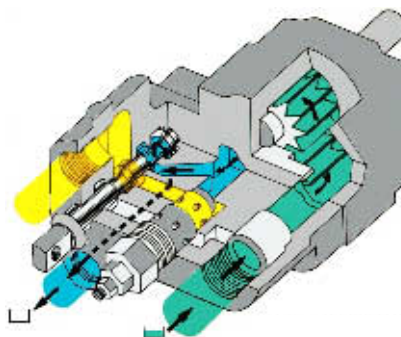


Рис. 3-15 Трёхлинейная схема в нейтральном режиме

В нейтральном положении золотник гидрораспределителя запирает вход масла в цилиндр и выход из него. Обратный клапан удержания нагрузки в основании предохранительного клапана предотвращает самопроизвольное опускание поднятого кузова. Любые скачки нагрузки, возникающие в этом режиме, будут ограничиваться заводской уставкой предохранительного клапана 2000 psi/138 бар.

Направление вращения шестерённого насоса

Направление вращения шестерённого насоса можно определить, если смотреть на насос со стороны вала и расположить насос так, чтобы ведомая шестерня была ниже приводного вала. Если насос вращается по часовой стрелке, входное отверстие будет находиться на левой стороне насоса, а выходное отверстие — справа, как показано на Рис. 3-16а.



Рис. 3-16а

Если насос вращается против часовой стрелки, входное отверстие будет находиться на правой стороне насоса, а выходное отверстие — слева, как показано на Рис. 3-16б.



Рис. 3-16б

Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы создают перекачивающее действие скольжением пластин по кольцу.

Из чего состоит пластинчатый насос

Перекачивающий механизм пластинчатого насоса, в основном, состоит из ротора, пластин, кольца и плоского распределителя с овально-изогнутыми входным и выходным отверстиями (Рис. 3-17).

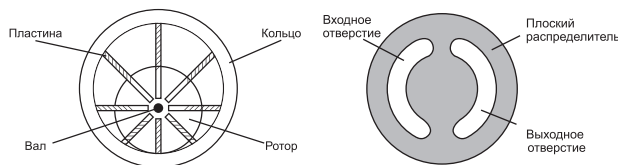


Рис. 3-17 Компоненты пластинчатого насоса

Как работает пластинчатый насос

Ротор пластинчатого насоса содержит в себе пластины и

приводится в движение валом, соединённым с первичным источником движения. При вращении ротора пластины отбрасываются центробежной силой и скользят по кольцу (кольцо не вращается). При касании пластинами кольца между ними создается принудительное уплотнение.

Поскольку центр ротора смещён относительно центра кольца, при вращении ротора, внутри кольца создаются увеличивающийся и уменьшающийся объёмы (Рис. 3-18).

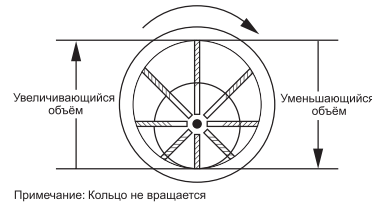


Рис. 3-18 Ротор пластинчатого насоса увеличивает и уменьшает объём.

Поскольку на кольце нет отверстий, для разделения входящей и выходящей рабочей жидкости используется плоский распределитель, который устанавливается поверх кольца, ротора и пластин. Входное отверстие плоского распределителя располагается в месте создания увеличивающегося объёма, а выходное — в месте создания уменьшающегося объёма. Вся рабочая жидкость входит в перекачивающий механизм и выходит из него через плоский распределитель. (Разумеется, входные и выходные отверстия в плоском распределителе соединены, соответственно, с входным и выходным отверстиями корпуса насоса).

Уравновешенная конструкция пластинчатого насоса

В насосе присутствуют два очень разных давления — рабочее давление системы и давление ниже атмосферного. В описанном выше пластинчатом насосе одна половина перекачивающего механизма находится под давлением ниже атмосферного, а другая — подвергается полному давлению системы. Это создаёт боковую нагрузку на вал, которая может быть значительной при высоком давлении в системе. Для компенсации такого фактора форму кольца изменяют с круговой на овальную. При такой схеме, два квадранта давления находятся напротив друг друга, и действующие на вал силы уравниваются (Рис. 3-19). Исключается боковая нагрузка вала.

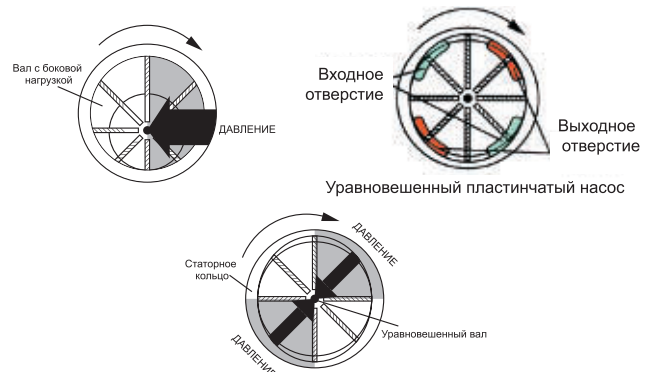


Рис. 3-19 Уравновешенная конструкция

Таким образом, уравновешенный пластинчатый насос состоит из статорного кольца, ротора, пластин и плоского распределителя с входными и выходными отверстиями, расположенными напротив друг друга. (Оба входных отверстия соединены вместе так же, как и выходные отверстия, поэтому для них можно иметь одно входное и одно выходное отверстие в корпусе насоса).

Нерегулируемые пластинчатые насосы объёмного типа, как правило, имеют уравновешенную конструкцию.

Картридж

Перекачивающий механизм пластинчатых насосов часто объединяется в блок, называемый картриджем (рабочим комплектом) (Рис. 3-20). Он состоит из пластин, ротора и статорного кольца, с обеих сторон закрытых двумя плоскими распределителями. (Обратите внимание, что плоские распределители в картридже некоторым образом отличаются от распределителей, приведенных на рисунках ранее).

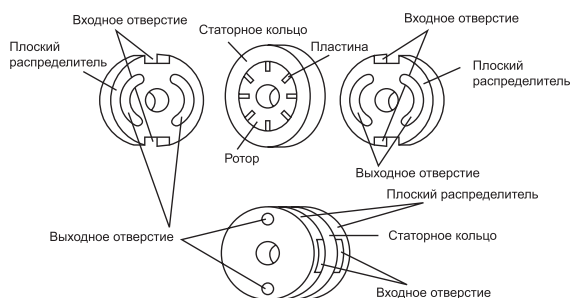


Рис. 3-20 Картридж

Преимущество использования картриджа состоит в удобстве обслуживания. По истечении периода естественного износа деталей насоса перекачивающий механизм может быть легко заменен новым картриджем (Рис. 3-21). Кроме того, если по какой-то причине необходимо увеличить или уменьшить рабочий объем насоса (количество жидкости, подаваемое за один оборот вала. Прим. ред.), можно быстро заменить первоначальный перекачивающий механизм картриджем того же размера, но с требуемым рабочим объемом.



Рис. 3-21 Лёгкое обслуживание насоса

Прижим пластин

Для выхода насоса на рабочий режим между концом пластины и статорным кольцом необходимо создать принудительное уплотнение. При пуске пластинчатого насоса предполагается, что центробежная сила будет выталкивать пластины, создавая уплотнение. (По этой причине минимальная рабочая частота вращения большинства пластинчатых насосов составляет 600 мин⁻¹). Эта особенность и другие конструктивные аспекты явились причиной ограничения рабочей частоты вращения для большинства пластинчатых насосов максимальным значением 1200- 1800 мин⁻¹. Тем не менее, некоторые конструкции допускают работу с частотой вращения до 2700 мин⁻¹.

После того, как насос заполнится, и давление начнет расти, пластина должна будет обеспечивать всё более сильное уплотнение, чтобы не увеличивалась утечка. Для создания лучшего уплотнения при высоком давлении в промышленных пластинчатых насосах под нижний торец пластины подводится давление системы. В такой схеме, по мере повышения давления системы увеличивается усилие, прижимающее пластину к статорному кольцу.

Гидравлический прижим пластины таким методом создает очень герметичное уплотнение, однако если усилие прижима слишком велико, это вызовет чрезмерный износ пластин и статорного кольца, а также повышенное трение между ними.

В качестве компромисса между достижением наилучшего уплотнения и обеспечением меньшего трения и износа изготовители проектируют свои насосы с частичным прижимом пластин.

Одним из способов исключения чрезмерного прижима является использование пластин со скошенным, или имеющим фаску, концом (Рис. 3-22). В этом случае вся площадь нижнего торца пластины подвергается давлению системы, и давление системы также прикладывается к большому участку площади верхнего торца. В результате уравновешивается большая часть пластины. Давление, действующее на неравновешенную площадь, создаёт требуемое усилие прижима.

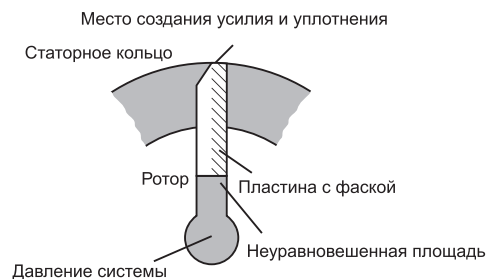


Рис. 3-22

В системах высокого давления использование пластины со скошенным концом всё еще не исключает чрезмерных износа и трения. Применение такого типа пластины в насосе высокого давления не даёт удовлетворительного результата.

В общеупотребительных конструкциях пластинчатых насосов высокого давления используют двойные пластины (Рис. 3-23), пластины с вставкой, с пружинным прижимом, со штифтами и угловые пластины. Конструкция с двойной пластиной содержит по две пластины в каждом пазу. Каждая пластина почти полностью уравновешена, а хорошее уплотнение достигается за счет использования двух пластин.

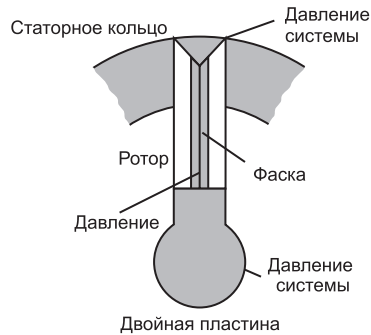


Рис. 3-23 Конструкция с двойной пластиной

Пластина с вставкой (Рис. 3-24) – это ещё одна конструкция, состоящая из пластины меньшего размера внутри большой пластины со скошенным концом. Давление системы направляется в зону над малой пластиной, что позволяет уменьшить прижим.

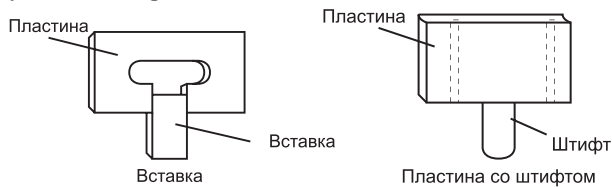


Рис. 3-24 Конструкция с вставкой

Очень похожей на конструкцию с вставкой является конструкция пластины со штифтом, в которой давление подводится к нижнему торцу штифта, прижимающего пластину к статорному кольцу.

В конструкции с пружинным прижимом (Рис. 3-25) основное прижимное усилие создает пружина, расположенная в нижней части пластины (в этом случае трудно обеспечить приемлемую усталостную прочность пружин. Прим. ред.).

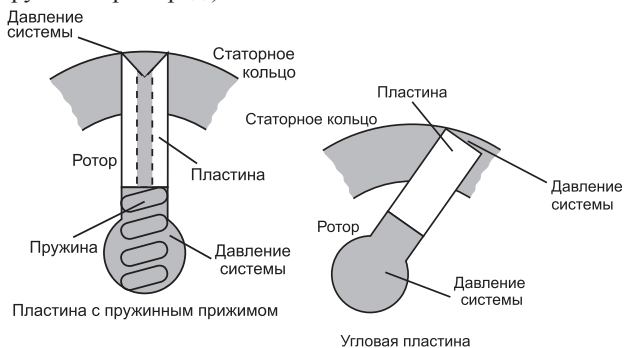


Рис. 3-25 Пластина с пружинным прижимом (слева) и угловая пластина

Ещё одним способом снижения прижима является расположение пластин в роторе под углом (Рис. 3-25). В результате создается небольшой прижим без использования какого-либо другого механического устройства.

Сдвоенные (двухпоточные. прим. ред.) насосы и насосы со сквозным валом

Описанный пластинчатый насос называют однопоточным насосом; то есть, он состоит из одного входа, одного выхода и одного картриджа. Пластинчатые и шестерённые насосы могут поставляться также в виде двухпоточных (сдвоенных) насосов (Рис. 3-26а).



Рис. 3-26а Сдвоенный пластинчатый насос

Сдвоенный пластинчатый насос состоит из корпуса с двумя картриджами, одного или двух входов и двух отдельных выходов. Другими словами, сдвоенный насос содержит два насоса в одном корпусе. Сдвоенный насос может обеспечивать две различные подачи из каждого выхода. Так как оба картриджа соединены с общим валом, для привода всего агрегата используется один первичный источник движения.

Сдвоенный шестерённый насос подобен сдвоенному пластинчатому и содержит два перекачивающих механизма в общем корпусе, однако здесь каждый перекачивающий механизм имеет свои входное и выходное отверстия (Рис. 3-26б).

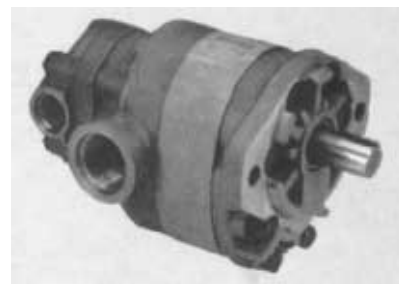


Рис. 3-26б Сдвоенный шестерённый насос

Насосы со сквозным валом, часто называемые «спарками», во многих случаях используются в контурах высокого/низкого давления и там, где из одного силового агрегата осуществляется подача двух потоков с разными расходами. Насосы со сквозным валом – это два насоса и более, соединенные болтами, и общий вал, проходящий через все насосы (Рис. 3-26с). Один насос может использоваться для питания системы рулевого управления машины, а другой – для подачи потока в главную гидосистему.

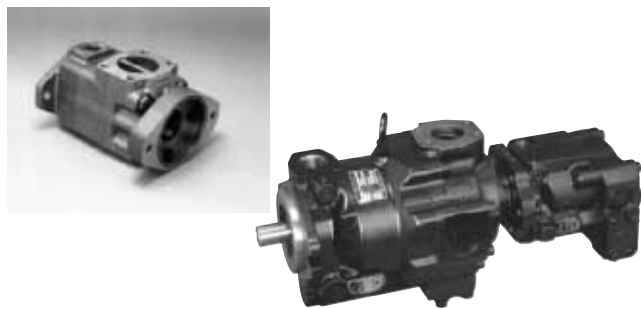


Рис. 3-26с Пластинчатый и поршневой насосы со сквозным валом

Шестерённый насос с внутренним зацеплением

Шестерённый насос с внутренним зацеплением состоит из одной малой шестерни с внешними зубьями, входящими в зацепление с внутренними зубьями большой шестерни. Этот тип насоса иногда называют насосом «шестерня в шестерне». Наиболее распространенным типом насоса с внутренним зацеплением является героторный насос (Рис. 3-27).

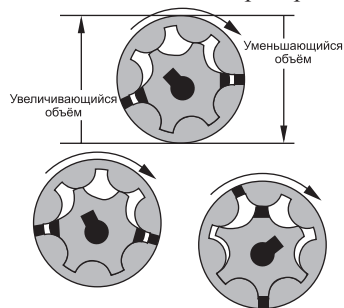


Рис. 3-27 В героторных насосах используются внутренние шестерни

Героторный насос

Героторный насос является шестерённым насосом с внутренним зацеплением с внутренней ведущей и внешней ведомой шестернями. Внутренняя шестерня имеет на один зуб меньше, чем внешняя.

При повороте внутренней шестерни первичным источником движения она вращает большую внешнюю шестерню. На одной стороне перекачивающего механизма при выходе зубьев шестерён из зацепления создается увеличивающийся объём. В другой половине насоса создается уменьшающийся объём. Героторный насос имеет неуравновешенную конструкцию.

Рабочая жидкость, входящая в перекачивающий механизм, отделяется от нагнетаемой рабочей жидкости посредством плоского распределителя, как и в пластинчатом насосе.

При перемещении рабочей жидкости от входа к выходу принудительное уплотнение поддерживается по мере отслеживания зубьями внутренней шестерни выступов и впадин внешней шестерни.

Поршневые насосы

Поршневые насосы создают перекачивающее действие возвратно-поступательным движением поршней в рабочих камерах ротора.

Из чего состоит поршневой насос

Перекачивающий механизм поршневого насоса, в основном, состоит из цилиндрического блока (ротора. Прим. ред.), поршней с подпятниками, наклонного диска, прижимной шайбы с пружиной и плоского распределителя (Рис. 3-28).

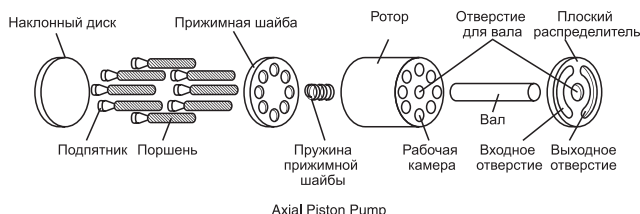


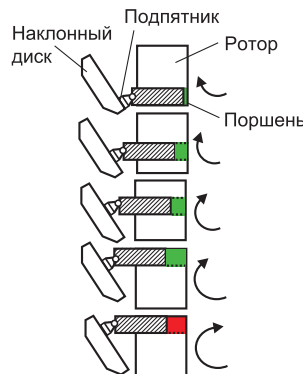
Рис. 3-28 Компоненты поршневого насоса

Как работает поршневой насос

Ранее мы рассмотрели один пример поршневого насоса. Этот насос создает увеличивающийся и уменьшающийся объёмы с помощью плунжера, выдвигаемого из цилиндрического блока и вдвигаемого в него. Подчеркивалось, что недостатками этого типа насоса являются пульсирующий поток и затруднения с приводом от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания.

Тем не менее, возвратно-поступательного перемещения поршня и плавности потока можно легко добиться с помощью вращающегося первичного источника движения.

В примере на Рис. 3-29 ротор имеет один поршень. Наклонный диск расположен под углом и подпятник проходит по его поверхности.



Примечание: Плоский распределитель не показан

Рис. 3-29

По мере вращения ротора подпятник отслеживает поверхность наклонного диска, который не вращается. Так как наклонный диск расположен под углом, это

приводит к возвратно-поступательному движению поршня внутри ротора. В одной половине цикла вращения поршень движется из ротора и создает увеличивающийся объём, в другой половине цикла — внутрь ротора и создает уменьшающийся объём. В действительности, в роторе имеется несколько поршней. Подпятники подпружиненной прижимной шайбой прижимаются к поверхности наклонного диска. Для разделения входящей и выходящей рабочей жидкости с торцом ротора, противоположном наклонному диску, взаимодействует плоский распределитель.

Зависимость общего КПД насоса от давления показана на Рис. 3-30 (Прим.ред.).



Рис. 3-30

К ротору крепится вал, соединяющий его с источником первичного движения. Этот вал располагается чаще всего со стороны наклонного диска, однако, в ряде случаев — с противоположной стороны. В первом варианте в центре наклонного диска и прижимной шайбы имеются отверстия для вала. Если вал расположен с другой стороны, отверстие для вала имеется только в плоском распределителе.

Описанный выше поршневой насос называется аксиально-поршневым насосом с наклонным диском, в котором поршни вращаются вокруг одной оси с валом насоса.

Аксиально-поршневые насосы являются самыми распространенными поршневыми насосами в промышленных областях применения. К другим типам поршневых насосов относятся поршневые насосы с наклонным блоком и радиально-поршневые насосы.

Поршневые насосы с наклонным блоком

Перекачивающий механизм поршневого насоса с наклонным блоком состоит из ротора, поршней, плоского распределителя, фланца, поршневых тяг и приводного вала (Рис. 3-31).

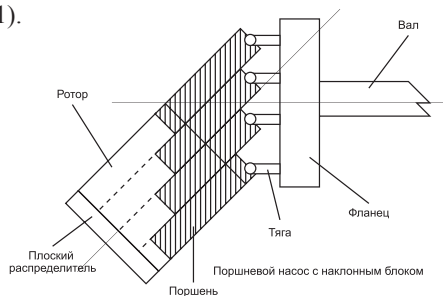


Рис. 3-31 Компоненты поршневого насоса с наклонным блоком

В этом насосе поршневой блок (ротор) расположен не на одной линии с приводным валом, а под углом к нему (Рис. 3-32). Благодаря такой схеме, по мере вращения вала поршни выдвигаются из ротора в течение одной половины его оборота. Это создает увеличивающийся объём. В течение второй половины оборота поршни вдвигаются, создавая уменьшающийся объём. В таком насосе входящая рабочая жидкость отделяется от нагнетаемой посредством плоского распределителя.



Рис. 3-32 Поршневой блок (ротор) расположен под углом к приводному валу

Радиально-поршневой насос

Перекачивающий механизм радиально-поршневого насоса, в основном, состоит из ротора, поршней с подпятниками, кольца и распределительной оси (Рис. 3-33).

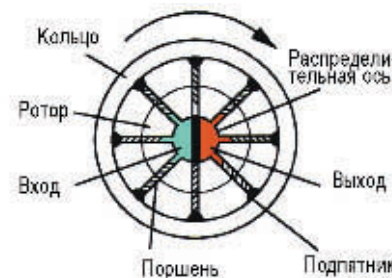


Рис. 3-33 Компоненты радиально-поршневого насоса

Радиально-поршневой насос работает почти аналогично пластинчатому насосу, но вместо пластин, скользящих по кольцу, в этом насосе используются поршни.

Центр ротора с расположенными внутри него поршнями смещён относительно центра кольца. По мере вращения ротора внутри него создается увеличивающийся объём в течение одной половины оборота и уменьшающийся объём в течение другой половины.

Рабочая жидкость поступает в насос и выходит из него через распределительную ось в центре насоса.

Регулируемые насосы

Нерегулируемые насосы объёмного действия подают одинаковый объём рабочей жидкости за каждый оборот. Промышленные насосы обычно работают с постоянной частотой вращения, равной 1200 или 1800 мин⁻¹. С другой стороны, насосы мобильных машин работают с частотами

вращения, достигающими 2500 и 3000 мин⁻¹. В процессе работы подача насоса остается постоянной.

В некоторых случаях желательно иметь переменную подачу насоса. Этого можно добиться изменением частоты вращения первичного источника движения. Но это, как правило, экономически нецелесообразно. Тогда единственным оставшимся способом изменения подачи является регулирование рабочего объема насоса. Условное обозначение этого типа насоса приведено на Рис. 3-34.

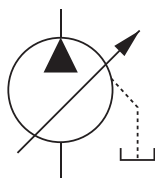


Рис. 3-34 Условное обозначение регулируемого насоса

Количество рабочей жидкости, вытесняемой таким насосом, может регулироваться перемещением статорного кольца в случае пластинчатого насоса или наклонного диска в поршневом насосе. Такой насос называется насосом с объёмным регулированием или переменной подачей.

Регулирование подачи шестерённого насоса

Подача шестерённого насоса определяется объёмом рабочей жидкости, вытесняемой каждой шестерней, и частотой вращения шестерен, поэтому подачу шестерённых насосов можно изменить заменой первоначальных шестерён на шестерни других размеров или регулированием частоты вращения.

Шестерённые насосы, как с внутренним, так и с внешним зацеплением, не приспособлены к изменению рабочего объёма в процессе работы. Изменить физические размеры шестерни при ее вращении невозможно.

Поэтому единственный практический способ изменения подачи шестерённого насоса - регулирование частоты вращения первичного источника движения. Это можно легко сделать, если насос приводится в движение двигателем внутреннего сгорания (ДВС) с регулируемой частотой вращения. Это также выполняется электрическим способом при использовании электродвигателя с частотным регулированием.

Регулирование гидравлической энергии с помощью насосов с объёмным регулированием

Так как гидравлическая энергия состоит из л/мин (гал/мин) и бар (psi), то генерированием энергии с помощью насоса/электродвигателя или ДВС можно управлять посредством уменьшения создаваемой подачи, а также ограничения давления. Это выполняется с помощью пластинчатого или поршневого насоса с объёмным регулированием, имеющего компенсацию по давлению. Эти насосы способны уменьшать свой рабочий объём при достижении предустановленного уровня давления в системе.

Целью данного раздела - описать, насколько легче насосы с объёмным регулированием и компенсацией по давлению могут согласовывать генерируемую гидравлическую энергию с выходной механической энергией, и как износ влияет на их работу.

На Рис. 3-35 показано условное обозначение насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению.

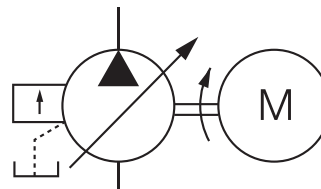


Рис. 3-35 Условное обозначение насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению

Из чего состоит пластинчатый насос с объёмным регулированием

Перекачивающий механизм пластинчатого насоса с объёмным регулированием в основном состоит из ротора, пластин, статорного кольца с возможностью бокового перемещения, плоского распределителя, упорного подшипника в качестве направляющей статорного кольца и некоторого устройства для изменения его положения. На Рис. 3-36 используется регулирование с помощью винта.

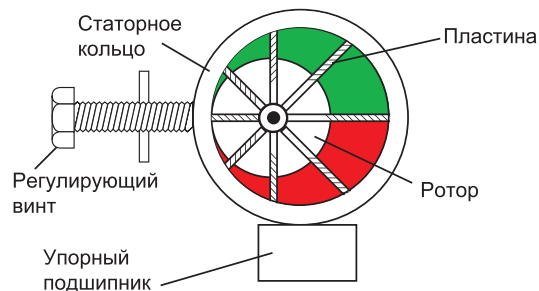


Рис. 3-36 Компоненты пластинчатого насоса с объёмным регулированием

Пластинчатые насосы с объёмным регулированием являются неуравновешенными насосами. Их кольца имеют круглую, а не овальную форму. Тем не менее, они по-прежнему называются статорными кольцами.

Так как статорное кольцо в насосе этого типа должно свободно перемещаться, перекачивающий механизм не выпускается в виде картриджа.

Дренаж из корпуса

Все насосы с объёмным регулированием и компенсацией по давлению должны иметь внешний дренаж из своих корпусов (Рис. 3-37). Перекачивающие механизмы в таких насосах двигаются чрезвычайно быстро, когда требуется компенсация по давлению. Любое скопление рабочей жидкости внутри корпуса будет затруднять их движение.

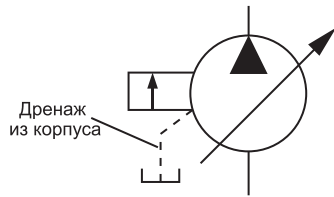


Рис. 3-37 Дренаж из корпуса показан слева

Кроме того, любая утечка, накапливаемая в корпусе насоса, как правило, направляется обратно на входную сторону насоса. Утечка из насоса с объёмным регулированием в режиме компенсации, в общем случае, имеет повышенную температуру. Если её направлять на входную сторону, то рабочая жидкость будет становиться все более горячей. Внешний дренаж из корпуса облегчает эту проблему.

Внешний слив из корпуса насоса обычно называется дренажем.

Как работает пластинчатый насос с объёмным регулированием

При ввёрнутом регулировочном винте, ротор удерживается в смещенном относительно центра статорного кольца положении (Рис. 3-38). Когда ротор вращается, создается увеличивающийся и уменьшающийся рабочий объём; происходит перекачивание.

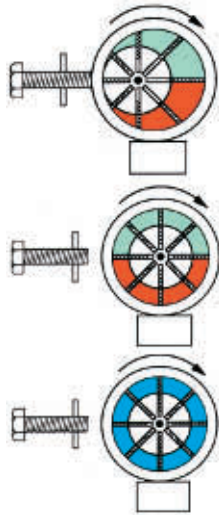


Рис. 3-38 Пластинчатые насосы могут изменять выходной поток посредством регулировочного винта.

Если регулировочный винт слегка отвернуть, статорное кольцо не будет настолько же смещено относительно центра ротора, как прежде. Увеличивающийся и уменьшающийся объёмы будут создаваться по-прежнему, но подача насоса снизится. Выступающие участки пластин в полностью выдвинутом положении уменьшились.

При полностью вывернутом регулировочном винте центры статорного кольца и ротора совпадут. Не будут создаваться увеличивающиеся и уменьшающиеся объёмы, т.е прекратится подача рабочей жидкости. С помощью

такой схемы пластинчатый насос может изменять свой выходной поток на любое значение между полной и нулевой подачей посредством регулировочного винта.

Как работает компенсатор давления пластинчатого насоса с объёмным регулированием

Компенсатор давления пластинчатого насоса с объёмным регулированием – это большая регулируемая пружина, удерживающая статорное кольцо в эксцентричном положении, противодействуя объёмному регулированию (Рис. 3-39). Это вызывает создание увеличивающегося и уменьшающегося объёмов и перекачивание. Одна половина кольца находится под давлением ниже атмосферного, а другая половина – под рабочим давлением.

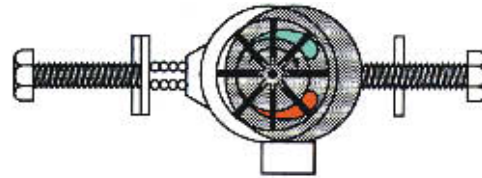


Рис. 3-39 Компенсация насоса

В процессе работы насоса, давление создает усилие на внутренней поверхности статорного кольца. Благодаря конструкции овально-изогнутых отверстий в плоском распределителе, создаваемое усилие стремится переместить кольцо в основном в направлении упорного подшипника, однако незначительная составляющая этого усилия воспринимается пружиной компенсатора.

Когда давление на кольцо и действующее усилие становятся достаточно большими, кольцо начинает перемещаться в направлении сжатия пружины, уменьшая нагнетаемый поток. При этом кольцо не может перемещаться в сторону упорного подшипника, так как он является механическим упором. После совпадения центров кольца и ротора, перемещение останавливается, и нагнетаемый поток прекращается. Дальнейшее смещение статорного кольца в том же направлении невозможно, так как это заставило бы половину перекачивающего механизма, находящуюся под давлением, создавать увеличивающийся объём, который соответствует режиму всасывания. Давление бы немедленно снизилось, вызывая перемещение пружины кольца снова от центра.

Чем больше завёртывается винт компенсатора давления, тем больше сжимается пружина, и тем больше становится усилие, удерживающее кольцо в эксцентричном положении. Для защиты насоса от чрезмерно высокой регулировки давления пластинчатые насосы с компенсацией по давлению обычно оборудуются устройствами останова при повышенном давлении.

Двойная компенсация пластинчатого насоса

Двойной компенсатор пластинчатого насоса состоит из электромагнитного гидрораспределителя, сервоклапана и отверстия для измерения давления системы (Рис. 3-40).

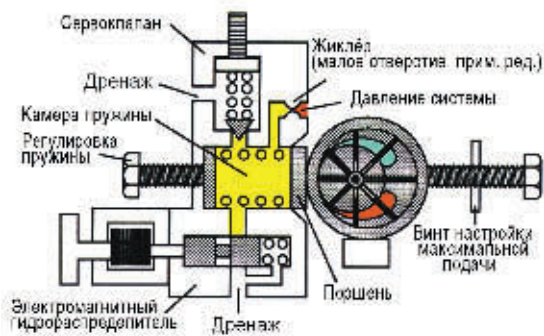


Рис. 3-40

Когда электромагнитный гидрораспределитель закрыт, давление рабочей жидкости накапливается в камере пружины через жиклёр. Это создает добавку к усилию пружины, смещающему статорное кольцо и противодействующему объёмной регулировке. Максимальная величина давления рабочей жидкости определяется настройкой сервоклапана, а уставка компенсатора в целом является функцией усилия пружины и давления рабочей жидкости.

Если пружину настроить на 41 бар (600 psi), а сервоклапан — на 62 бар (900 psi), то уставка компенсатора будет равна 103 бар (1500 psi).

Вторая уставка компенсатора достигается, когда на электромагнит гидрораспределителя подается питание. Это действие выпускает рабочую жидкость из камеры пружины. Теперь статорное кольцо удерживается только усилием пружины. Так как в примере задано значение 41 бар (600 psi), насос начинает работать под этим давлением.

Аксиально-поршневой насос с объёмным регулированием

Количество рабочей жидкости, вытесняемой аксиально-поршневым насосом за один оборот, определяется площадью поперечного сечения и ходом поршней в рабочих камерах ротора (Рис. 3-41). В процессе перекачивания изменить площадь поперечного сечения поршней невозможно, но аксиально-поршневой насос с объёмным регулированием сконструирован так, чтобы имела возможность изменения величины хода поршней.

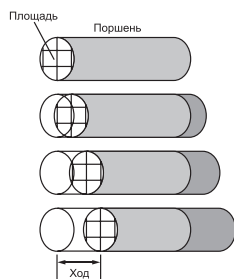


Рис. 3-41 Подача рабочей жидкости может быть изменена регулировкой хода поршней.

Из чего состоит аксиально-поршневой насос с объёмным регулированием

Перекачивающий механизм аксиально-поршневого насоса с объёмным регулированием в основном состоит из ротора, плоского распределителя, поршней с подпятниками, регулируемого наклонного диска, прижимной шайбы, регулятора максимального объёма, регулирующего поршня, жиклёра, золотника компенсатора, сервоклапана и различных пружин (Рис. 3-42).

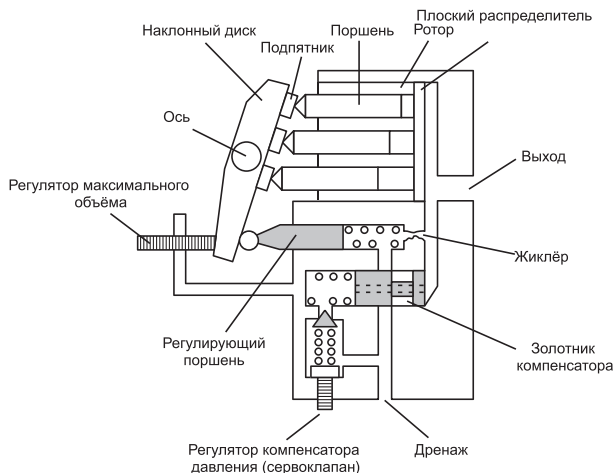


Рис. 3-42 Компоненты аксиально-поршневого насоса с объёмным регулированием

Поршни размещены в роторе, к которому прикреплен вал, соединенный с электродвигателем. Вал может подсоединяться либо со стороны плоского распределителя, либо со стороны наклонного диска.

Как работает регулятор рабочего объёма регулируемого аксиально-поршневого насоса

Ограничителем максимального рабочего объёма регулируемого аксиально-поршневого насоса является стрелка с резьбой, механически ограничивающий угол поворота наклонного диска (Рис. 3-43).

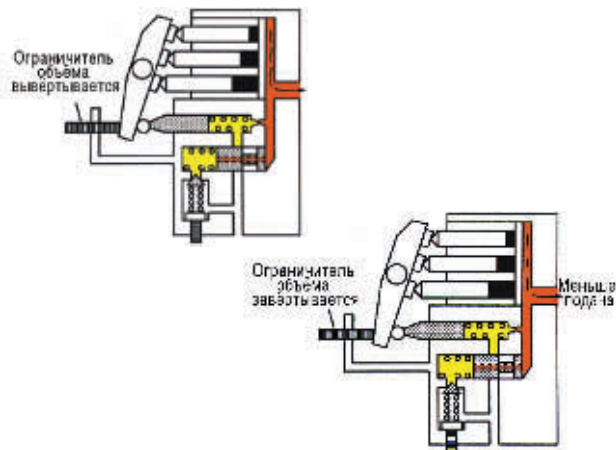


Рис. 3-43 Регулятор объёма управляет подачей через угол поворота наклонного диска

При полностью вывернутом ограничителе объема пружина, смещающая регулирующий поршень, передвигает наклонный диск на предельный угол. По мере вращения ротора первичным источником движения подпятники поршней прижимаются прижимной шайбой к поверхности наклонного диска, что вызывает возвратно-поступательное движение поршней внутри ротора. В одной половине цикла вращения поршни выдвигаются из ротора, создавая увеличивающийся объем; рабочая жидкость заполняет увеличивающийся объем через входное отверстие. В другой половине цикла вращения поршни вдвигаются в ротор, создавая уменьшающийся объем; рабочая жидкость выталкивается в систему через выходное отверстие.

Когда наклонный диск повернут на максимальный угол, насос нагнетает максимальный объем. Если ограничитель объема слегка завёртывается и угол поворота наклонного диска уменьшается, поршни не будут совершать возвратно-поступательное движение с максимальным ходом. Это вызовет уменьшение количества рабочей жидкости, нагнетаемой в систему.

Чем больше завёртывается ограничитель объема аксиально-поршневого насоса с объемным регулированием, тем меньше становится нагнетаемый поток.

Как работает компенсатор давления аксиально-поршневого насоса с объемным регулированием

В компенсаторе давления аксиально-поршневого насоса с объемным регулированием используется комбинация усилия пружины и давления рабочей жидкости.

В рассмотренном ранее пластинчатом насосе с компенсацией по давлению в качестве компенсатора действует только одна пружина. Это возможно вследствие того, что перемещающая кольцо сила действует не точно в сторону пружины, а под углом. Значительная часть этой силы воспринимается упорным подшипником. В аксиально-поршневом насосе с компенсацией по давлению иная ситуация.

В процессе работы аксиально-поршневого насоса с компенсацией по давлению на торцы нагнетающих поршней действует давление. Если центральная линия оси наклонного диска смещена относительно центральной линии ротора, поршни, находящиеся под давлением, стремятся установить наклонный диск в вертикальное положение. Эта сила может быть значительной, и ей прямо противодействуют пружина и давление рабочей жидкости, приложенное к регулируемому поршню.

Компенсатор давления типичного аксиально-поршневого насоса состоит из регулирующего поршня, золотника компенсатора, регулируемого сервоклапана и пружин (Рис. 3-44). Когда давление на выходе из насоса становится достаточным для преодоления уставки сервоклапана и усилия пружины, наклонный диск возвращается в вертикальное положение поршнями, находящимися под давлением.

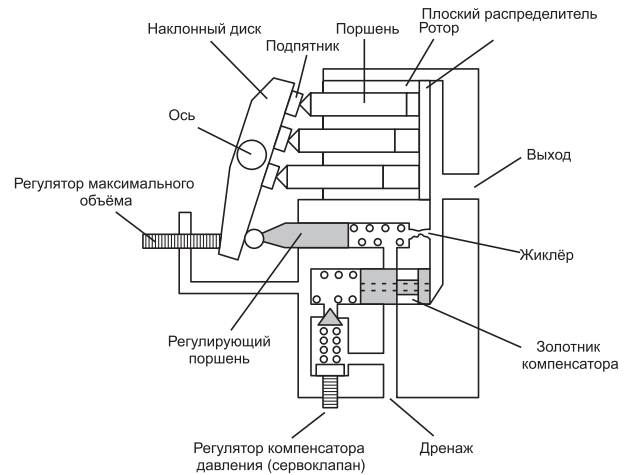


Рис. 3-44 Компоненты аксиально-поршневого насоса с объемным регулированием

Когда наклонный диск дойдет до нулевого угла, он остановится. Наклонный диск не может быть вытолкнут на другую сторону центра, так как это заставило бы половину перекачивающего механизма, находящуюся под давлением, создавать увеличивающийся объем, который соответствует режиму всасывания. Давление бы немедленно снизилось, вызывая смещение пружиной наклонного диска снова от центра.

Регулируемый сервоклапан, золотник компенсатора и пружина действуют в значительной степени подобно предохранительному клапану с сервоуправлением. Давление нагнетания насоса подводится через отверстие в золотнике компенсатора в камеру пружины золотника и накапливается там, причём величина накопленного давления ограничивается сервоклапаном. Когда давление на торце золотника компенсатора становится достаточным для преодоления уставки сервоклапана и пружины, золотник компенсатора будет перемещаться влево, открывая выпуск из камеры пружины регулирующего поршня.

Предположим, что уставка пружины, смещающей золотник компенсатора равна 7 бар (100 psi), и что сервоклапан будет ограничивать давление управления в камере пружины до 48 бар (700 psi) (Рис. 3-45).

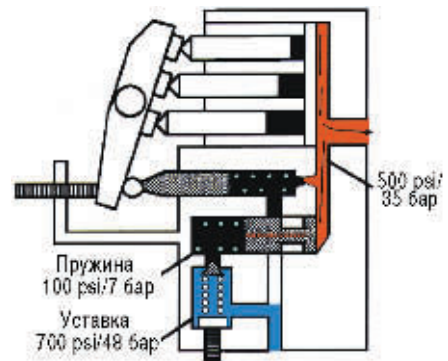


Рис. 3-45 Давление в камере пружины ограничено до 48 бар (700 psi)

При давлении системы 35 бар (500 psi), эти 35 бар (500 psi) будут толкать золотник влево. 35 бар (500 psi) передаются через отверстие в золотнике компенсатора в камеру пружины, удерживая золотник на месте. Площади, на которые действует давление с обеих сторон золотника, одинаковы; следовательно, золотник уравновешен, за исключением 7 бар (100 psi) пружины. В этот момент, 35 бар (500 psi) стремятся толкать золотник влево, и общее гидравлическое и механическое давление 42 бар (600 psi) удерживает золотник на месте.

При давлении системы 42 бар (600 psi), эти 42 бар (600 psi) на правом торце золотника будут толкать золотник влево. Общее механическое и гидравлическое давление 48 бар (700 psi) удерживает золотник (Рис. 3-46).

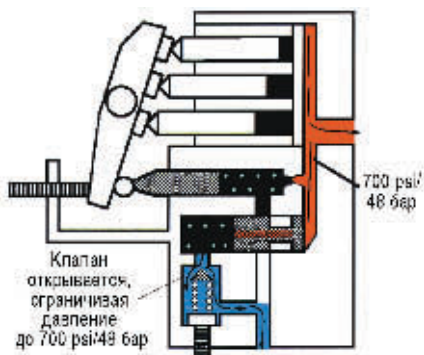


Рис. 3-46 Гидравлическое давление 48 бар (700 psi) удерживает золотник

Когда давление системы поднимается до 48 бар (700 psi), сервоклапан открывается, ограничивая давление управления/камеры пружины до 48 бар (700 psi). Это означает, что максимальное давление, смещающее золотник компенсатора, составляет 55 бар (800 psi) (Рис. 3-47).

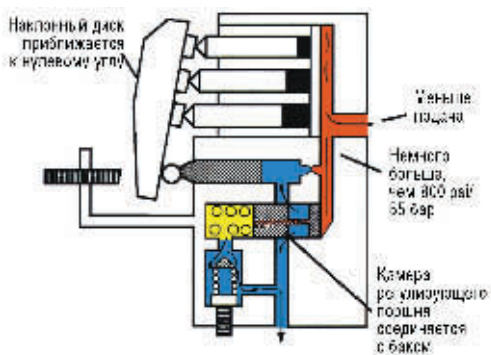


Рис. 3-47 Максимальное давление, смещающее золотник компенсатора, равно 55 бар (800 psi)

Когда давление нагнетания насоса превысит 55 бар (800 psi), золотник перемещается и открывает камеру регулирующего поршня. Давление в этой камере начинает падать, что уменьшает создаваемое регулирующим поршнем усилие и делает невозможным удержание наклонного диска в полностью смещенном состоянии. Вследствие этого уменьшается нагнетаемый поток. По мере повышения давления на выходе насоса, золотник компенсатора перемещается больше, что приводит к

меньшему нагнетаемому потоку (Рис. 3-48). Предположим в этом примере, что давление повышается еще на 7 бар (100 psi) выше 55 бар (800 psi), пружина золотника компенсатора будет сжата, и золотник будет передвинут достаточно для открытия выпуска из камеры регулирующего поршня, уменьшая рабочий ход насоса, или компенсируя его. Насос полностью компенсируется (нагнетаемый поток падает практически до нуля. Прим. ред.) при давлении 62 бар (900 psi).

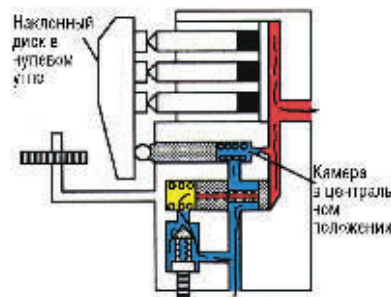


Рис. 3-48 Камера находится в центральном положении, когда угол поворота наклонного диска равен нулю.

(Пружина, смещающая регулирующий поршень, является относительно слабой, и ей можно пренебречь при расчете компенсирующего давления).

Когда давление на выходе насоса падает, золотник компенсатора запирает камеру регулирующего поршня. Перекачивающее действие возобновляется.

Чем больше завёртывается винт регулятора сервоклапана компенсатора давления, тем большая величина управляющего давления требуется для смещения золотника компенсатора перед достижением компенсации.

Получив знания о работе пластинчатых и аксиально-поршневых насосов с объёмным регулированием и компенсацией по давлению, мы сравним их работу с работой нерегулируемого насоса в следующем разделе.

Двойная компенсация поршневого насоса

Двойной компенсатор поршневого насоса содержит электромагнитный клапан и два клапана сервоуправления (Рис. 3-49).

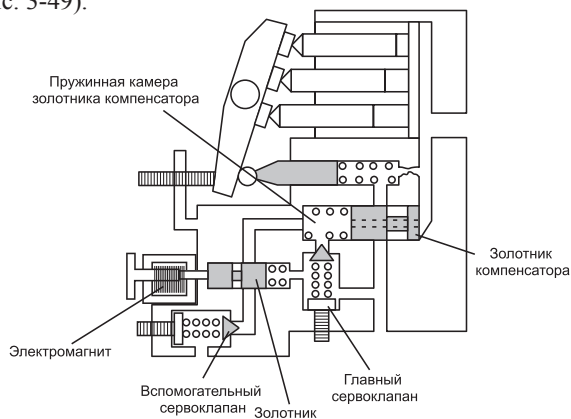


Рис. 3-49 Компоненты двойного компенсатора поршневого насоса

Когда электромагнитный гидрораспределитель закрыт, насос компенсируется в своем нормальном режиме. Рабочая жидкость пропускается в камеру пружины золотника компенсатора и там накапливается. Величина давления определяется главным сервоклапаном. Это давление складывается с давлением пружины, смещая золотник компенсатора.

Если сервоклапан настроить на давление 90 бар (1300 psi), и пружина компенсатора будет допускать повышение давления на дополнительные 14 бар (200 psi) до полной компенсации, насос будет полностью скомпенсирован при давлении 104 бар (1500 psi).

Теперь предположим, что вспомогательный сервоклапан настроен на 28 бар (400 psi). Когда на электромагнитный гидрораспределитель подается питание, вспомогательный сервоклапан соединяется с камерой пружины компенсатора. Теперь максимально допустимое давление, накапливаемое в камере, равно 28 бар (400 psi). Учитывая 14 бар (200 psi), необходимые для деформации пружины, можно сделать вывод о том, что компенсация насоса произойдет при давлении 42 бар (600 psi).

С помощью устройства двойной компенсации вырабатываемая энергия может лучше согласовываться с требованиями различных исполнительных механизмов к выходной мощности.

Сравнение работы насосов нерегулируемого и с объёмным регулированием и компенсацией по давлению

На Рис. 3-50 приведены две кривые. Одна кривая показывает фактическую подачу нерегулируемого насоса с номинальной подачей 37,9 л/мин (10 гал/мин) при его работе в диапазоне давлений 0...55,2 бар (800 psi). Другая кривая показывает фактическую подачу насоса с объёмным регулированием и номинальной подачей 37,9 л/мин (10 гал/мин) при его работе в том же диапазоне давлений. Обе кривые одинаковы и указывают на то, что фактическая подача каждого агрегата при давлении 55,2 бар (800 psi) равна приблизительно 35,05 л/мин (9,25 гал/мин), что соответствует мощности 3,7 кВт (4,3 л.с.).

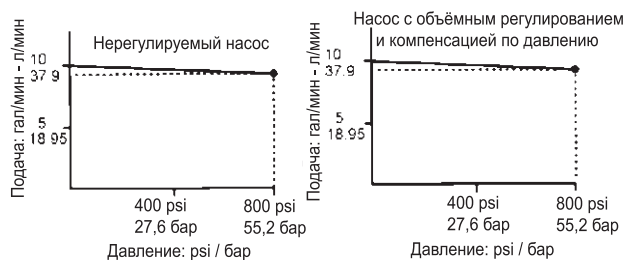


Рис. 3-50

Предположим, что давление насоса с постоянной подачей/электродвигателя ограничено настройкой предохранительного клапана 68,97 бар (1000 psi) (Рис. 3-51). Обратившись к кривой постоянной подачи между нулем и 68,97 бар (1000 psi), мы видим, что при этом давлении фактическая подача, создаваемая насосом,

составляет 34,11 л/мин (9 гал/мин), что соответствует мощности 3,8 кВт (5,2 л.с.). Это максимальная мощность, которую может развивать агрегат; причём при прохождении рабочей жидкости через предохранительный клапан вся эта мощность преобразуется в тепло.

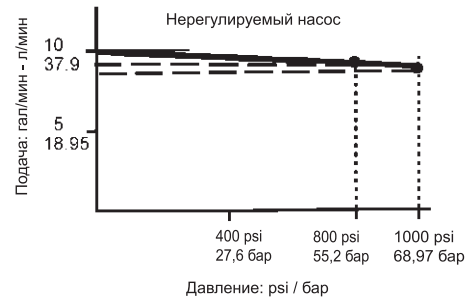


Рис. 3-51

Пластинчатые насосы с компенсацией по давлению, как правило, полностью компенсируются в диапазоне до 13,8 бар (200 psi). Поршневые насосы полностью компенсируются в диапазоне до 6,9 бар (100 psi) и менее.

Теперь предположим, что в насосе с объёмным регулированием и компенсацией по давлению уставка компенсатора равна 68,97 бар (1000 psi) (Рис. 3-52а). Обратившись к кривой насоса с компенсацией по давлению между нулем и 68,97 бар (1000 psi), мы обнаружим, что при 55,2 бар (800 psi) и 34,86 л/мин (9,25 гал/мин) (3,7 кВт/4,3 л.с.) фактическая подача начинает уменьшаться. Затем вырабатываемая энергия уменьшается по мере приближения давления системы к 68,97 бар (1000 psi). При давлении 62,1 бар (900 psi) фактическая подача равна 30,3 л/мин (8 гал/мин) (3,1 кВт/4,2 л.с.); при 67,85 бар (950 psi) — 15,16 л/мин (4 гал/мин) (1,6 кВт/2,2 л.с.) и при 68,97 бар (1000 psi) становится равной 0 л/мин (0 гал/мин).

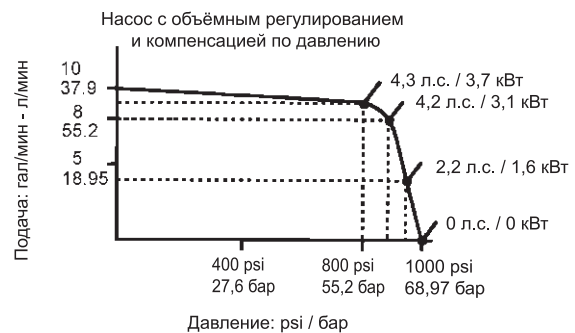


Рис. 3-52а

В насосе с компенсацией по давлению, соединенном с первичным источником движения, вырабатываемая гидравлическая энергия управляется не только ограничением давления, но также понижается с помощью регулирования нагнетаемого потока. Это означает, что в системе вырабатывается меньше тепла, так как генерируемая энергия не теряется в предохранительном клапане.

Мы установили, что при полной компенсации насоса с компенсацией по давлению вырабатываемая для системы

гидравлическая энергия равна нулю. Тем не менее, первичный источник движения, соединенный с насосом, должен по-прежнему вырабатывать энергию, необходимую для компенсации внутренней утечки и механических потерь в насосе (для современных насосов эта энергия незначительна. Прим. ред.).

Двунаправленные аксиально-поршневые насосы

Как было показано, рабочий объем аксиально-поршневого насоса и, следовательно, его подача могут регулироваться путём изменения угла поворота наклонного диска. Также было показано, что насос не создает потока, когда центральные линии наклонного диска и ротора совпадают.

У некоторых наклонных дисков в аксиально-поршневых насосах имеется возможность перехода через такое центральное положение (Рис. 3-52b). В результате этого, увеличивающиеся и уменьшающиеся объёмы будут создаваться в противоположных отверстиях. Поток через насос будет идти в обратном направлении.

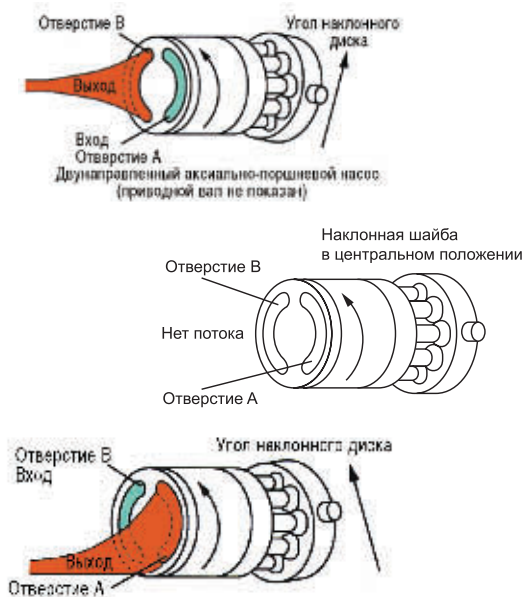


Рис. 3-52b Поток может быть реверсирован при переходе через центральное положение

На рисунке с двунаправленным аксиально-поршневым насосом можно видеть, что отверстия А и В могут быть либо входными, либо выходными, в зависимости от угла поворота наклонного диска. Это происходит при вращении ротора в одном и том же направлении.

Двунаправленные аксиально-поршневые насосы часто используются в гидростатических трансмиссиях, описываемых в одном из следующих разделов.

Аксиально-поршневые насосы могут быть с переменной подачей, с компенсацией по давлению и переменной подачей или двунаправленными с переменной подачей. Эти комбинации также имеются для поршневых насосов с наклонным блоком и радиально-поршневых насосов.

Принцип работы системы, чувствительной к нагрузке

Задача чувствительной к нагрузке системы состоит в создании подачи и давления только по запросу и только в количестве, необходимом для выполнения рабочих функций. В результате получается система с очень малыми потерями энергии. Система, чувствительная к нагрузке, также обеспечивает очень точное управление гидравлическими функциями, которого трудно было бы достичь с помощью любых других средств без превращения значительного количества энергии в нежелательное тепло. Для такого типа управления требуется «чувствительное к нагрузке» отверстие, или измерительное отверстие в напорной линии насоса (Рис. 3-53). Падение давления (Δp), измеренное на этом отверстии, определяет необходимый рабочий объем насоса.

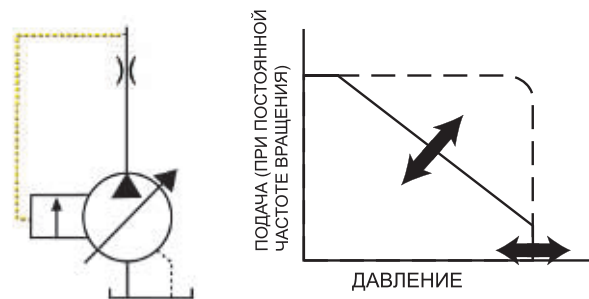


Рис. 3-53 Измерительное отверстие в напорной линии насоса чувствует нагрузку.

Во многих насосах с переменной подачей, используемых в системе, чувствительной к нагрузке, имеется регулятор, который «укорачивает ход» (уменьшает рабочий объем) насоса, когда разность двух давлений, подаваемых на механизм регулирования насоса, превышает заданное значение. И напротив, насос будет «удлинять ход» (увеличивать рабочий объем), когда разность двух давлений, подаваемых на механизм регулирования насоса, меньше заданного значения. Рабочий объем насоса будет достигать своей максимальной величины при равенстве двух давлений, подаваемых на механизм регулирования (Рис. 3-54).

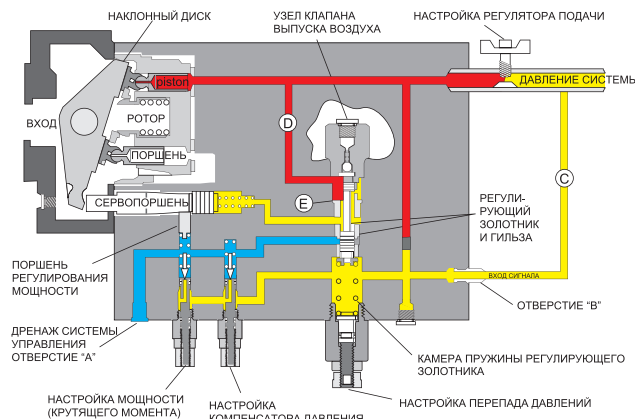


Рис. 3-54 Регулирование подачи или чувствительное к нагрузке регулирование насоса

Таким образом, насос всегда будет стремиться поддерживать постоянное падение давления на измерительном отверстии, равное настройке регулятора перепада давлений насоса.

Так как регулятор насоса реагирует только на разницу между двумя регулирующими давлениями, подача будет одинаковой для любой величины давления в системе. Кроме того, так как регулятор насоса реагирует только на падение давления на измерительном отверстии, подача будет оставаться относительно постоянной, независимо от частоты вращения привода насоса в пределах ограничений максимального рабочего объема насоса.

Для насоса с объёмным регулированием есть возможность регулировать подачу и по-прежнему поддерживать минимально допустимое давление для перемещения нагрузки. Для этого может потребоваться сигнальная линия, подающая управляющее масло в секцию регулятора насоса из точки после измерительного отверстия, с использованием для измерения подачи игольчатого дросселя или гидрораспределителя (Рис. 3-55). Сигнальная, или управляющая, линия используется для передачи измеряемого давления между нагрузкой и измерительным отверстием на механизм регулирования насоса, который преобразует сигнал в подачу, необходимую для поддержания определенного падения давления (Δp) между выходом насоса и точкой измерения, расположенной после измерительного отверстия.

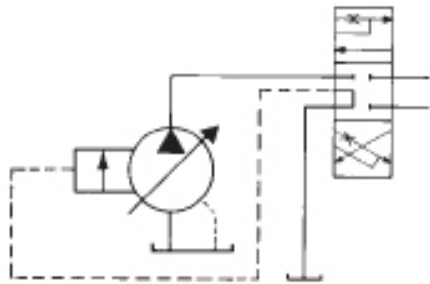


Рис. 3-55 Гидрораспределитель может быть использован для измерения подачи.

Главным преимуществом чувствительности к нагрузке является способность сберечь энергию, не требуя от насоса компенсации при полном давлении; вместо этого, насос начнет компенсацию при некотором давлении, близком к давлению, которое необходимо для перемещения нагрузки. Обычно это «давление нагрузки» плюс падение давления на измерительном отверстии (Δp).

$$\text{ДАВЛЕНИЕ НАГРУЗКИ} + \Delta p \text{ НА ИЗМЕРИТЕЛЬНОМ ОТВЕРСТИИ} = \text{ДАВЛЕНИЕ НАСОСА}$$

Несколько примеров проиллюстрируют преимущество «чувствительного к нагрузке» регулирования насоса. На первом рисунке показана система постоянного давления с регулированием подачи на некотором уровне ниже общей подачи насоса. На схеме (Рис. 3-56) показано, что в системе установлен насос с объёмным регулированием и компенсатором, настроенным на 138 бар (2000 psi). Номинальная подача насоса 57 л/мин (15 гал/мин). Подача

ограничивается измерительным отверстием (игольчатым дросселем), и исполнительный механизм получает только 30 л/мин (8 гал/мин).

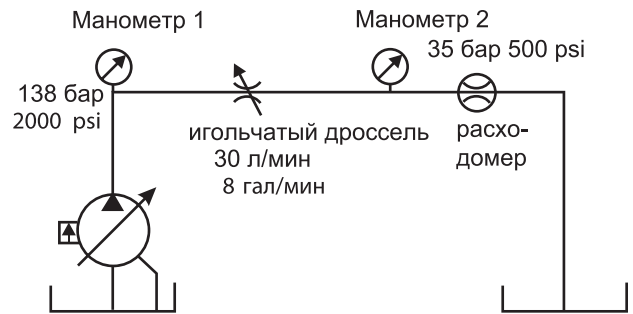


Рис. 3-56 Контур регулирования насоса, «чувствительный к нагрузке»

Давление, необходимое для перемещения нагрузки, составляет 35 бар (500 psi).

Манометр (1) будет показывать приблизительно 138 бар (2000 psi) (уставка компенсатора насоса). Это можно увидеть на рабочей (расходной) кривой для этого типа насоса (Рис. 3-57). Пройдя по линии, соответствующей подаче 30 л/мин (8 гал/мин), к рабочей кривой насоса и затем, спустившись вниз к оси давления, можно определить давление, очень близкое от 138 бар (2000 psi). Давление 138 бар (2000 psi) будет наилучшим случаем, и поэтому оно здесь рассматривается.

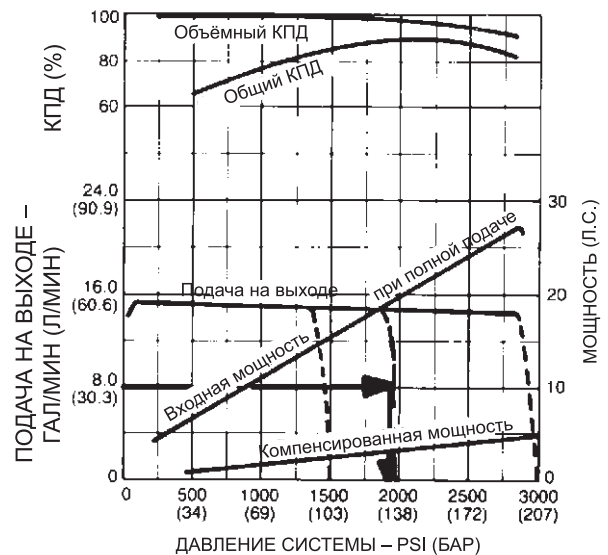


Рис. 3-57

Этот насос работает в области частичной компенсации, на очень крутом участке расходной кривой.

Манометр 2 после измерительного отверстия (игольчатого дросселя) будет показывать давление 35 бар (500 psi) (сопротивление, оказываемое нагрузкой).

Следовательно, мы имеем падение давления 103 бар (1500 psi) на измерительном отверстии: 138 бар - 35 бар = 103 бар

(2000 psi - 500 psi = 1500 psi). Тогда, используя формулу гидравлической мощности ($hp = Q \times psi \times 0,000583$) при 103 бар (1500 psi) и подаче 30 л/мин (8 гал/мин), определяем потерю приблизительно равную 5,22 kW (7 л.с.) на измерительном отверстии (игольчатом дросселе).

Следующая система будет иметь такой же набор требований. Тем не менее, насос будет регулироваться системой регулирования, чувствительной к нагрузке. На схеме (Рис. 3-58) показаны настройки для чувствительности к нагрузке. С помощью измерения требуемого давления нагрузки и передачи этого давления нагрузки в секцию регулирования насоса, насос будет поддерживать заданное падение давления между выходом насоса и линией измерения нагрузки. Обычно падение давления находится в диапазоне от 7 бар (100 psi) до 14 бар (200 psi), хотя его можно настраивать на некоторых насосах на более высокие или низкие значения. Некоторые насосы имеют заводскую настройку дифференциального давления 10 бар (150 psi); это значение будет использоваться в расчётах. Теперь манометр 2 будет по-прежнему показывать давление 35 бар (500 psi), являющееся давлением нагрузки. Манометр 1 покажет давление 35 бар (500 psi) плюс перепад давлений на измерительном отверстии (Δp), равный 10 бар (150 psi), и в сумме: 45 бар (650 psi) (подробное описание системы регулирования этого типа приведено далее в этой главе). Падение давления на измерительном отверстии (игольчатом дросселе) при 30 л/мин (8 гал/мин) теперь будет только 10 бар (150 psi). Используя формулу мощности, определяем, что на измерительном отверстии будет теряться в виде тепла только 0,522 кВт (0,7 л.с.). Это десятикратное снижение тепловыделения.

или замедляться в результате изменения его потребности в давлении. Также следует отметить, что интенсивность тепловыделения останется постоянной.

ДАВЛЕНИЕ НАГРУЗКИ		Δp РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОТВЕРСТИЯ		ДАВЛЕНИЕ НАСОСА
35 БАР (500 PSI)	+	10 БАР (150 PSI)	=	45 БАР (650 PSI)

Чувствительность к нагрузке даёт и другие преимущества. Этот регулятор будет не только поддерживать заданную подачу независимо от требуемого давления нагрузки, но также и постоянную подачу независимо от частоты вращения на входе насоса (Рис. 3-59). Если насос с рабочим объёмом 31,25 см³ (2 дюйм³) имеет привод с регулируемой частотой вращения, работающий в диапазоне от 1000 до 3000 мин⁻¹, будет наблюдаться следующая ситуация: по мере увеличения частоты вращения первичного источника движения насос стремится увеличить выходной поток при заданном рабочем объёме. Так как этот поток пытается пройти через предустановленное измерительное отверстие, давление на манометре 1 возрастет. Но поскольку нагрузка остается неизменной, линия измерения нагрузки определяет возросший перепад давления (Δp) на измерительном отверстии по отношению к предустановленному значению. Это заставит насос «укоротить ход» и перейти к меньшему рабочему объёму. Окончательный эффект заключается в том, что подача останется прежней независимо от частоты вращения входного вала насоса (в пределах ограничений рабочего объёма насоса).

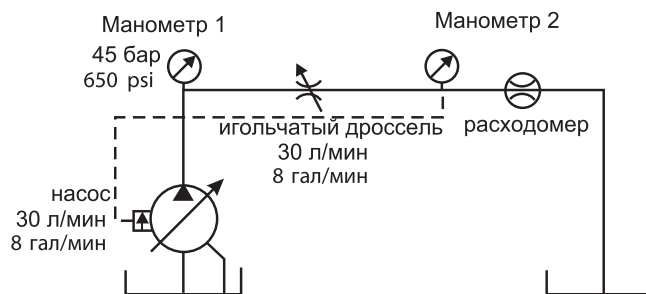


Рис. 3-58 Чувствительный к нагрузке контур

Другой важной особенностью системы, чувствительной к нагрузке, является способность поддерживать подачу независимо от изменений в требуемом давлении нагрузки. Если измерительное отверстие настроено на обеспечение 30 л/мин (8 гал/мин) при 35 бар (500 psi), и давление нагрузки в течение рабочего цикла возрастает до 69 бар (1000 psi), то чувствительный к нагрузке регулятор будет подстраивать давление насоса к заданному дифференциальному давлению регулятора подачи 10 бар (150 psi). В этом случае, выходное давление насоса станет равным 79,3 бар (1150 psi). Поддержание того же самого падения давления на измерительном отверстии даст ту же самую подачу, и исполнительный механизм (нагрузка) не будет ускоряться

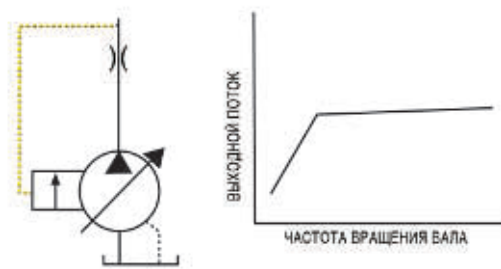


Рис. 3-59

Другой полезной функцией чувствительного к нагрузке регулирования является способность переходить в режим ожидания с низким давлением. На схеме (Рис. 3-60) показано, как достигается режим ожидания с низким давлением посредством установки гидрораспределителя в линию измерения нагрузки, который в режиме ожидания соединяет эту линию с баком. Обратите внимание, что чувствительный к нагрузке гидрораспределитель может автоматически выполнять это соединение в нейтральном положении.

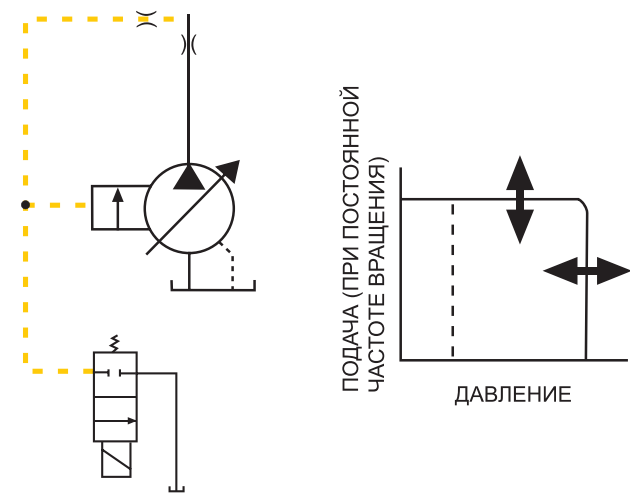


Рис. 3-60

Ниже перечислены четыре важных элемента для выбора чувствительного к нагрузке регулятора насоса:

- 1) постоянный поток через измерительное отверстие независимо от потребности в давлении нагрузки
- 2) постоянный поток через измерительное отверстие независимо от частоты вращения первичного источника движения
- 3) легкость адаптации к режиму ожидания с низким давлением
- 4) меньше генерируется тепла, чем при обычных методах

Описанная выше работа чувствительной к нагрузке системы предусматривает использование игольчатого дросселя (измерительного отверстия), создающего падение давления для активации регулирования насоса. Так как регулятор перепада давлений (Δp) регулирует заданное падение давления на этом отверстии, поток через отверстие может также изменяться прямо пропорционально площади отверстия(1). Следовательно, посредством изменения размера измерительного отверстия можно изменять требуемую подачу насоса. Это обеспечивает работу системы, в которой потребность в потоке определяется размером измерительного отверстия, и потери давления на отверстии ограничиваются уставкой механизма регулирования перепада давлений насоса, как правило, в диапазоне от 7 бар (100 psi) до 14 бар (200 psi).

$$Q = 100A_0 \sqrt{\Delta p}$$

(1) На основании работы Н. Е. Merritt в книге *Hydraulic Control Systems*, Herbert E. Merritt, John Wiley & Sons, copyright 1967.

(В метрической системе формула приобретает вид: $Q = 1,9 A_0 \sqrt{\Delta p}$, где Q - подача насоса, л/мин; A_0 - площадь проходного сечения измерительного отверстия, мм²; Δp - перепад давлений, МПа. Прим. ред.)

В чувствительной к нагрузке системе может использоваться специальный гидрораспределитель с закрытым центром,

выполняющий функцию измерительного отверстия в простой системе, показанной на Рис. 3-61. Это должен быть специальный аппарат, так как он обеспечивает возможность передачи сигналов фактического давления нагрузки в регулятор насоса. Гидрораспределитель имеет закрытый центр, так как поток насоса блокируется или снижается до нуля в центральной (или нейтральной) позиции.

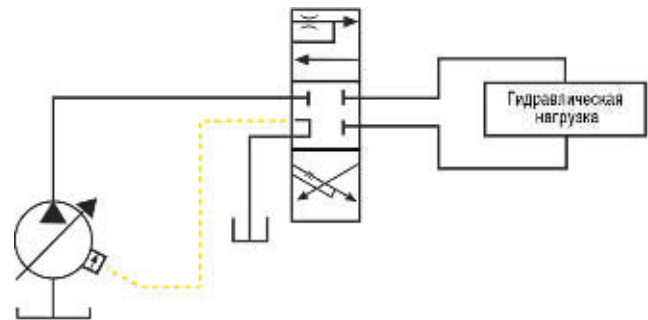


Рис. 3-61 Чувствительная к нагрузке система

В наиболее распространенных системах, чувствительных к нагрузке, давление до измерительного отверстия измеряется на выходе из насоса. Давление после измерительного отверстия должно измеряться в гидрораспределителе, поэтому предусматривается отверстие «сигнала нагрузки», которое соединяется с насосом. Это показано на схеме Рис. 3-61.

Если необходимо одновременное выполнение нескольких рабочих функций с несколькими гидрораспределителями, то для чувствительного к нагрузке аппарата могут потребоваться дополнительные компоненты регулирования. Прежде всего, у насоса есть только одно отверстие для измерения давления после данного измерительного отверстия. Если используется наивысшее давление в одной из напорных линий, можно подавать управляющий поток на все параллельные функции с более низким давлением до ограничений по максимальному рабочему объёму насоса. Это можно осуществить с помощью последовательности обратных клапанов «с логикой», которые выбирают наивысшее давление нагрузки для управления регулятором перепада давлений насоса (Δp). Такая многофункциональная система показана на Рис. 3-62.

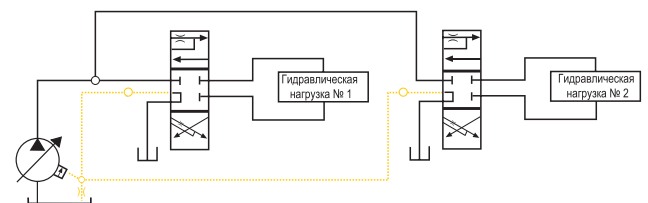


Рис. 3-62 Схема многофункциональной системы

При добавлении цепи обратных клапанов «с логикой» возникает необходимость обеспечения средств для выпуска давления, которое может запереться между обратными клапанами и насосом, когда золотники гидрораспределителей возвращаются в свое нейтральное

положение. Поэтому требуется небольшое отверстие параллельное сигнальной линии, выпускающее управляющий поток в резервуар. Такое «отверстие выпуска низкого сигнала» будет сбрасывать любое давление, запертое сигнальной линией, когда все золотники находятся в нейтральном положении.

Другой особенностью многофункциональной (многозолотниковой) системы является то, что поток к гидродвигателям более низкого давления будет ограничен только площадью проходных отверстий отдельных золотников и разностью давлений между более низким давлением определенного гидродвигателя и наивысшим давлением насоса. Тогда для каждого рабочего органа будет создаваться разное падение давления (Δp), подача и, возможно, вырабатываться избыточное тепло. С целью ограничения этого эффекта могут добавляться компенсаторы (Рис. 3-63) в каждую секцию гидрораспределителя, которые будут ограничивать максимальную подачу к каждому рабочему органу. Существует множество вариаций форм и функций таких компенсаторов, большинство из которых являются оригинальными разработками и защищены патентами. Все они предназначены для компенсации этого эффекта, возникающего при одновременной работе нескольких рабочих органов с разным давлением.

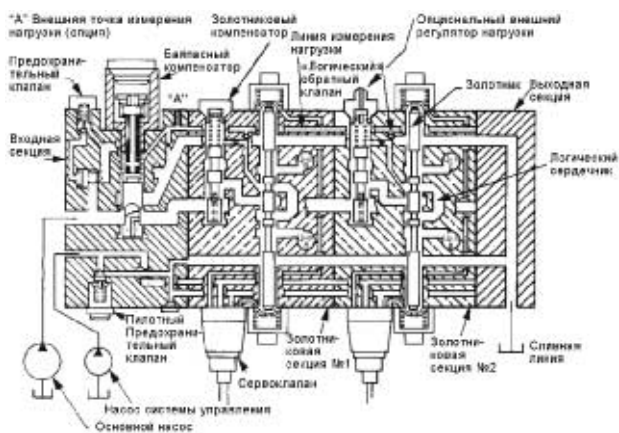


Рис. 3-63 Компоненты многофункциональной (многозолотниковой) системы

Кроме механизма регулирования перепада давлений чувствительные к нагрузке насосы должны иметь средства ограничения максимального рабочего давления. Для выполнения этой задачи в комплект регулирования насоса добавляется «компенсатор давления» (Рис. 3-64). Это устройство уменьшает эффективную подачу насоса до нуля при достижении предустановленного максимального давления. В дополнение к компенсатору давления в состав системы должен входить предохранительный клапан системы (насоса) (Рис. 3-65). Предохранительный клапан выполняет защитную функцию в случае неправильной работы компенсатора давления насоса. Это предохранительный клапан также сбрасывает избыточное давление, которое может возникнуть быстрее, чем может среагировать компенсатор давления для его ограничения.

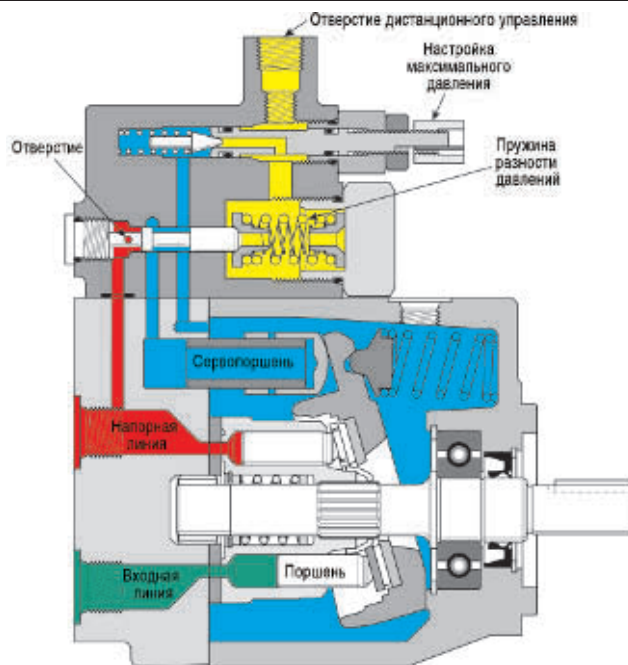


Рис. 3-64 Добавлен компенсатор давления для ограничения максимального рабочего давления.

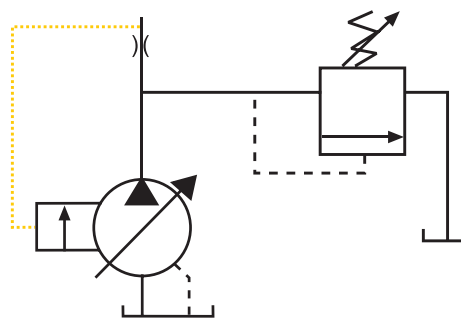


Рис. 3-65 Предохранительный клапан выполняет защитную функцию

ПРИМЕЧАНИЕ ПО БЕЗОПАСНОСТИ: Все гидросистемы объёмного действия должны иметь предохранительный клапан, рассчитанный на полный поток системы и расположенный как можно ближе к выходу насоса. Уставка этой защитной функции должна быть немного выше уставки компенсатора насоса, но не выше самого слабого (по номинальному давлению) компонента в системе.

Получив основные представления о чувствительной к нагрузке системе в предыдущем материале, можно будет легче понять, как действительно работает типичный насос с объёмным регулированием, компенсацией по давлению и чувствительными к нагрузке регуляторами.

Теперь подробно рассмотрим окончательный пример преимуществ «чувствительной к нагрузке» гидросистемы. Лучше всего это сделать, сравнивая три гидросистемы, выполняющие одну и ту же операцию. Последовательность операции, требования к подаче и давлению выглядят следующим образом:

Последовательность	Расход (л/мин/гал/мин)	Давление (бар/psi)
1. Выдвижение	37/10	138/2000
2. Удержание	0/0	207/3000
3. Возврат	45,5/12	41/600
4. Ожидание	0/0	Минимальное

Привод всех трёх гидросистем будет осуществляться при постоянной частоте вращения 1800 мин⁻¹. Каждый насос имеет рабочий объём 31,45 см³ (1,92 куб.дюймов и подачу 56,9 л/мин (15 гал/мин) при 1800 мин⁻¹. Расчётное максимальное давление каждой гидросистемы будет равно 207 бар (3000 psi). Для простоты, в этих расчётах не учтены все утечки, потери и противодействия.

Первым рассматривается гидросистема «с открытым центром», показанная на Рис. 3-66. Тепло, выделяющееся при работе каждой системы (в результате потерь мощности. Прим. ред.), будет вычисляться с помощью следующей формулы: BTU/ч = ватт × 3,419 (BTU/ч = 1,5 × галл в мин × psi). В этом контуре главными генераторами тепла являются гидрораспределитель (DV-1) и предохранительный клапан (RV-1).

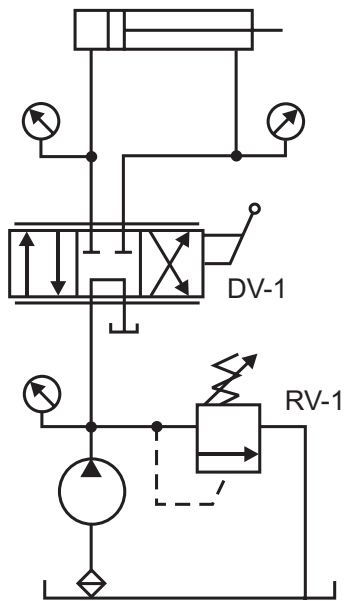


Рис. 3-66 Гидросистема с открытым центром

Упрощенные тепловые расчёты для гидросистемы «с открытым центром» приведены в Таблице 3.1. Из Таблицы 3.1 можно видеть, что эта гидросистема выделяет тепло, в итоге равное 162,825 BTU/ч/цикл.

Таблица 3-1 Тепловые расчёты для открытого центра

DV1	гал в мин × psi × 1,5 = BTU/ч
1	10 × 1000 × 1,5 = 15,000
2	0 × 3000 × 1,5 = 0
3	12 × 2400 × 1,5 = 43,200
4	15 × 50 × 1,5 = <u>1,125</u>
Всего BTU/ч/цикл:	59,325
RV1	гал в мин × psi × 1,5 = BTU/ч
1	5 × 3000 × 1,5 = 22,500
2	15 × 3000 × 1,5 = 67,500
3	3 × 3000 × 1,5 = 13,500
4	0 × 0 × 1,5 = 0
Всего BTU/ч/цикл:	103,500

Общее тепловыделение (BTU/ч/цикл): 162,825

Во второй гидросистеме (постоянного давления) нерегулируемый насос заменён насосом с объёмным регулированием и компенсацией по давлению, а гидрораспределитель с открытым центром — исполнением с закрытым центром (Рис. 3- 67).

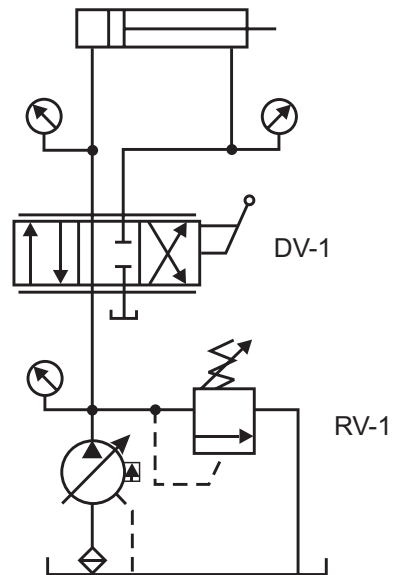


Рис. 3-67 Гидросистема постоянного давления

Упрощенные тепловые расчёты для этой гидросистемы приведены в Таблице 3.2.

Таблица 3-2 Тепловые расчёты для постоянного давления

DV1	гал в мин × psi × 1,5 = BTU/ч
1	10 × 1000 × 1,5 = 15,000
2	0 × 3000 × 1,5 = 0
3	12 × 2400 × 1,5 = 43,200
4	0 × 3000 × 1,5 = <u>0</u>
Всего BTU/ч/цикл:	58,200

Дренаж системы управления

гал в мин × psi × 1,5 = ВТУ/ч

1	1 × 3000 × 1,5 = 4,500
2	1 × 3000 × 1,5 = 4,500
3	1 × 3000 × 1,5 = 4,500
4	1 × 3000 × 1,5 = 4,500

Всего ВТУ/ч/цикл: 18,000

Общее тепловыделение (ВТУ/ч/цикл: 76,200

Из этой таблицы можно видеть, что тепловыделение составляет 76,200 ВТУ/ч/цикл. Сравнивая Таблицы 3.1 и 3.2, можно увидеть, что тепловыделение снизилось на 86,625 ВТУ/ч/цикл.

Третья гидросистема содержит «чувствительный к нагрузке» насос и гидрораспределитель. Она характеризуется следующими параметрами (Рис. 3-68):

- 1) регулятор компенсатора насоса настроен на 207 бар (3000 psi)
- 2) минимальная уставка компенсатора равна 14 бар (200 psi)
- 3) другие параметры аналогичны контуру постоянного давления.

Упрощенные тепловые расчёты для «чувствительности к нагрузке» приведены в Таблице 3.3:

Таблица 3-3 Тепловые расчёты для чувствительности к нагрузке

DV1 гал в мин × psi × 1,5 = ВТУ/ч

1	10 × 200 × 1,5 = 3,000
2	0 × 0 × 1,5 = 0
3	12 × 200 × 1,5 = 3,600
4	0 × 200 × 1,5 = 0

Всего ВТУ/ч/цикл: 6,600

Дренаж системы управления

гал в мин × psi × 1,5 = ВТУ/ч

1	1 × 2200 × 1,5 = 3,300
2	1 × 3000 × 1,5 = 4,500
3	1 × 800 × 1,5 = 1,200
4	1 × 200 × 1,5 = 0,300

Всего ВТУ/ч/цикл: 9,300

Общее тепловыделение (ВТУ/ч/цикл: 15,900

Сравнивая Таблицы 3.1 и 3.3, можно увидеть, что общее тепловыделение сократилось на 146,925 ВТУ/ч/цикл.

Это сравнение показывает энергетическую эффективность «чувствительной к нагрузке» системы.

Теперь, после подробного рассмотрения энергосбережения «чувствительности к нагрузке», в следующем разделе будет изучены варианты «чувствительности к нагрузке», или «регулирования подачи», для различных типов насосов с объёмным регулированием.

Чувствительность к нагрузке (регулирование подачи) для аксиально-поршневого насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению

Регулирование подачи осуществляется с помощью специального измерительного отверстия (постоянного

или регулируемого), расположенного в напорной линии насоса. Падение давления (Δp) на этом отверстии является управляющим сигналом, регулирующим подачу насоса, как показано на Рис. 3-68.

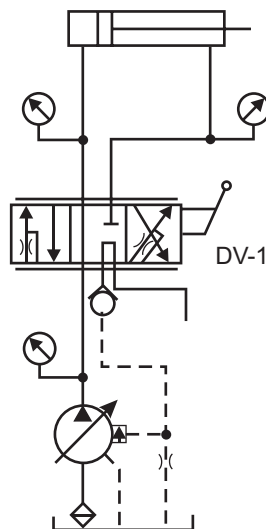


Рис. 3-68 Чувствительная к нагрузке гидросистема, содержащая насос и гидрораспределитель

Когда падение давления на измерительном отверстии увеличивается (указывая на увеличение подачи), насос стремится его компенсировать, уменьшая подачу. Он делает это, измеряя через линию (C) (Рис. 3-69) пониженное давление на выходе из измерительного отверстия. На регулирующий золотник снизу воздействует пониженное давление в линии (C) и усилие пружины, а сверху — давление на выходе из насоса, подведенное через канал (D). В результате регулирующий золотник смещается вниз, сжимая пружину и частично выпуская масло из камеры сервопоршня, тем самым «укорачивая ход» насоса до точки, в которой поддерживается заданное падение давления на измерительном отверстии и достигается заданная подача.

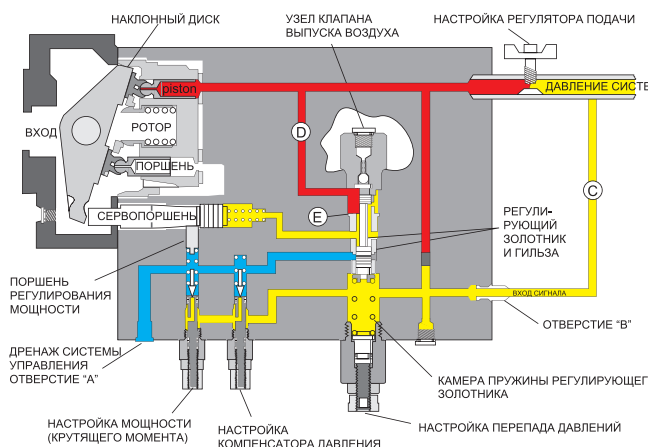


Рис. 3-69

Так же выполняется и обратное действие, когда падение давления на измерительном отверстии уменьшается (указывая на уменьшение выходного потока). В этом случае, регулирующий золотник смещается вверх. Это увеличивает рабочий объём насоса, стремящегося поддерживать предустановленное падение давления или постоянную подачу. Следует отметить несколько моментов. Насос по-прежнему остаётся скомпенсированным по давлению и «укорачивает ход» на выбранной уставке давления. Регулятор компенсатора давления будет преобладать над регулятором подачи, когда достигается уставка регулятора компенсатора давления.

Отверстие “F” расположено между пружинной камерой регулирующего золотника и линией (С). В этом месте оно ограничивает поток масла, поступающего в систему управления, защищая пружинную камеру регулирующего золотника, запорный элемент компенсатора давления и т.д. от насыщения.

Для работы такого компенсатора в пружинную камеру регулирующего золотника должно постоянно поступать управляющее масло. То есть, небольшое количество масла выпускается из гидросистемы в секцию регулирования и проходит через неё обратно в бак через дренаж системы управления (А). Расход масла, проходящего через эту секцию, может составлять лишь 1,14 л/мин (0,3 гал/мин).

Для изоляции пружинной камеры регулирующего золотника от давления на выходе из насоса в канал, расположенный параллельно каналу (D), перед линией (С) устанавливается заглушка.

Если вместо измерения падения давления на измерительном отверстии в напорной линии насоса, его измерять после гидрораспределителя, на золотнике будет поддерживаться постоянное падение давления, что обеспечит постоянство подачи для любой данной степени открытия золотника гидрораспределителя независимо от рабочей нагрузки после него или рабочей частоты вращения насоса.

Насос «измеряет» величину давления, необходимого для перемещения нагрузки, и настраивает свою подачу на соответствие выбранной степени открытия золотника и давлению, чтобы преодолеть нагрузку плюс предустановленный Δp на золотнике.

Преимущества этой схемы заключаются в достижении превосходных, воспроизводимых регулировочных характеристик и обеспечении значительного энергосбережения по сравнению с использованием системы с простой компенсацией по давлению.

На графике (Рис. 3-70) показано, что эта конфигурация обеспечивает установление максимальной подачи (А), поддержание рабочей подачи на выбранном уровне (В) и компенсацию отклонений давления от выбранной заданной точки (С).

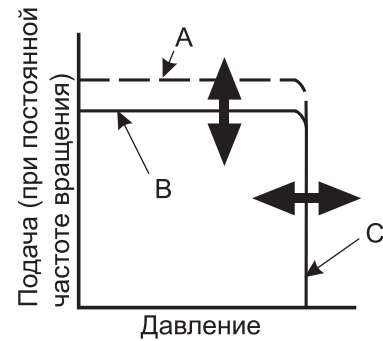


Рис. 3-70

Ожидание с низким давлением

Режим ожидания с низким давлением можно обеспечить, осуществляя выпуск масла из отверстия «измерения нагрузки» через простой двухпозиционный гидрораспределитель, рассчитанный на расход 4-8 л/мин (1-2 гал/мин). При возникновении потребности в подаче или давлении этот распределитель закрывается, позволяя давлению системы формироваться за регулирующим золотником и обеспечивая переход насоса в рабочий режим (Рис. 3-71).

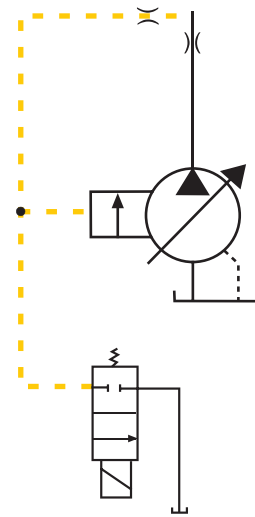


Рис. 3-71 Контур режима ожидания с низким давлением

Рабочие режимы

После выбора определенного регулируемого насоса, чувствительного к нагрузке, необходимо изучить различные рабочие режимы.

Первым режимом или состоянием, которые следует рассмотреть, является воздействие закрытия измерительного отверстия на насос и систему.

В этом конкретном чувствительном к нагрузке насосе (Рис. 3-72) при закрытом игольчатом дросселе выход насоса блокируется, и выходное давление насоса начинает увеличиваться в канале (D). В то же время, давление в линии сигнального отверстия (С), в зависимости от гидросистемы,

снижается до нуля. В этих условиях единственным компонентом, удерживающим регулирующий золотник в своём положении, является его пружина. Давление насоса в канале (D) возрастет до величины 10-14 бар (150-200 psi), сдвигая регулирующий золотник, который осуществляет частичный выпуск масла из камеры сервопоршня, позволяя насосу «укоротить ход» до нулевого рабочего объёма. В этот момент насос находится в режиме нулевой подачи при давлении 14 бар (200 psi), «режиме ожидания с низким давлением». Это состояние создаёт минимум тепловыделения и требует минимальной мощности электродвигателя (первичного источника движения).

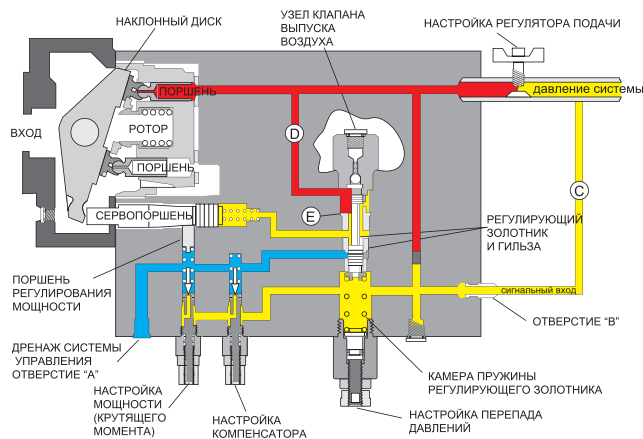


Рис. 3-72 Насос, чувствительный к нагрузке

Другим рабочим режимом, заслуживающим внимания и возможного учета, является стопорение нагрузки, когда возникает чрезмерное сопротивление её движению. Если нагрузка стопорится, это вызывает снижение к нулю падения давления на измерительном отверстии (иглочатом дросселе). В таком состоянии давления в линии «измерения нагрузки» (С) и внутреннем управляющем канале (D) приблизительно одинаковы. При равенстве давлений на обоих торцах регулирующего золотника, последний удерживается в своем положении пружиной. При этом часть управляющего масла через канал (D) и отверстие (E) поступает в камеру сервопоршня. Это будет вызывать выдвигание сервопоршня и перемещение наклонного диска на предельный угол, увеличивая рабочий объём насоса.

Будет увеличиваться подача (стремясь восстановить заданное падение давления на отверстии регулирования подачи), и создаваемое в результате этого увеличение давления будет наблюдаться в каналах (D) и (C). Давление в этих каналах продолжит расти, пока не достигнет уставки регулятора компенсатора давления. В этот момент начнет действовать регулятор компенсатора, управляя работой насоса посредством ограничения управляющего давления в пружинной камере регулирующего золотника. Это обеспечивается запорным элементом компенсатора давления, перепускающим управляющее масло в бак через сливное отверстие регулирования (А).

По мере нарастания давления в канале (D), возрастает усилие, действующее на верхний торец регулирующего золотника. Это усилие сдвигает регулирующий золотник вниз, благодаря выпускающему действию запорного элемента компенсатора давления. При этом обеспечивается выпуск масла из-под сервопоршня. В результате наклонный диск переместится в вертикальное положение нулевой подачи. Если секция регулирования такого типа подсоединена в чувствительной к нагрузке конфигурации, то при стопорении нагрузки насос перейдет к нулевой подаче на уставке компенсатора давления.

Эти два рабочих режима следует изучить с каждым типом регуляторов насосов, чувствительных к нагрузке. Еще один пример более ярко покажет важность таких проверок.

На первый взгляд, секция регулирования этого аксиально-поршневого насоса выглядит очень похожей на предыдущий пример. Тем не менее, посмотрим, что покажет исследование двух рабочих режимов (Рис. 3-73).

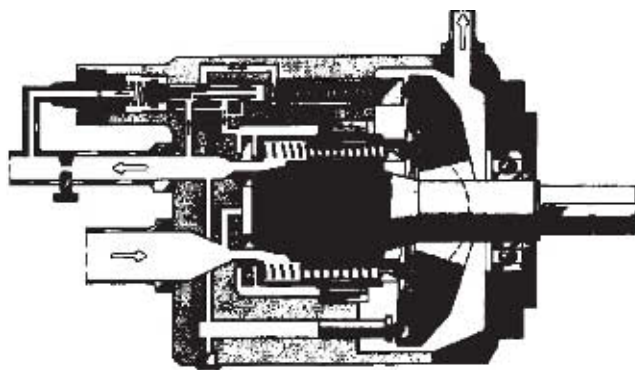


Рис. 3-73 Секция регулирования насоса, чувствительного к нагрузке

Следует отметить, что работа наклонного диска в этом насосе некоторым образом отличается от предыдущего примера. В этой конструкции используется небольшой поршень смещения для приведения наклонного диска к вертикальному положению. Этот поршень соединён с выходным отверстием насоса через внутренние каналы.

Большой сервопоршень имеет внутреннее соединение через управляющие каналы с выходным давлением насоса и секцией регулятора компенсатора. Этот компонент с большей площадью используется для перемещения наклонного диска в предельное положение с максимальным рабочим объёмом. Пружина в сервопоршне удерживает наклонный диск на определённом рабочем объёме при первоначальном пуске.

Баланс сил между двумя поршнями (поршнем смещения и сервопоршнем) определяет положение наклонного диска и, следовательно, рабочий объём насоса (Рис. 3-74).

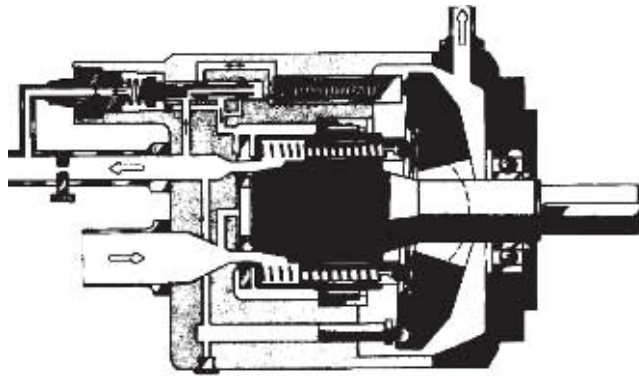


Рис. 3-74 Насос с компенсатором подачи

Первый рабочий режим, который следует изучить, заключается в определении поведения при закрытии регулятора подачи. В таком состоянии управляющее давление после регулирующего отверстия станет равным нулю. Поэтому единственной силой, удерживающей золотник компенсатора, будет давление его пружины, эквивалентное 10 бар (150 psi). К правому торцу золотника компенсатора подведено выходное давление насоса через канал управления, проходящий через центр золотника. Когда усилие, создаваемое выходным давлением, сравняется с усилием пружины, золотник переместится влево, осуществляя выпуск управляющего масла из камеры сервопоршня. Это действие позволит наклонному диску вернуться в вертикальное положение нулевой подачи, т.е. в состояние отсутствия подачи при 10 бар (150 psi), или «режим ожидания с низким давлением», требующим минимальной мощности.

Следующим рабочим режимом, заслуживающим внимания, является стопорение нагрузки. В этом случае, падение давления на регуляторе подачи будет приблизительно равным нулю, поэтому давления управляющего масла на каждом из торцов золотника компенсатора будут приблизительно одинаковыми. Это оставляет золотник компенсатора полностью сдвинутым вправо под действием пружины. В этом положении золотник обеспечивает прямое соединение давления насоса (управляющего масла) с камерой сервопоршня, что заставляет насос перемещаться к максимальному рабочему объёму. Так как нагнетаемый насосом поток будет увеличиваться, на золотнике компенсатора будет сохраняться гидравлический баланс, и пружина золотника будет продолжать удерживать золотник в правом положении. Это означает, что в этой ситуации насос остается при максимальной подаче и стремящемся к бесконечности (опасном) давлении, способном вызвать повреждение оборудования и/или травмирование персонала. Следовательно, необходимо использовать предохранительный клапан для контроля давления системы.

ПРИМЕЧАНИЕ ПО БЕЗОПАСНОСТИ: Все гидросистемы с насосом (насосами) объёмного действия должны иметь предохранительный клапан системы.

Дополнительные регуляторы аксиально-поршневого насоса, чувствительные к нагрузке, описываются ниже (Рис. 3-75).

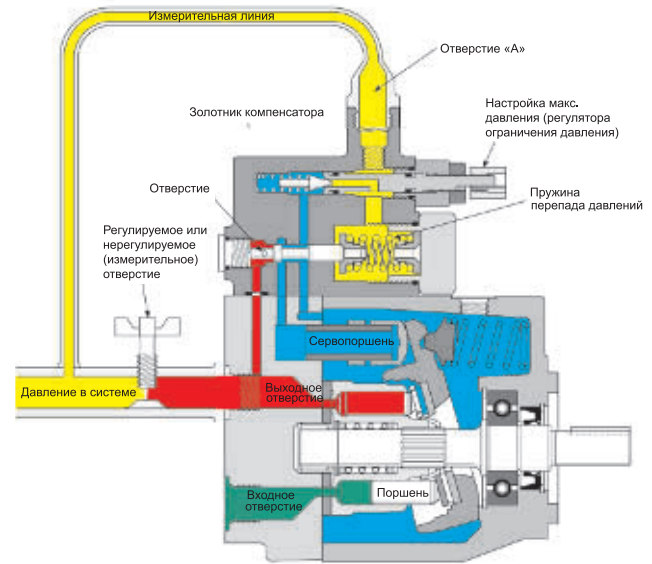


Рис. 3-75 Чувствительные к нагрузке регуляторы аксиально-поршневого насоса

Отверстие чувствительности к нагрузке подключено после измерительного отверстия. Давление нагрузки передается в пружинную камеру регулирующего золотника, который этим давлением и пружиной перепада давлений смещается влево. Это позволяет пружине наклонного диска удерживать его в положении ненулевого рабочего объёма. Когда выходное давление насоса, которое подводится под левый торец регулирующего золотника, начнет превышать общее давление нагрузки и пружины, регулирующий золотник переместится вправо. Это перемещение позволит маслу из напорной линии войти в камеру сервопоршня и повернуть наклонный диск в направлении положения нулевого рабочего объёма.

При исследовании этих двух критических рабочих ситуаций были обнаружены следующие состояния.

Когда измерительное отверстие перекрыто, давление после него уменьшается в сторону нуля. Единственной оставшейся силой, удерживающей регулирующий золотник в левом положении, является усилие пружины перепада давлений, поэтому, когда давление системы (выходное давление насоса), действующее на левый торец золотника компенсатора начнет превосходить уставку пружины перепада давлений, золотник переместится вправо, соединяя выходное отверстие насоса с камерой сервопоршня. В результате, сервопоршень переместит наклонный диск в положение нулевого рабочего объёма.

Во втором критическом состоянии, когда происходит стопорение нагрузки, давление выходного отверстия насоса и давление нагрузки в камере пружины перепада давлений практически становятся одинаковыми. Пружина перепада давлений удерживает золотник компенсатора в левом положении до тех пор, пока давление нагрузки не достигнет уставки регулятора ограничения давления. Уставка этого регулятора ограничивает максимальное выходное давление насоса и управляет перемещением

золотника компенсатора, который, в свою очередь, управляет сервопоршнем, перемещающим наклонный диск в положение нулевого рабочего объёма при максимальном давлении.

В следующем примере, как и для других чувствительных к нагрузке регуляторов поршневого насоса, требуется измерительное отверстие (игольчатый дроссель). Линия измерения нагрузки при этом будет использована для соединения камеры пружины и точки системы после измерительного отверстия (Рис. 3-76).

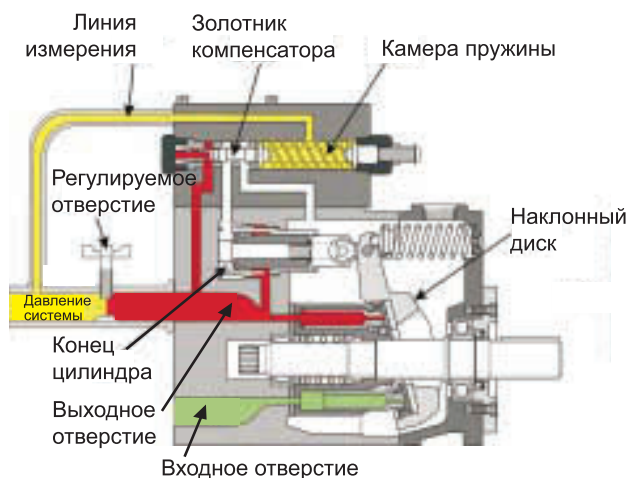


Рис. 3-76

Изучение двух критических рабочих ситуаций приводит к следующим результатам:

Когда регулируемое отверстие закрыто, давление выходного отверстия насоса перемещает золотник компенсатора вправо, преодолевая усилие пружины перепада давлений. Давление линии измерения нагрузки будет практически нулевым. В этих условиях сервопоршень насоса переводит насос в положение нулевого рабочего объёма при уставке пружины перепада давлений.

При стопорении нагрузки золотник компенсатора уравновешен гидравлически, поскольку давление измерения нагрузки в камере пружины перепада давлений и давление выходного отверстия насоса одинаковы. В этих условиях пружина перепада давлений удерживает золотник компенсатора в левом положении. Это позволяет насосу сохранять полный рабочий объём (полную подачу) при стремящемся к бесконечности (опасном) давлении, способном вызвать повреждение оборудования и/или травмирование персонала. Следовательно, необходимо использовать предохранительный клапан для контроля давления системы.

ПРИМЕЧАНИЕ ПО БЕЗОПАСНОСТИ: Все гидросистемы с насосом (насосами) объёмного действия должны иметь предохранительный клапан системы.

Чувствительность к нагрузке (регулирование подачи) применяется во многих типах насосов с объёмным регулированием, а не только в описываемом насосе аксиально-поршневого типа.

Другим типом насоса, который может быть адаптирован к конфигурации, чувствительной к нагрузке (с регулированием подачи), является регулируемый пластинчатый насос. Такая конфигурация возможна, если у насоса имеется компенсатор с дистанционным (серво-) управлением (Рис. 3-77).

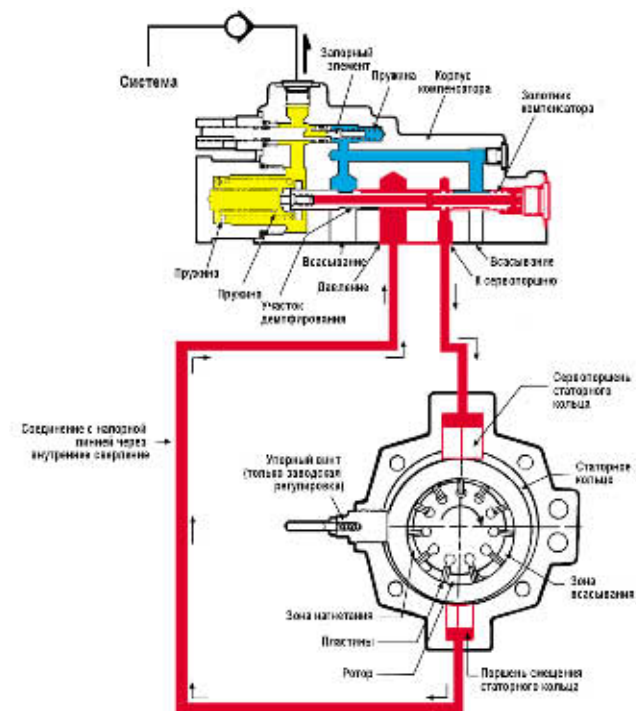


Рис. 3-77 Пластинчатый насос с объёмным регулированием и дистанционно управляемым компенсатором

Первой будет изучена конфигурация дистанционного компенсатора «с вытеканием». Здесь управляющий поток «вытекает» из «отверстия дистанционного управления» компенсатора. Управляющая линия «чувствительности к нагрузке» и обратный клапан должны соединять это отверстие с выходной стороной измерительного отверстия. Таким образом, при нормальных рабочих условиях на золотнике компенсатора устанавливается баланс сил. Фиксированная пружина и давление нагрузки на одном торце (слева) уравновешиваются выходным давлением насоса на противоположном торце золотника компенсатора (справа).

Перепад давлений Δp передаётся обратно в компенсатор по линии «чувствительности к нагрузке» (регулирования подачи). Именно этот сигнал регулирует выход насоса (рабочий объём), стремясь поддерживать постоянную подачу через измерительное отверстие.

Это можно видеть, рассматривая уравнение расхода через отверстие круглой формы:

$$Q = Kd_0^2 \sqrt{\Delta p}$$

(В метрической системе $Q = 1,5 d_0^2 \sqrt{\Delta p}$, где Q – расход, л/мин; d_0 – диаметр отверстия, мм; Δp – перепад давлений, МПа. Прим. ред.).

Из этого уравнения следует, что расход зависит от размера отверстия (d_0^2). В случае приведенного выше примера размер отверстия фиксирован.

Перепад давлений Δp на измерительном отверстии поддерживается постоянным с помощью описанного выше компенсатора.

Следовательно, единственной переменной величиной, влияющей на подачу через отверстие, является вязкость или плотность рабочей жидкости. Это переменная величина связана с температурой и не управляется «чувствительной к нагрузке» конфигурацией (с регулированием подачи).

Тем не менее, как и для аксиально-поршневых насосов, необходимо изучить два рабочих режима.

Первым следует изучить режим работы насоса/системы при закрытом измерительном отверстии (регулирования подачи). В этих условиях выходное давление насоса подаётся по внутреннему каналу на правый торец золотника компенсатора.

В таком режиме система не получает масло из точки после измерительного отверстия и давление в этой части системы будет очень низким, возможно, равным нескольким барам (psi), поэтому управляющий поток компенсатора проходит через внутреннее отверстие и выходит через отверстие дистанционного управления и обратный клапан наружу в систему низкого давления.

При этом на левый торец золотника компенсатора действуют только усилие фиксированной пружины (13 бар, 200 psi) и подпор, создаваемый пружиной обратного клапана.

Когда выходное давление насоса станет равным усилию фиксированной пружины (13 бар, 200 psi) плюс величина подпора на обратном клапане, золотник компенсатора передвинется влево, позволяя насосу уменьшить ход к нулевому рабочему объёму на несколько бар/psi выше усилия фиксированной пружины в состоянии «ожидания с низким давлением». При этом от первичного источника движения будет требоваться минимальная мощность.

Второй режим работы возникает при замедлении и стопорении нагрузки. В этих условиях давление в линии «чувствительности к нагрузке» (регулирования подачи) будет увеличиваться по мере повышения давления нагрузки, из-за её замедления и стопорения. Это давление передается обратно в регулятор компенсатора и совместно с усилием фиксированной пружины толкают золотник компенсатора вправо, что, в свою очередь, заставляет насос увеличить ход к рабочему объёму полной подачи.

Давление в системе и, в итоге, в управляющей полости компенсатора возрастает до тех пор, пока не будет достигнут уровень уставки нагруженного пружиной

запорного элемента, ограничивающего дальнейший рост давления, после чего насос изменяет ход к нулевому рабочему объёму.

В этих условиях давления в системе и управляющей полости компенсатора фактически одинаковы. Это уравнивает гидравлическое усилие на обратном клапане, позволяя пружине закрыть его.

Обратный клапан необходим здесь для того, чтобы масло под давлением системы не поступало к запорному элементу компенсатора и не вызывало насыщения (избыточного потока). При отсутствии в этом месте обратного клапана возникало бы насыщение, вызывающее потерю управления насосом.

Обсуждаемый ранее компенсатор «с вытеканием» является лишь одним из типов; другим типом является компенсатор с «втеканием», в котором блокируется внутренний управляющий поток. Управляющее масло для регулирования должно «втекать» в компенсатор.

Для такого типа регулятора необходимо рассмотреть возможность насыщения секции регулирования при слишком большом потоке управления и потери управления насосом. Для предотвращения этого требуется фиксированное отверстие в линии «чувствительности к нагрузке» (регулирования подачи), заменяющее обратный клапан (Рис. 3-78).

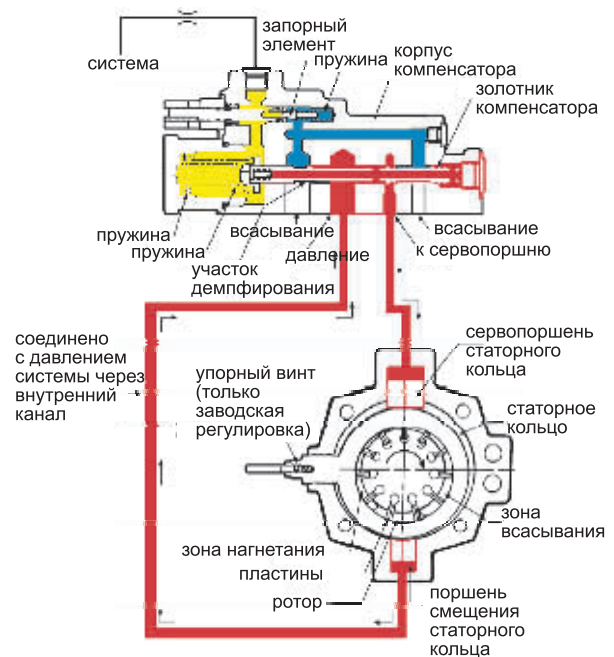


Рис. 3-78 Фиксированное отверстие заменяет обратный клапан для исключения потери управления насосом

Теперь следует изучить два критических режима работы. Как и в других примерах, в первом режиме работы будет закрыт регулятор подачи системы.

В этом состоянии потока после регулятора не будет, и давление будет крайне низким, поэтому здесь нет управляющего потока или давления в линии «чувствительности к нагрузке» (регулирования подачи). В компенсатор не поступает управляющий поток. Единственной силой, удерживающей золотник компенсатора в правом положении, является усилие фиксированной пружины (13 бар, 200 psi).

Выходное давление насоса внутренним каналом подводится под правый торец золотника компенсатора. Когда давление насоса достигает уставки фиксированной пружины, золотник начнет перемещаться влево, позволяя насосу изменить ход в направлении нулевого рабочего объёма. Таким образом, насос будет в состоянии «ожидания с низким давлением», требуя минимальной мощности от первичного источника движения.

Вторым режимом работы является стопорение нагрузки. Когда нагрузка стопорится, давление в линии «чувствительности к нагрузке» (регулирования подачи) и внутреннем канале на правом конце золотника компенсатора становится фактически одинаковым. Фиксированная пружина удерживает золотник компенсатора в правом положении.

По мере нарастания давления, оно достигает уставки нагруженного пружинной запорного элемента, который ограничивает максимальное давление управляющего масла в компенсаторе.

В этот момент давление насоса с правой стороны золотника компенсатора начинает противодействовать фиксированной пружине и давлению управляющего масла, перемещая золотник компенсатора влево. Это позволяет насосу изменить ход к нулевому рабочему объёму на уставке давления компенсатора.

Вообще говоря, когда в секции регулирования насоса с объёмным регулированием (подобного только что рассмотренному) имеется встроенный регулятор давления с запорным элементом, при стопорении нагрузки насос будет «укорачивать ход» к нулевому рабочему объёму на уставке этого элемента.

Без встроенного регулятора с запорным элементом насос будет изменять ход к полному рабочему объёму на уставке предохранительного клапана.

С другой стороны, если измерительное отверстие (игольчатый дроссель) в системе закрыто, насос будет переходить к нулевому рабочему объёму на минимальном давлении, т.е., к «ожиданию с низким давлением».

Регулятор ограничения мощности (крутящего момента)

Ограничение мощности (крутящего момента) осуществляется регулятором (регуляторами), задающими максимальную мощность или крутящий момент, которые насос может требовать от первичного источника движения, предотвращая состояние перегрузки. В противном случае электродвигатель может потреблять слишком большой

ток, что может вызвать срабатывание автоматического выключателя, перегорание обмоток двигателя или его стопорение. При использовании в качестве первичного источника движения двигателя внутреннего сгорания при перегрузке он может заглохнуть.

Следующая формула показывает мощность, забираемую насосом из первичного источника движения (входную мощность):

$$P_{in} = \frac{Q_m p_m \times 0,166 \times 10^4}{\text{общий КПД насоса при } p_m}$$

$$hp_{in} = \frac{Q \times \text{psi} \times (.000583)}{\text{общий КПД при psi}}$$

Из этой формулы можно видеть, что на входную мощность, поступающую из первичного источника движения, влияют три переменные:

1. подача насоса (Q_m, Q)
2. давление p системы - бар (psi)
3. общий КПД системы при заданном давлении.

Тем не менее, анализируя набор типичных рабочих кривых (Рис. 3-79) для насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению, можно видеть, что в заданном диапазоне давлений общий КПД остается относительно постоянным, оказывая меньшее влияние на входную мощность, чем комбинация подачи Q и давления p (бар/psi).

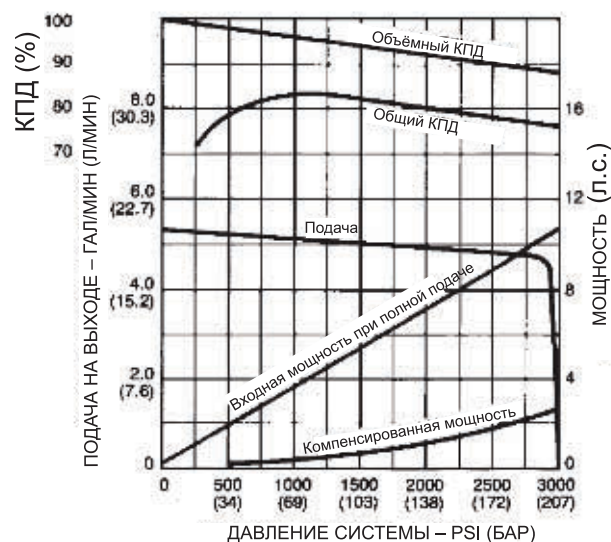


Рис. 3-79

Зная эти факты, можно создать «грубый» ограничитель мощности с помощью настройки компенсатора давления и ограничителя максимального объёма в насосе с объёмным регулированием и компенсацией по давлению. Обе эти настройки были подробно описаны в предыдущих главах. Соотношение подачи и числа оборотов винта ограничителя объёма можно определить эмпирически или с помощью

данных изготовителя. Такое соотношение показано в виде графика (Рис. 3-80).

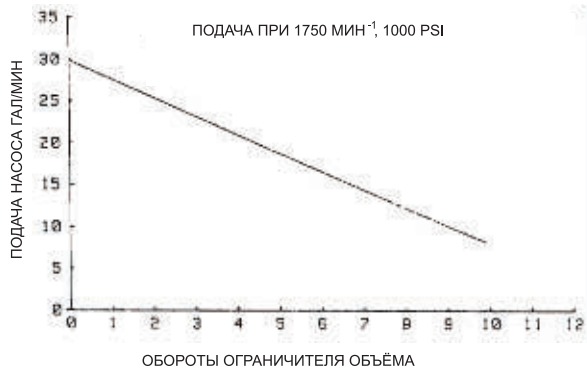


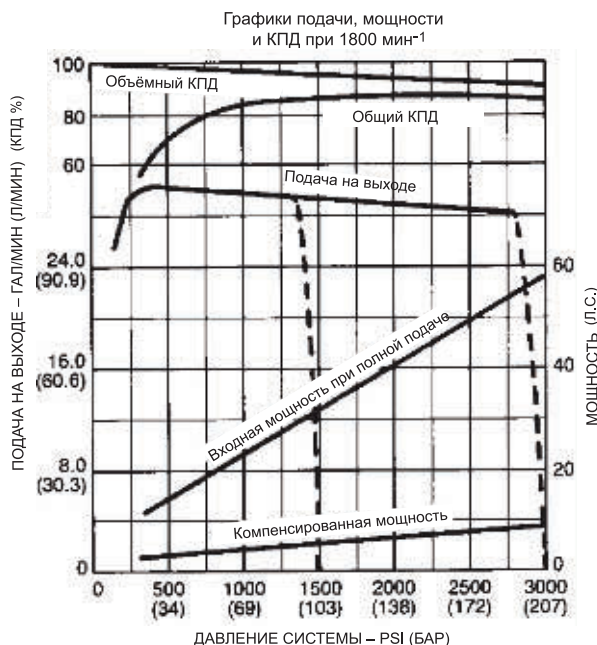
Рис. 3-80

Используя известный предел входной мощности, рабочую кривую насоса и приведенную выше кривую (подача – обороты), можно определить максимальную подачу для данной мощности.

Определение ограничения подачи

В качестве примера на Рис. 3-81 показан набор рабочих кривых для насоса с объёмным регулированием и компенсацией по давлению. Максимальная входная мощность равна приблизительно 41,8 кВт (56 л.с.). Ограничение входной мощности до 14,9 кВт (20 л.с.) потребует следующих шагов:

Рис. 3-81



1. Преобразуем формулу входной мощности для подачи (Q):
2. Подставим в формулу известные значения

$$Q_m = \frac{P \times \text{общий КПД при } p_m}{p_m \times 0,166 \times 10^{-4}}$$

$$Q = \frac{hp_{in} \times \text{общий КПД при psi}}{psi \times 0,000583}$$

переменных:

- Максимальная мощность, заданная максимальным давлением системы, 14,920 кВт

- Максимальное давление системы (установка компенсатора) 10,3 МПа.

$$Q_m = \frac{14,920 \times 0,85}{10,3 \times 10^6 \text{ Па} \times 0,166 \times 10^{-4}}$$

$$Q = \frac{20 \times 0,85}{1500 \times 0,000583}$$

3. Решаем для подачи (Q):

$$Q_m = \frac{12,682}{171} = 74 \text{ л/мин}$$

$$Q = \frac{17}{0,875} = 19,5 \text{ гал/мин}$$

4. Находим 74 л/мин (19,5 гал/мин) на графике «подача – обороты» (Рис. 3-82) и проводим из этой точки, расположенной на оси ординат, горизонтальную линию к кривой.

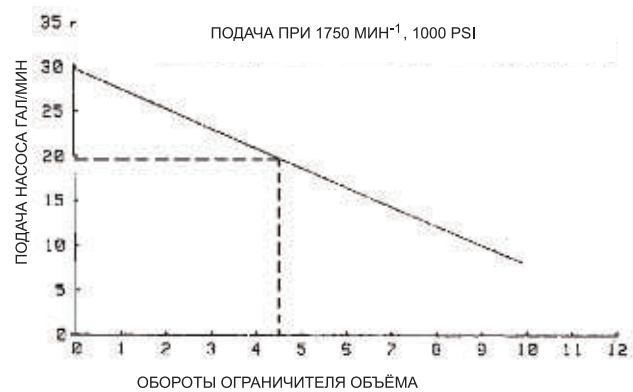


Рис. 3-82

5. Проводим вертикальную линию вниз к оси абсцисс. Точка пересечения показывает, на сколько оборотов необходимо повернуть ограничитель максимального объема данного конкретного насоса (4,5 оборота).

Эта процедура будет ограничивать насос максимальным значением 74 л/мин (19,5 гал/мин) при давлении 103 бар (1500 psi) или приблизительно мощностью 14,9 кВт (20 л.с.).

Что произойдет с входной мощностью, если потребность в давлении увеличится до 138 бар (2000 psi)?

Изучение формулы «P_{in}» (входная мощность) дает следующее:

максимальный рабочий объем должен устанавливаться теперь при давлении 138 бар (2000 psi)

$$P_{in} = \frac{Q_m \cdot p_m \times 0,166 \times 10^{-4}}{\text{общий КПД насоса при } p_m}$$

$$hp_{in} = \frac{Q \times \text{psi} \times (0,000583)}{\text{общий КПД насоса при psi}}$$

В результате увеличения давления крутящий момент (мощность) увеличится, что может привести к перегрузке. Подача (ограничитель максимального объёма) потребует перенастройки в сторону уменьшения. Это вернёт предел крутящего момента (мощность) на прежний уровень 14,9 кВт (20 л.с.).

Таким образом, при каждом изменении максимального давления необходимо переустанавливать подачу (настройку максимального объёма).

Имеется два других способа удобно и без особых затрат ограничить входной крутящий момент (мощность). Это гидромеханический и электронный методы. Электронный метод будет обсуждаться в главе об электронном регулировании насосов.

Гидромеханическое регулирование

Как было показано ранее, «входные ватты» (мощность в л.с.) заключаются во взаимодействии между подачей (Q_m , Q) и давлением Па (psi). Графическое отображение этого взаимодействия для фиксированной мощности выражается гиперболой, показанной на Рис. 3-83. Каждая кривая представляет фиксированную мощность.

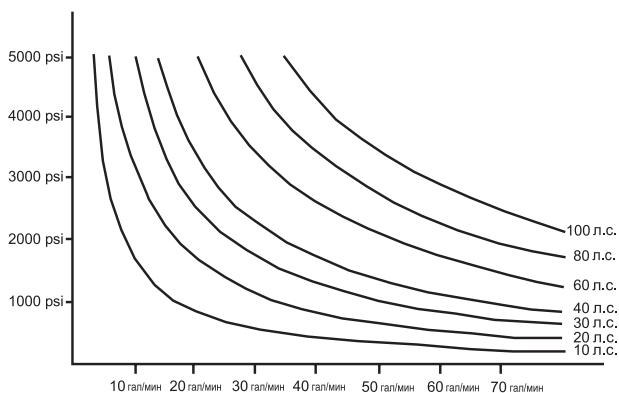


Рис. 3-83 Кривые мощности

Эти кривые гидромеханически осуществимы с высокой степенью приближения, но с очень большими производственными затратами. Тем не менее, при более внимательном изучении, для очень широкого спектра систем с постоянной мощностью требуется только грубое приближение или одна точка на кривой постоянной мощности.

Это значительно упрощает гидромеханические регуляторы насосов. Такая упрощенная схема регулирования может дать рабочую кривую насоса (подача - давление), показанную на Рис. 3-84.

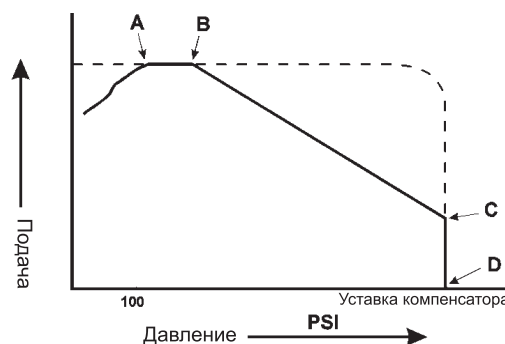


Рис. 3-84 Рабочая кривая насоса

Ниже точки «А» сопротивление системы меньше минимума, требуемого насосом, и поэтому нельзя достичь его полной подачи.

От точки «А» до точки «В» давление системы (насоса) является достаточным для доведения насоса до полного рабочего объёма. В точке «В» упрощенный регулятор постоянной мощности начинает изменять рабочий объём обратно пропорционально изменяющемуся давлению. Это продолжается до точки «С».

Между точками «С» и «D» выход из насоса (рабочий объём) регулируется и уменьшается регулятором насоса при примерно постоянном давлении.

Гидромеханический регулятор ограничения мощности

Теперь будет изучаться типичный гидромеханический регулятор ограничения мощности (крутящего момента) (Рис. 3-85).

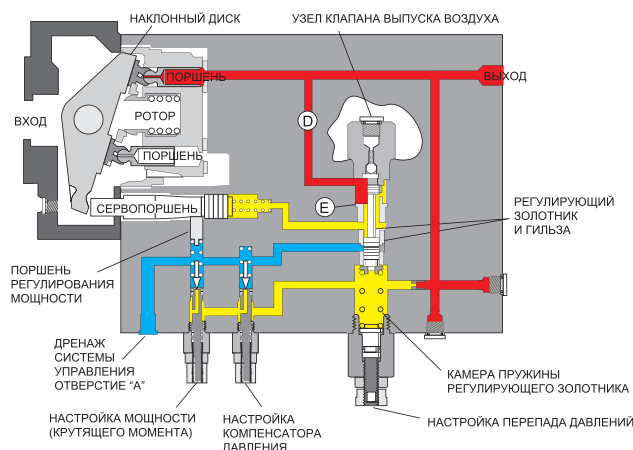


Рис. 3-85 Гидромеханический регулятор ограничения мощности (крутящего момента)

Регулятор мощности (крутящего момента) чувствителен к положению сервопоршня насоса. Когда сервопоршень находится в правом положении, наклонный диск обеспечивает малую подачу, и поршень регулирования мощности (взаимодействующий с наклонной поверхностью

сервопоршня. Прим. ред.) оказывает максимальное давление на пружину запорного элемента клапана настройки мощности (крутящего момента) (механическая обратная связь). Когда сервопоршень находится в левом положении, и подача большая, усилие, действующее на пружину, падает. Это позволяет клапану открываться при меньшем давлении в пружинной камере регулирующего золотника, тем самым, снижая в ней давление. В результате регулирующий золотник смещается вниз, осуществляя выпуск масла из камеры сервопоршня и заставляя его переместиться вправо. При этом уменьшается выходной поток и, следовательно, мощность.

Как показано на графике, на давление в пружинной камере регулирующего золотника воздействует как настройка компенсатора давления, так и регулятора мощности (крутящего момента). Результирующее давление в этой камере является функцией заданных точек этих двух регуляторов. Обе заданные точки можно настраивать.

Как показано на графике Рис. 3-86, эта схема обеспечивает задание различных уровней подачи и давления системы и регулирует уровень мощности (крутящего момента) в рабочей зоне для снижения потребления энергии (по сравнению со стандартным компенсатором давления).

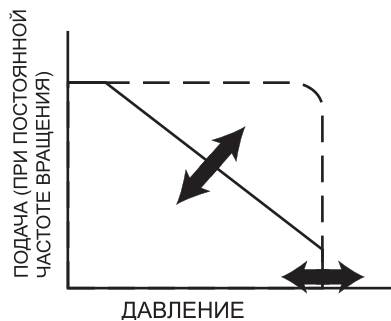


Рис. 3-86

Кривая постоянной мощности (крутящего момента) может быть представлена наклонной линией, соответствующей настройке мощности (Рис. 3-87). Это кривая касается (тангенциально) истинной кривой постоянной мощности в одной точке. При этом условии любая комбинация подачи и давления насоса будет равна уставке предела мощности (заштрихованная область графика) или будет меньше нее.

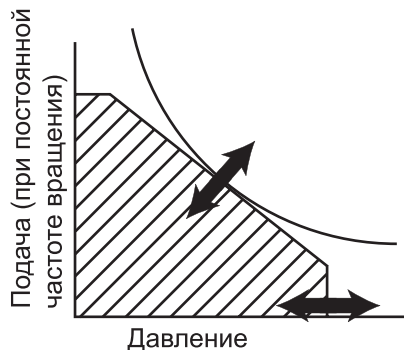


Рис. 3-87

Следует отметить, что угол, или наклон, кривой мощности насоса определяется углом наклонной поверхности, выфрезерованной в сервопоршне. Именно этот наклон определяет степень изменения натяжения пружины (через поршень регулирования мощности) устройства настройки крутящего момента (мощности).

Такая полуавтоматическая настройка пружины определяет степень изменения давления в камере пружины регулирующего золотника. Это, в свою очередь, влияет на перемещение или изменение положения регулирующего золотника (золотника компенсатора). Перемещение этого золотника затем регулирует положение сервопоршня посредством управления скоростью, с которой управляющий поток входит в камеру сервопоршня или выходит из неё. Короче говоря, степень изменения усилия пружины настройки мощности (крутящего момента) влияет на степень изменения положения сервопоршня, прямо связанного с рабочим объёмом, или подачей, и потребностью в мощности (крутящим моменте).

При более тщательном изучении рабочей кривой насоса с кривой мощности (крутящего момента), касательной к кривой постоянной мощности, обнаруживаются две области (заштрихованные), в которых настройка мощности (крутящего момента) насоса ограничивает комбинацию подачи и давления под кривой постоянной мощности (Рис. 3-88). Это отчасти связано с тем фактом, что одна кривая является линейной [настройка мощности (крутящего момента) насоса], а другая – нелинейной (кривая постоянной мощности).

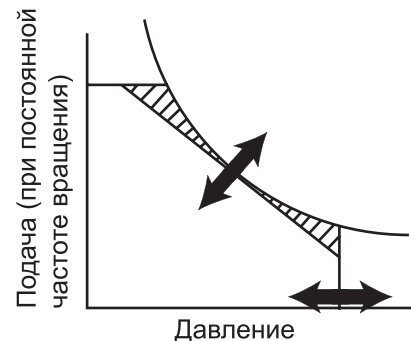


Рис. 3-88

Для восстановления части этой потери подачи и давления необходимо предусмотреть несколько наклонных участков или ступеней на сервопоршне вместо одной наклонной поверхности. Эта специальная фрезеровка значительно увеличивает стоимость компонента, и поэтому её выполняют только в особых случаях.

Ограничение мощности (крутящего момента) с помощью чувствительности к нагрузке (регулирования подачи)

Конструкция секции регулирования насоса в некоторых случаях может позволить комбинировать чувствительный к нагрузке регулятор (регулятор подачи) с регулятором ограничения мощности.

При такой комбинации регуляторов, положение золотника регулирования компенсатора является функцией взаимодействия трех регуляторов: (1) настройки мощности (крутящего момента), (2) компенсатора давления и (3) чувствительности к нагрузке (регулирующая подачи).

Эта комбинация регуляторов заставит насос работать в пределах диапазона, показанного на графике Рис. 3-89. Граница этого диапазона устанавливается тремя регуляторами: мощности (крутящего момента), давления и подачи. Эти три регулятора задают максимальные пределы рабочего диапазона насоса.

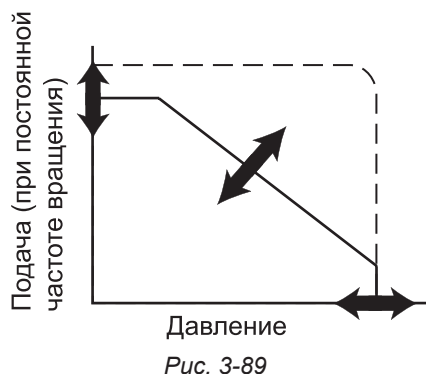


Рис. 3-89

При такой комбинации регуляторов насос будет работать на регуляторе подачи (чувствительном к нагрузке) до тех пор, пока комбинация подачи (Q , л/мин или гал/мин) и давления (p , бар или psi) не начнет превышать заданную точку ограничителя мощности (крутящего момента); после этого она станет регулирующим элементом. Когда величина давления регулятора мощности (крутящего момента) начнет превосходить заданную точку настройки компенсатора давления, он возьмет регулирование на себя, устанавливая максимально допустимое давление насоса.

Анализируя предыдущий пример с регулятором мощности (крутящего момента), можно увидеть, что регулирование достигается через регулятор давления масла, находящегося в камере пружины регулирующего золотника (Рис. 3-90).

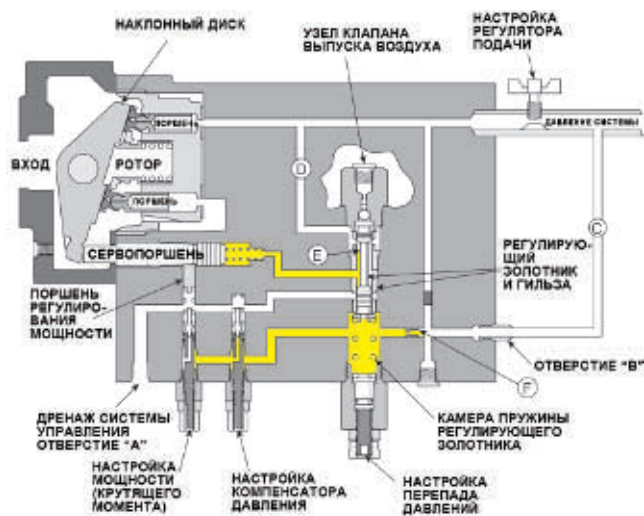


Рис. 3-90

В других типах регуляторов мощности (крутящего момента) описанный выше метод применяется посредством встраивания дополнительного запорного элемента параллельно элементу компенсатора давления и средств изменения натяжения пружины запорного элемента. Ниже будут кратко рассмотрены несколько примеров.

В некоторых конструкциях для подвода потока управления в пружинную камеру регулирующего золотника могут потребоваться внешние подключения. Два таких примера приведены ниже.

Первым показан регулятор поршневого насоса (Рис. 3-91), функционирующий аналогично описанному в разделе о гидромеханическом регуляторе ограничения мощности. Тем не менее, необходим кулачок на оси наклонного диска для изменения натяжения пружины запорного элемента регулятора мощности (крутящего момента).

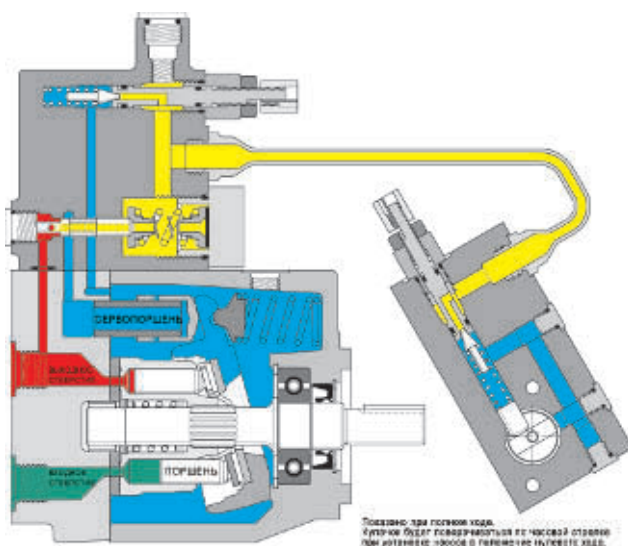


Рис. 3-91 Регулирующий кулачок

Другой пример регулятора (Рис. 3-92) содержит дополнительный регулирующий золотник. Этот золотник можно рассматривать в качестве расширения сервопоршня. На этом золотнике выфрезерована наклонная поверхность. Этот наклон определяет скорость изменения натяжения пружины настройки регулятора крутящего момента (мощности).

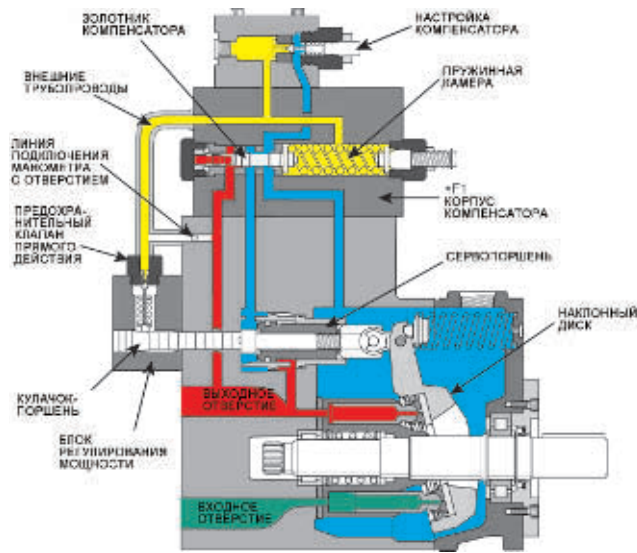


Рис. 3-92

Регулятор аналогичного типа встроен в пластинчатый насос с объёмным регулированием и компенсацией по давлению, показанный на Рис. 3-93. Он работает по тому же принципу, как и описанный выше регулятор поршневого насоса.

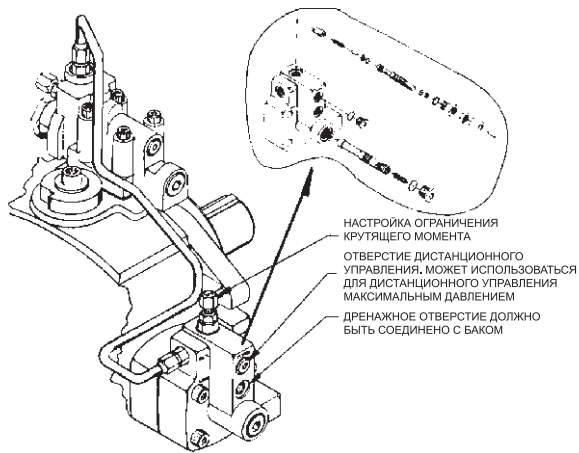


Рис. 3-93

Граничная кривая полной подачи при минимальной мощности

При некоторых условиях насос с объёмным регулированием и компенсацией по давлению, оборудованный регулятором ограничения мощности, может не достигать полного рабочего объёма при низких давлениях.

Рабочие характеристики, представленные на Рис. 3-94, графически показывают описанное выше состояние. График связывает частоту вращения вала (мин⁻¹), уставку ограничителя мощности с уставкой компенсатора давления насоса. Все точки (уставки компенсатора) выше граничной кривой полной подачи являются допустимыми; то есть, достижима полная подача насоса. Для уставок компенсатора ниже граничной кривой полной подачи, полная подача насоса недостижима при низких давлениях.

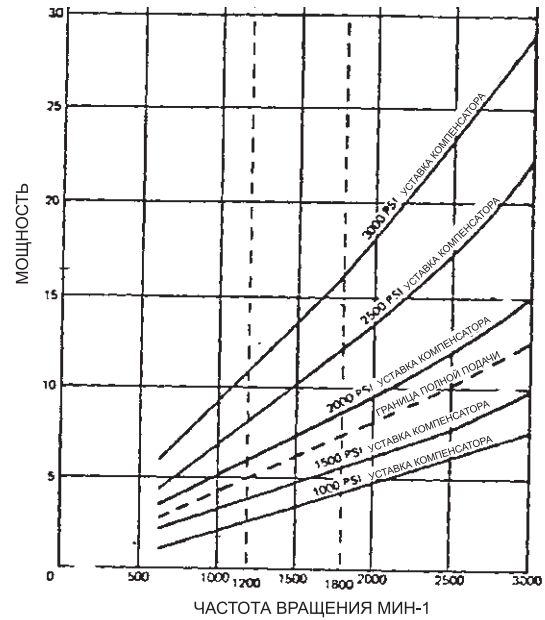


Рис. 3-94

Приведенные выше рабочие характеристики насоса будут использованы в следующих примерах. Параметры системы требуют настройки компенсатора давления на 138 бар (2000 psi). Частота вращения вала насоса равна 1800 мин⁻¹, и регулятор мощности установлен на ограничение максимальной потребности в мощности 15 л.с. (11,2 кВт). Линия 11,2 кВт (15 л.с.) пересекает частоту вращения вала насоса 1800 мин⁻¹. Следовательно, теперь известно, что все точки над кривой являются допустимыми; полная подача достижима.

Это означает, что взаимодействие, вызванное настройкой или натяжением пружин, управляющих регуляторами мощности (крутящего момента) и давления, является таким, что они не позволяют управляющему маслу выходить из камеры регулирующего золотника. Поэтому золотник компенсатора (регулятора) останется в правом положении, удерживая насос на полном рабочем объёме (полной подаче).

Теперь, пусть регулятор мощности настроен на более низкое значение, например, на 3,7 кВт (5 л.с.), тогда линия мощности и частота вращения вала насоса (1800 мин⁻¹) пересекутся ниже граничной кривой полной подачи. Это означает, что насос не достигнет полной подачи при низких давлениях.

Причину, по которой это происходит, можно определить, анализируя конфигурацию регулятора насоса, показанную на Рис. 3-95. По мере уменьшения настраиваемой мощности уменьшается натяжение пружины регулятора мощности. Это позволяет запорному элементу регулятора мощности пропускать небольшую часть управляющего масла из пружинной камеры регулирующего золотника. Золотник должен теперь перемещаться до тех пор, пока на нём не установится новый баланс сил. В свою очередь, это устанавливает новый баланс, или положение, сервопоршня в точке, меньшей чем полная подача.

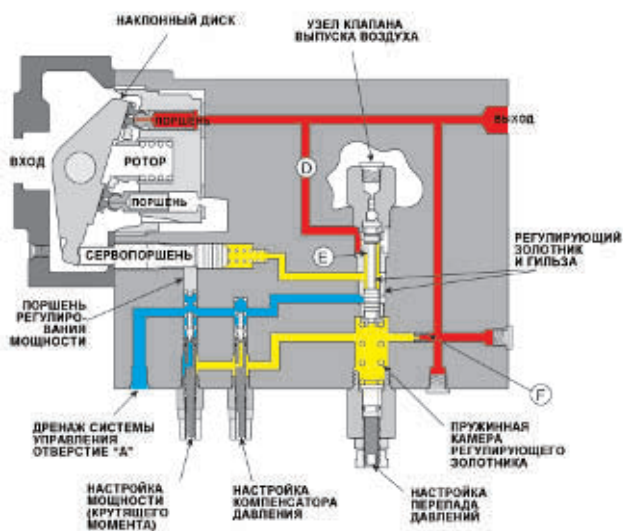


Рис. 3-95

Тщательное изучение условий контура до установки в него насоса с регулированием мощности позволит минимизировать вероятность проблемы, вызываемой ситуацией «меньше чем полная подача».

Кривые мощности, подачи и давления

Каждая кривая подачи и соответствующей мощности представляет определенную уставку регулятора крутящего момента (мощности) (Рис. 3-96). Максимально допустимая входная мощность (крутящий момент) для определенной уставки показана на вершине кривой мощности. Подача при определенной уставке крутящего момента (мощности) будет идти по кривым «подача – давление».

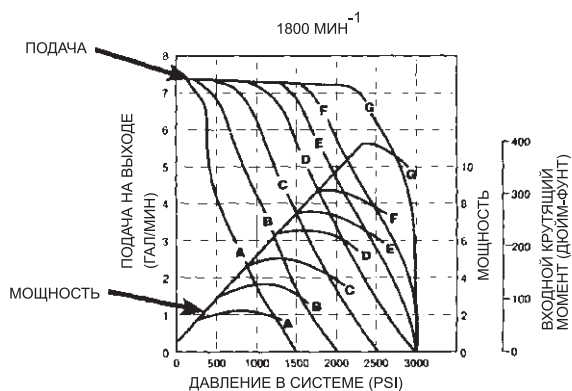


Рис. 3-96

В качестве примера будет использована уставка крутящего момента (мощности), эквивалентная рабочей кривой «С». Подача насоса будет соответствовать кривой подачи «С», и нулевая подача (подача при закрытом выходе) будет устанавливаться при давлении 172 бар (2500 psi). Это будет происходить даже если уставка компенсатора выше 172 бар (2500 psi). Можно видеть, что при давлении выше 35 бар (500 psi) подача уменьшится до величины, меньшей

полной подачи. Подача насоса при 69 бар (1000 psi) будет немного больше 23 л/мин (6 гал/мин).

При изучении кривой мощности «С» можно видеть, что максимум «входной мощности» (in) для этой конкретной уставки будет равен 3,7 кВт (5 л.с.) или приблизительно 20 Нм (180 дюйм-фунт) крутящего момента при давлении 86 бар (1250 psi).

Настройка регулятора ограничителя мощности

Существуют два метода настройки типичного регулятора ограничителя мощности. Они описаны ниже.

В качестве примера предположим, что от электродвигателя с мощностью 5,6 кВт (7,5 л.с.) необходимо получать максимум 3,7 кВт (5 л.с.).

Первым шагом настройки регулятора мощности является вычерчивание кривой 3,7 кВт (5 л.с.) на стандартной бумаге для графиков.

Использование формулы мощности

$$P = \frac{Q_m P_m \times 0,166 \times 10^{-4}}{\text{общий КПД насоса при } P_m}$$

$$hp = \frac{Q \times \text{psi} \times (0,000583)}{\text{общий КПД при psi}}$$

Для шести произвольно выбранных значений давления вычисленная по преобразованной относительно подачи (Q) формуле кривая 3,7 кВт (5 л.с.) получается с помощью приближения с приемлемой степенью определенности (Рис. 3-97).

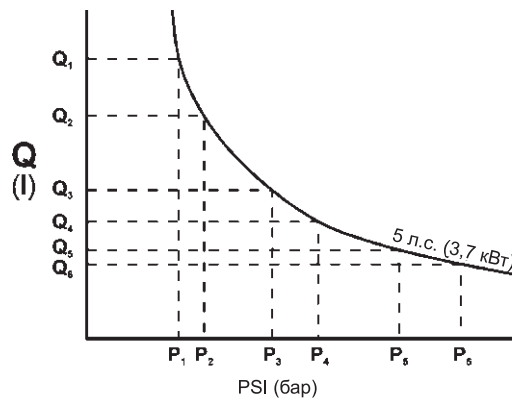


Рис. 3-97

Следующим шагом будет настройка регулятора мощности на значение ниже требуемого предела, но немного выше его минимальной уставки.

В третьем шаге между выходом насоса и баком подсоединяются игольчатый дроссель, манометр и расходомер (Рис. 3-98).

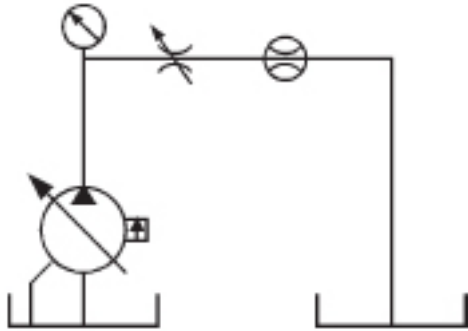


Рис. 3-98 Третий шаг – подключение игольчатого дросселя, манометра и расходомера

Затем, при работающем насосе, настраивается игольчатый дроссель, и подача ограничивается до тех пор, пока не будет достигнуто каждое из произвольно выбранных выше значений давления. Эти значения давления и значения соответствующей подачи наносятся на описанный выше график. Это покажет, насколько близко к требуемой уставке настроен регулятор мощности.

Если результирующая кривая ниже кривой 3,7 кВт (5 л.с.), регулятор мощности должен настраиваться на увеличение потребности в мощности. С другой стороны, если кривая выше кривой 3,7 кВт (5 л.с.), настройка должна быть уменьшена.

Необходимо нанести на график значения давления и подачи в предварительно выбранных точках, чтобы проверить степень близости настройки мощности к требуемой уставке. Могут потребоваться три или четыре попытки перед тем, как будет выполнена настройка мощности. Заметим, что если нет расходомера, то можно использовать измерение времени (скорости) исполнительного механизма для вычисления подачи насоса при выбранном давлении.

Другой, более быстрый способ настройки регулятора мощности требует использования амперметра. Может использоваться либо амперметр, постоянно подключенный к электродвигателю, либо накладной амперметр. Измерительный прибор любого из этих типов будет регистрировать ток, потребляемый двигателем. Ток, потребляемый при уставке 3,7 кВт (5 л.с.) можно вычислить или получить у изготовителя двигателя. В случае приведенного выше примера, потребляемый ток будет несколько ниже приведенного на паспортной табличке двигателя значения потребляемого тока для максимальной мощности 5,6 кВт (7,5 л.с.).

Упражнения к главе 3

Упражнение 1 – Ограничение крутящего момента (мощности)

ИНСТРУКЦИИ: Ответьте на следующие вопросы или решите следующие проблемы, по мере надобности.

1. Специалист по техническому обслуживанию попросил Вашей помощи. Ему дали задание ограничить максимальную мощность определенного насоса. Насос не оборудован встроенным регулятором ограничения мощности. Специалист предоставил Вам следующую информацию: НАСОС PAVC 65, РАБОЧАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ 1750 МИН⁻¹, РАБОЧЕЕ ДАВЛЕНИЕ 69 БАР (1000 PSI), ОБЩИЙ КПД 85%. Максимальный крутящий момент необходимо ограничить до 5,6 кВт (7,5 л.с.). Какая требуется уставка подачи (количество оборотов ограничителя объема)? (ПОДСКАЗКА: используйте график на Рис. 3-83)
2. Истинной кривой фиксированной мощности является гипербола, как показано на Рис. 3-83. Тем не менее, типичный гидромеханический регулятор ограничения мощности не может воспроизвести эту кривую. Почему?
3. Производственное подразделение сообщило Вам, что у них возникла проблема с регулятором ограничения мощности на одном из силовых агрегатов. При низком давлении насоса он, по-видимому, не достигает полного рабочего объема. Они предоставили Вам следующую информацию: РАБОЧАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ 1800 МИН⁻¹, УСТАВКА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА 4,4 КВТ (6 Л.С.), УСТАВКА КОМПЕНСАТОРА НАСОСА 86 БАР (1250 PSI). В чем проблема?
4. На Ваш завод поступила новая машина, которая должна быть введена как можно быстрее в производственный процесс. Тем не менее, амперметр (на силовом агрегате), который Вы планировали использовать для настройки регулятора ограничения мощности насоса, был поврежден при транспортировке. Руководитель завода попросил Вас найти другой способ настройки регулятора. Какую процедуру вы будете выполнять?

Упражнение 2 – Упражнение по чувствительности к нагрузке

Инструкции: В этом задании ответы уже приведены. Вы должны сформулировать вопросы.

ОТВЕТ 1. Ограничена дренажная линия насоса

ОТВЕТ 2. Необходимо отверстие регулирования подачи на выходном отверстии насоса

ОТВЕТ 3. С втеканием

ОТВЕТ 4. Отверстие стравливания с малым сигналом

ОТВЕТ 5. Для предотвращения насыщения секции регулятора компенсатора

ОТВЕТ 6. Режим ожидания с низким давлением

ОТВЕТ 7. Два рабочих режима

ОТВЕТ 8. Предохранительный клапан системы

Глава 4

Гидромоторы и гидростатические приводы

Гидромоторы преобразуют рабочую энергию гидросистемы во вращательную механическую энергию. Гидромоторы работают посредством создания дисбаланса, вызывающего вращение вала. Дисбаланс создается различными способами, в зависимости от типа гидромотора – пластинчатого, шестерённого, поршневого или герольерного.

Гидромоторы являются устройствами объёмного типа с односторонним вращением, большинство из которых имеют возможность двустороннего вращения, как показано на Рис. 4-1. То есть, при подаче на гидромотор постоянного потока рабочей жидкости, его частота вращения будет оставаться относительно постоянной независимо от давления.

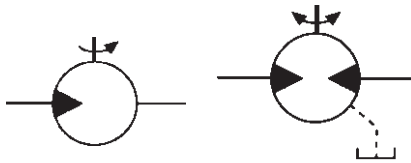


Рис. 4-1 Условные обозначения гидромоторов с односторонним и двусторонним вращением.

Гидромоторы, обсуждаемые в этой книге в связи с мобильными гидросистемами, будут делиться на три категории: гидромоторы привода оснастки или вспомогательного оборудования, гидромоторы привода колёс или гусениц и гидромоторы привода поворотной платформы.

Привод оснастки или вспомогательного оборудования

Гидромоторы этой категории будут использоваться для привода такой оснастки, как лопастные колеса комбайнов и экскаваторов, канавокопатели, кабельные барабаны и т.д. В основном, в этой области будут обсуждаться пластинчатые, шестерённые и поршневые гидромоторы с постоянным рабочим объёмом (нерегулируемые. Прим. ред.).

Пластинчатые гидромоторы

Пластинчатый гидромотор является гидромотором объёмного действия.

Из чего состоит пластинчатый гидромотор

Рабочая группа пластинчатого гидромотора (Рис. 4-2), в основном, состоит из пластин, ротора, кольца, вала и плоского распределителя с овально-изогнутыми входными и выходными отверстиями (отверстия не показаны).

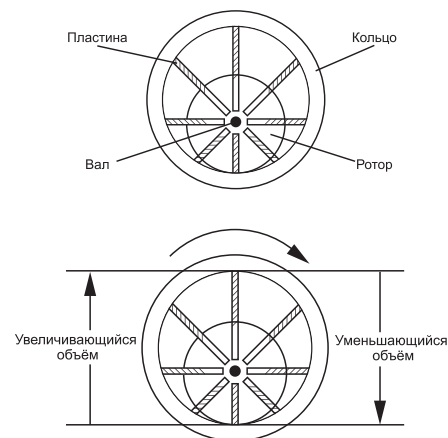


Рис. 4-2 Типичное представление нерегулируемого пластинчатого гидромотора

Как работает пластинчатый гидромотор

Все гидромоторы работают посредством создания дисбаланса, вызывающего вращение вала. В пластинчатом гидромоторе этот дисбаланс создается разницей площадей пластин, находящихся под гидравлическим давлением. На Рис. 4-2 ротор смещён относительно центра кольца, и площадь пластин, на которую действует давление, увеличивается по направлению вверх и уменьшается по направлению вниз. Когда рабочая жидкость под давлением поступает во входное отверстие, неравенство площадей пластин приводит к созданию крутящего момента на валу гидромотора.

Чем больше площадь выдвинутых пластин, или чем выше давление, тем больше крутящий момент, создаваемый на валу. При достаточной величине создаваемого крутящего момента ротор и вал будут вращаться.

Сбалансированная конструкция пластинчатого гидромотора

В работе гидромотора участвуют два разных давления — рабочее давление системы на входе и давление сливной линии на выходе. Это создаёт боковую нагрузку на вал, которая может быть значительной при высоком давлении в системе (Рис. 4-3). Чтобы исключить боковую нагрузку на вал, внутренний контур кольца изменяют с кругового на овальный. При такой схеме, два квадранта давления находятся напротив друг друга, и действующие на вал силы уравновешиваются. Исключается боковая нагрузка вала.

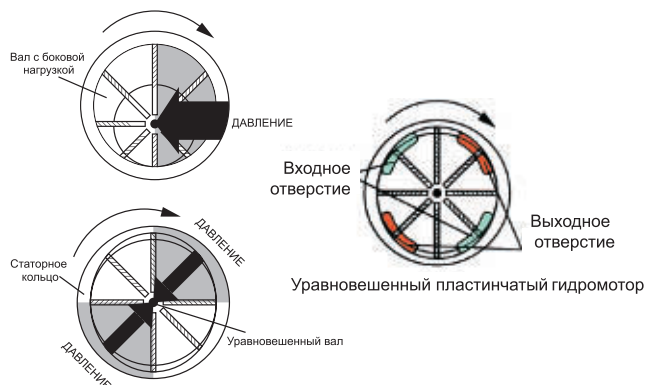


Рис. 4-3 Сбалансированный пластинчатый гидромотор

Сбалансированный пластинчатый гидромотор состоит из статорного кольца, ротора, пластин и плоского распределителя с входными и выходными отверстиями, расположенными напротив друг друга. Поскольку оба входных отверстия соединены вместе (так же, как и выходные отверстия), для них можно иметь одно входное и одно выходное отверстие в корпусе гидромотора).

Пластинчатые гидромоторы, используемые в мобильных гидросистемах, как правило, имеют сбалансированную конструкцию.

Рабочий комплект (катридж)

Вращающаяся группа мобильных пластинчатых гидромоторов обычно представляет собой рабочий комплект (Рис. 4-4). Последний состоит из пластин, ротора и статорного кольца, с обеих сторон закрытых двумя плоскими распределителями.

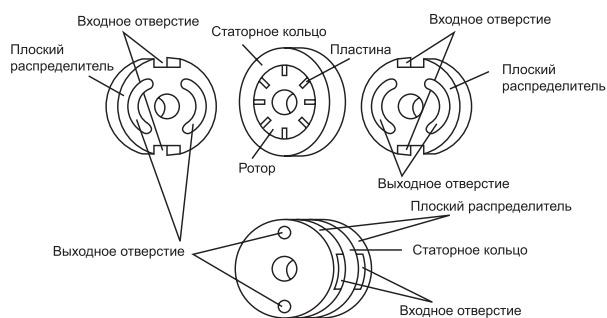


Рис. 4-4 Рабочий комплект пластинчатого нерегулируемого гидромотора

Преимущество использования рабочего комплекта состоит в удобстве обслуживания гидромотора. По истечении периода естественного износа деталей вращающаяся группа может быть легко заменена новым комплектом. Кроме того, если требуется, чтобы гидромотор создавал большой крутящий момент при том же самом давлении системы, можно быстро заменить существующий рабочий комплект комплектом аналогичного размера, но с увеличенной площадью выдвигающихся пластин.

Выдвижение пластин гидромотора

Перед тем, как гидромотор будет работать, пластины необходимо выдвинуть. В отличие от пластинчатого насоса, здесь нельзя полагаться на центробежную силу для отбрасывания пластин и создания принудительного уплотнения между статорным кольцом и концом пластины. Необходим какой-то другой способ.

Существуют два общепринятых метода выдвижения пластин в пластинчатом гидромоторе. Одним таким методом является подпружинивание пластин, которое обеспечивает их постоянное выдвижение. Другой метод — это подача гидравлического давления под нижние торцы пластин.

Подпружинивание (Рис. 4-5) осуществляется в некоторых пластинчатых гидромоторах с помощью цилиндрической пружины, расположенной в камере пластины.

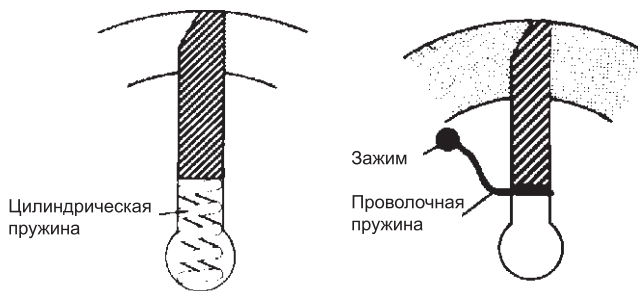


Рис. 4-5 Подпружиненные узлы пластин

Другим способом подпружинивания пластины является использование небольшой проволочной пружины. Пружина крепится к зажиму и перемещается вместе с пластиной при её движении в пазу ротора.

В обоих типах подпружинивания давление рабочей жидкости подводится под нижний торец пластины, как только будет создаваться крутящий момент.

Ещё одним способом выдвижения пластин гидромотора является использование давления рабочей жидкости, см. Рис. 4-6. В этом способе рабочую жидкость не пропускают в зону камеры пластин до тех пор, пока пластина полностью не выдвинется, и не будет создано принудительное уплотнение на конце пластины. В этот момент под пластиной будет давление. Когда оно станет достаточно высоким для преодоления усилия пружины, закрывающей обратный клапан, рабочая жидкость войдет в камеру пластин и создаст крутящий момент на валу гидромотора. Внутренний обратный клапан в этом случае выполняет функцию задания последовательности.

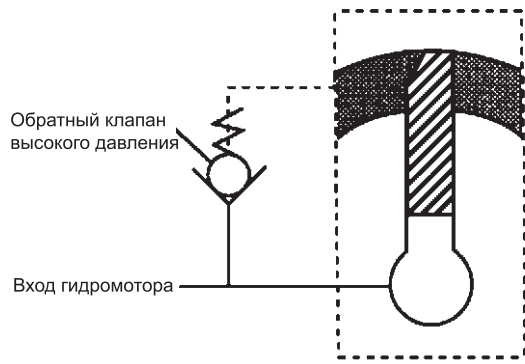


Рис. 4-6 Гидравлическое давление, нагружающее пластины в пластинчатом гидромоторе

Свободный ход гидромоторов с нагруженными давлением пластинами

Когда нагрузку, присоединенную к валу гидромотора, оставляют в режиме свободного вращения, она останавливается по инерции. Гидромотору, использующему гидравлическое давление для выдвигания своих пластин (Рис. 4-7), требуется обратный клапан с уставкой от 4 бар (65 psi) до 8 бар (120 psi) в сливной линии, если допускается свободное вращение нагрузки. Противодействие, создаваемое с помощью этого клапана, удерживает пластины от оттягивания в ротор. Это ускоряет замедление нагрузки.

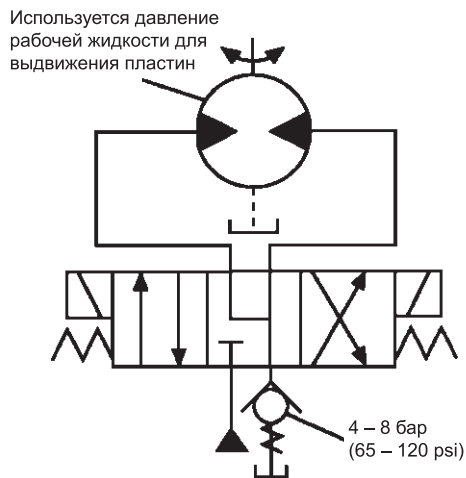


Рис. 4-7 Для пластинчатых гидромоторов со свободным вращением и нагруженными давлением пластинами требуется противодействие 4-8 бар (65-120 psi).

Шестерённые гидромоторы

Шестерённый гидромотор является гидромотором объёмного действия с постоянным рабочим объёмом, создающим выходной крутящий момент на своем валу посредством действия гидравлического давления на зубья шестерён. Одним из типов конструкции шестерённого гидромотора является шестерённый гидромотор с внешним

зацеплением, в котором у обеих входящих в зацепление шестерён зубья расположены на их внешних окружностях. Чаще всего, в гидромоторе этого типа используются прямозубые шестерни.

Другим типом шестерённого гидромотора, который будет обсуждаться, является шестерённый гидромотор с внутренним зацеплением. Он состоит из малой шестерни с внешними зубьями, входящими в зацепление с внутренними зубьями большой шестерни. В мобильных системах широко используется шестерённый гидромотор с внутренним зацеплением героторного типа. Вторым вариантом шестерённого гидромотора с внутренним зацеплением является героторный гидромотор.

Из чего состоит шестерённый гидромотор с внешним зацеплением

В основном, шестерённый гидромотор (Рис. 4-8) состоит из корпуса с входным и выходным отверстиями и вращающейся группы из двух шестерён. Одна шестерня, ведущая, насажена на вал, соединенный с нагрузкой. Другая шестерня является ведомой.

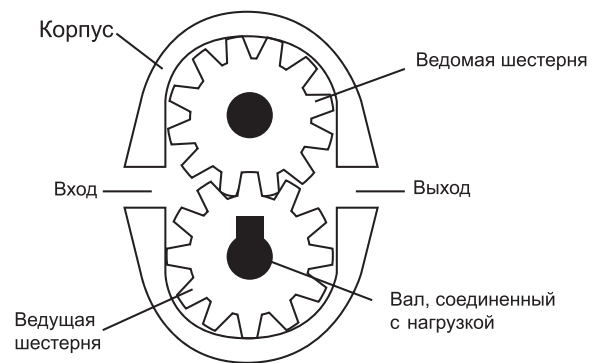


Рис. 4-8 Компоненты типичного шестерённого гидромотора

Как работает шестерённый гидромотор с внешним зацеплением

Гидромоторы работают посредством создания дисбаланса, вызывающего вращение вала. В шестерённом гидромоторе такой дисбаланс создается выходом зубьев шестерён из зацепления.

На Рис. 4-9, в шестерённом гидромоторе давление системы подается на вход. Выход находится под давлением слива. По мере выхода зубьев шестерён из зацепления видно, что все зубья, находящиеся под давлением системы, гидравлически уравновешены, за исключением одной стороны одного зуба на одной шестерне (закрашенная область). В этом месте создается крутящий момент. Следовательно, крутящий момент, создаваемый шестерённым гидромотором этого типа, зависит от одной стороны одного зуба. Чем больше зуб шестерни или чем выше давление, тем больший крутящий момент создаётся.

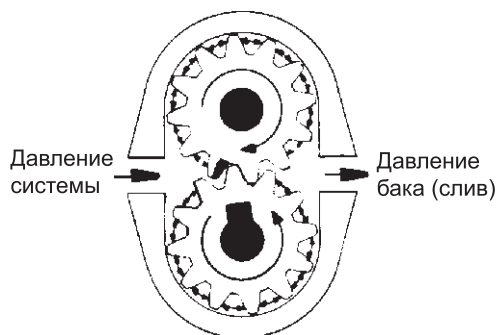


Рис. 4-9 Ведущая шестерня вращается против часовой стрелки, а ведомая — по часовой стрелке, создавая увеличивающийся объем на входе и уменьшающийся объем на выходе.

Может возникнуть вопрос, почему зубья шестерён не вращаются в противоположном направлении. Для вращения в противоположном направлении зубья должны будут входить в зацепление, а не выходить из него. Шестерни, входящие в зацепление, создают уменьшающийся объём, который выталкивает рабочую жидкость из корпуса. Шестерням ничего не остаётся, как выходить из зацепления.

Героторный гидромотор (с внутренним зацеплением)

Героторный шестерённый гидромотор – это шестерённый гидромотор с внутренним зацеплением, у которого имеются внутренняя ведущая шестерня и внешняя ведомая шестерня с количеством зубьев на один больше, чем у внутренней шестерни. Внутренняя шестерня насажена на вал, соединенный с нагрузкой.

Дисбаланс в героторном гидромоторе создается разницей площадей шестерни, на которые действует гидравлическое давление на входе гидромотора. В героторном гидромоторе, Рис. 4-10, площадь под давлением увеличивается на входе.

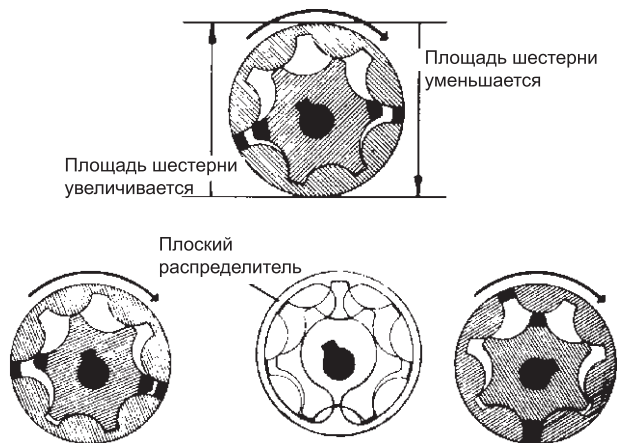


Рис. 4-10 Героторный гидромотор является примером шестерённного гидромотора с внутренним зацеплением.

Давление рабочей жидкости, действующее на эти в неравной степени открытые зубья, создает крутящий момент на валу гидромотора. Чем больше шестерня, или чем выше давление, тем больше крутящий момент, создаваемый на валу.

Рабочая жидкость, входящая во вращающуюся группу героторного гидромотора, отделяется от рабочей жидкости, выходящей из гидромотора, посредством плоского распределителя с овально-изогнутыми входными и выходными отверстиями.

Низкоскоростные высокомоментные гидромоторы

Хотя устройство низкоскоростного высокомоментного гидромотора (Low Speed High Torque - LSHT) и подобно героторному гидромотору, он значительно отличается от последнего некоторыми особенностями конструкции и работы. Гидромотор LSHT, см. Рис. 4-11, состоит из установочного кольца с отверстиями для шариков обратных клапанов, внутреннего ротора с уплотнительными роликами, планетарного внешнего элемента, антитротационных роликов и выходного вала.

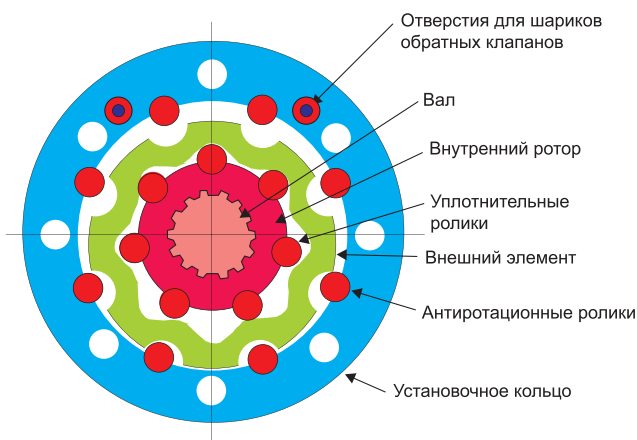


Рис. 4-11 Силовой элемент гидромотора LSHT

Как работает гидромотор LSHT

Если в героторном гидромоторе внешняя и внутренняя шестерни вращаются при поступлении давления рабочей жидкости на вход гидромотора, что приводит к планетарному вращению внутренней шестерни, то в гидромоторе LSHT планетарное движение совершает планетарный внешний элемент, а внутренний ротор совершает круговое вращение.

При работе гидромотора, когда высокое давление поступает на вход, уплотнительные ролики, свободно вращающиеся на своих местах между внутренним ротором и планетарным внешним элементом, будут создавать уплотнение между камерами высокого и низкого давлений, действуя как обратные клапаны. Чем выше давление, тем герметичнее уплотнение.

Планетарный внешний элемент действует как ведущий

кулачок, вращающий внутренний ротор и вал через уплотнительные ролики.

Двухскоростной гидромотор

Для получения нескольких скоростей от шестерённого гидромотора с постоянным рабочим объёмом, в конструкции гидромотора (см. Рис. 4-12) можно предусмотреть два силовых элемента, расположенных в одном корпусе и разделённых клапаным механизмом. Эти два элемента устанавливаются на общем выходном валу. Можно выбирать эти элементы для работы либо в последовательном, либо параллельном режиме.

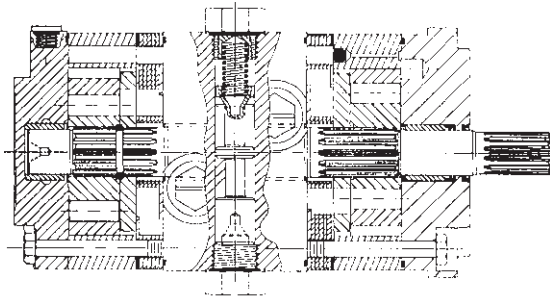


Рис. 4-12 Двухскоростные гидромоторы содержат два силовых элемента, установленных на общем валу.

Встроенный селекторный распределитель выполняет переключение между высокомоментным низкоскоростным (параллельным) режимом и высокоскоростным низкомоментным (последовательным) режимом. Селекторный распределитель может быть либо с открытым, либо с закрытым центром и может активироваться внешним управляющим давлением или электромагнитным пилотом.

Параллельный режим в двухскоростном гидромоторе

На Рис. 4-13 показана схема принципа работы двухскоростного гидромотора с селекторным распределителем, управляемым 2-позиционным, 3-линейным пилотом с пружиной и электромагнитным управлением. Если на пилот не подано питание, гидромотор будет работать в высокомоментном низкоскоростном режиме.

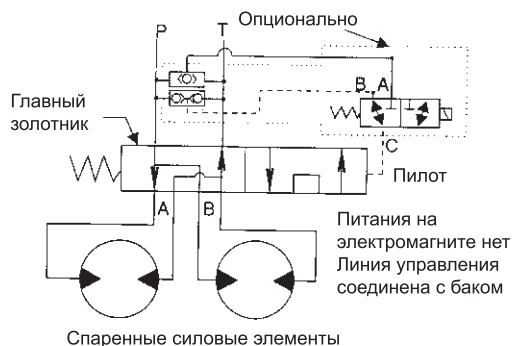


Рис. 4-13 При высокомоментном низкоскоростном режиме двухскоростного гидромотора силовые элементы питаются параллельно.

При поступлении потока рабочей жидкости под высоким давлением в отверстие «Р», он проходит несколькими путями внутри корпуса гидромотора. В контуре пилота, обозначенном точечной рамкой, давление системы подводится в отверстие «А» пилота, где поток заперт. Давление системы будет также закрывать левый обратный клапан спаренного обратного клапана. Если на электромагнит не подаётся питание, правый торец главного золотника соединяется с баком через пилот и правый обратный клапан спаренного обратного клапана.

Главный золотник удерживается в исходном положении своей пружиной. Через канал главного золотника поток насоса направляется из отверстий «А» и «В» на оба элемента гидромотора. Параллельный поток обеспечивает одинаковое давление на обоих элементах и уменьшенный расход в каждый элемент, что позволяет гидромотору создавать высокий крутящий момент при низкой частоте вращения.

Последовательный режим в двухскоростном гидромоторе

Если на пилот подано питание, как показано на Рис. 4-14, управляющее давление подводится из отверстия «А» через отверстие «С» пилота под правый торец главного золотника. Когда главный золотник сдвигается, сжимая пружину, напорная линия через отверстие «А» соединяется только с первым силовым элементом, а выход из него направляется главным золотником из отверстия «В» во второй элемент. Когда рабочая жидкость выходит из второго элемента, она снова поступает в главный золотник и направляется в бак. Теперь два геролера соединены последовательно, позволяя гидромотору автоматически перейти в высокоскоростной низкомоментный режим.

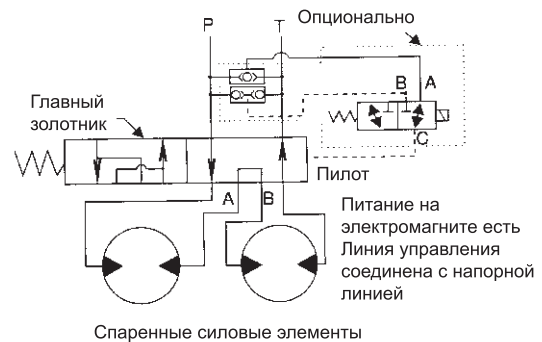


Рис. 4-14 При высокоскоростном низкомоментном режиме двухскоростного гидромотора силовые элементы питаются последовательно.

Поршневые гидромоторы

Последним гидромотором в этом разделе о гидромоторах оснастки является нерегулируемый поршневой гидромотор объёмного действия, создающий выходной крутящий момент на своем валу с помощью действия гидравлического давления на поршни. Обычно в этой области применения используются поршневые гидромоторы двух типов: аксиально-поршневые с наклонным диском и с наклонным блоком.

Из чего состоит аксиально-поршневой гидромотор

Рабочая группа аксиально-поршневого гидромотора, Рис. 4-15, в основном, состоит из наклонного диска, корпуса с цилиндрами (ротора), поршней, опорной шайбы, пружины смещения опорной шайбы, плоского распределителя и вала.

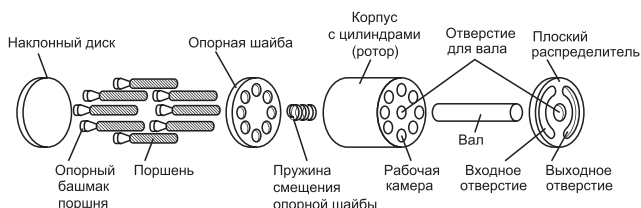


Рис. 4-15 Компоненты типичного нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора

Поршни установлены внутри ротора. Расположенный под углом наклонный диск является опорной поверхностью, по которой перемещаются концы поршней с опорными башмаками. Башмаки поршней удерживаются в контакте с наклонным диском с помощью опорной шайбы и пружины смещения. Плоский распределитель отделяет входящую рабочую жидкость от выходящей. С ротором связан вал, причём в нашем примере, он расположен со стороны плоского распределителя.

Как работает аксиально-поршневой гидромотор

Чтобы показать, как работает поршневой гидромотор, на Рис. 4-16 изображена работа одного поршня в роторе аксиально-поршневого гидромотора.

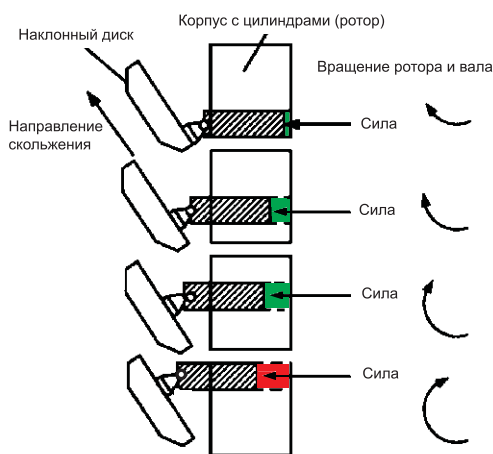


Рис. 4-16 Один поршень при работе аксиально-поршневого гидромотора

Когда наклонный диск расположен под углом, опорный башмак поршня не имеет достаточно устойчивой поверхности для своего упора. При воздействии рабочей

жидкости на поршень создается сила, выталкивающая поршень и заставляющая башмак поршня скользить по поверхности наклонного диска. Когда башмак поршня скользит, он создает крутящий момент на валу, подсоединенном к ротору. Величина крутящего момента зависит от угла скольжения, создаваемого наклонным диском, и давления системы. При достаточной величине крутящего момента вал будет вращаться.

Крутящий момент будет создаваться поршнем по мере его выталкивания из ротора давлением рабочей жидкости. При прохождении поршня через центральную линию окружности (верхнюю мёртвую точку) он будет вталкиваться обратно в ротор наклонным диском. В этой точке рабочая камера соединяется с выходным отверстием плоского распределителя.

Один поршень в поршневом гидромоторе создаёт крутящий момент только на одной половине полного цикла вращения ротора и вала. В действительности, в роторе поршневого гидромотора имеется несколько поршней. Это обеспечивает непрерывное вращение вала гидромотора, а также создание максимального крутящего момента.

Поршневой гидромотор с наклонным блоком

Нерегулируемый поршневой гидромотор с наклонным блоком, показанный на Рис. 4-17, состоит из заднего корпуса (1), плоского распределителя (2), цилиндрического блока (ротора) (3), поршней с поршневыми кольцами (4), синхронизирующей шестерни (5), роликовых подшипников (6), корпуса подшипников (7), уплотнения вала (8), выходного вала (9) и игольчатых подшипников (10). Угол наклона цилиндрического блока относительно выходного вала определяет рабочий объём гидромотора.

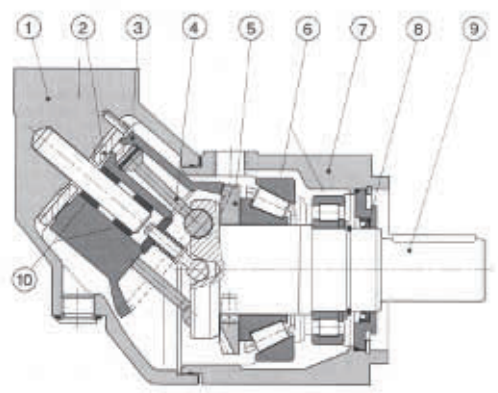


Рис. 4-17 Типичный нерегулируемый гидромотор с наклонным блоком

Как работает поршневой гидромотор с наклонным блоком

На Рис. 4-18 показан разрез поршневого гидромотора с наклонным блоком, на котором видно механическое соединение между поршнями и выходным валом. Когда рабочая жидкость под давлением поступает во входное

отверстие заднего корпуса и через плоский распределитель подводится к половине поршней, расположенных между нижней и верхней мёртвыми точками, ротор и соединённый с ним синхронизирующей шестерней выходной вал будут вращаться.

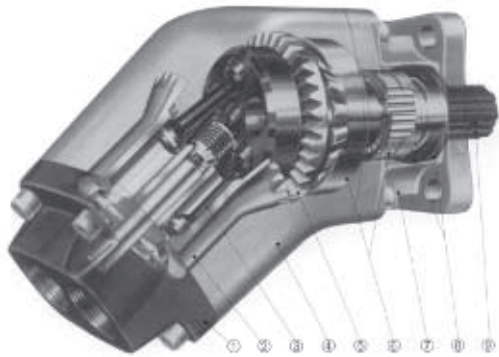


Рис. 4-18 Цилиндровый блок и синхронизирующая шестерня входят в зацепление, чтобы преобразовать гидравлическую энергию в механическую.

Из ранее описанных пластинчатых, шестерённых и поршневых гидромоторов только последние поставляются с объёмным регулированием.

Аксиально-поршневые гидромоторы с объёмным регулированием

Рабочий объём аксиально-поршневого гидромотора, или любого поршневого гидромотора, определяется величиной возвратно-поступательного перемещения поршней в цилиндрическом блоке.

Поскольку в аксиально-поршневом гидромоторе эта величина регулируется углом наклонного диска (Рис. 4-19), нам потребуется только изменять угол наклона для изменения хода поршня и рабочего объёма гидромотора.

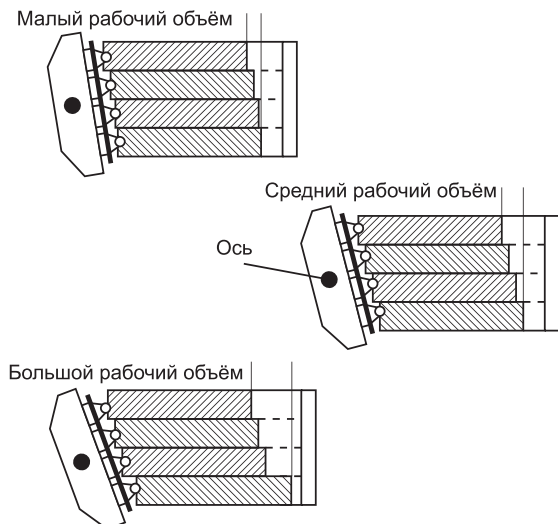


Рис. 4-19 Рабочий объём гидромотора определяется углом наклона диска.

При большом угле наклона поршни делают длинный ход в цилиндрическом блоке, при малом — короткий ход.

Изменяя угол поворота наклонного диска, можно изменять рабочий объём гидромотора и, следовательно, частоту вращения его вала и выходной крутящий момент.

Поршневой гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием

Типичный поршневой гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием (см. Рис. 4-20) состоит из: сервопоршня (1), сервораспределителя с винтом настройки (2), крышки со встроенным регулятором рабочего объёма (3), плоского распределителя (4), поршней (5), цилиндрического блока (ротора) (6), синхронизирующего вала (7), подшипников (8), монтажного фланца (9) и выходного вала (10). Величина рабочего объёма гидромотора регулируется сервопоршнем и сервораспределителем.

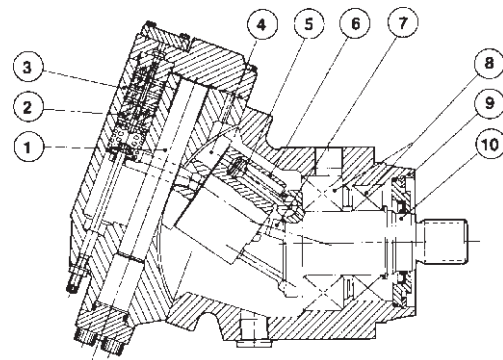


Рис. 4-20 Типичный гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием. Угол наклона блока регулируется встроенным сервораспределителем.

Более подробная информация о регулировании угла наклона для такого типа гидромотора будет приведена в разделе гидростатических приводов (см. рис. 4-40).

Гидромоторы в контуре

Мы видели, что крутящий момент, создаваемый гидромотором, является результатом действия гидравлического давления на рабочую группу гидромотора. В таких ситуациях мы делали допущение, что после гидромотора нет гидравлического давления. Даже если с этой стороны гидромотора, в общем случае, выполняется слив в бак, давление в сливной линии, или противодействие, может в некоторых системах достигать 6,9 бар (100 psi). Для получения возможности вращать нагрузку необходимо вначале преодолеть силу, создаваемую противодействием на рабочую группу.

На Рис. 4-21, нагрузка, присоединённая к валу гидромотора, теоретически может вращаться при давлении 55 бар (800 psi) на входе гидромотора. Если противодействие в сливной линии равно 7 бар (100 psi), нагрузка вращаться не будет. На входе гидромотора должны присутствовать дополнительные 7 бар (100 psi). При 62 бар (900 psi) на входе это давление используется для вращения нагрузки и компенсации противодействия. 55 бар (800 psi), рассчитанные

для действительного вращения нагрузки, указывают необходимый перепад давлений на гидромоторе.

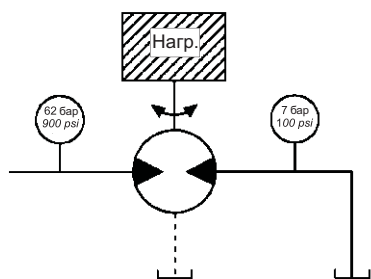


Рис. 4-21 Противодействие ограничивает крутящий момент гидромотора.

Гидромоторы, в общем случае, имеют внешний дренаж. Это означает, что часть входящего в гидромотор потока уходит в утечку. По мере увеличения потребности в крутящем моменте и повышении давления на гидромоторе расход через дренажную линию возрастает. В результате снижается частота вращения вала гидромотора.

Для точного регулирования частоты вращения гидромотора используется контур регулирования выходного потока, Рис. 4-22, который регулирует поток при его выходе из гидромотора и не связан с утечкой. Это единственный контур, позволяющий точно регулировать частоту вращения вала гидромотора независимо от нагрузки.

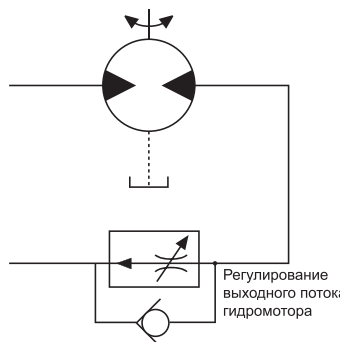


Рис. 4-22 Для поддержания постоянства расхода следует установить регулятор расхода с компенсацией по давлению.

Одним из основных аспектов в контурах гидромоторов является регулирование нагрузки, присоединённой к валу гидромотора. Мы видели ранее, что тормозной клапан будет удерживать нагрузку от работы вразнос и позволять гидромотору развивать полный крутящий момент.

Тормозной клапан измеряет нагрузку. Он автоматически реагирует на потребности нагрузки. Во многих случаях предметом выбора является тормозная функция, а не автоматика. Например, в конвейерной системе без избыточной нагрузки и лишь периодической потребностью в торможении используется гидрораспределитель для выбора функции торможения в контуре гидромотора с односторонним вращением, см. Рис. 4-23.

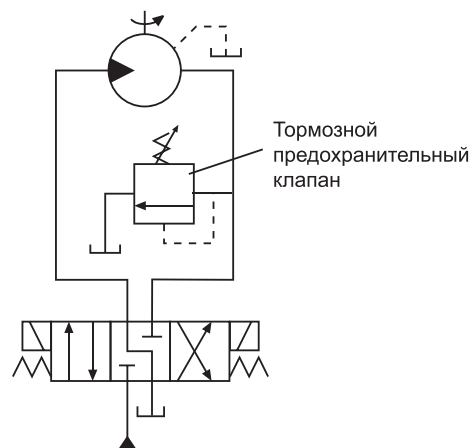


Рис. 4-23 Для торможения нагрузки используется 3-позиц. гидрораспределитель с закрытым центром.

Торможение обычно выполняется путём перемещения золотника гидрораспределителя в нейтральную позицию и запираания потока, выходящего из гидромотора. Когда давление на выходе гидромотора возрастёт до уставки тормозного предохранительного клапана, последний откроется и затормозит гидромотор.

Если для гидромотора необходимо торможение в обоих направлениях, см. Рис. 4-24, тормозной предохранительный клапан может быть соединён с обеими линиями гидромотора через обратные клапаны. Торможение выполняется одним клапаном независимо от направления вращения гидромотора.

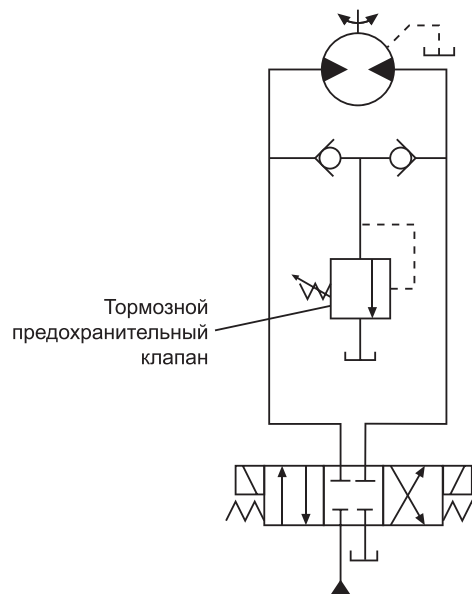


Рис. 4-24 Спаренные обратные клапаны обеспечивают торможение в обоих направлениях.

В некоторых системах необходимо тормозное давление двух разных значений, Рис. 4-25. Например, для конвейера, загружаемого в одном направлении и разгружаемого в обратном, потребуются два разных значения тормозного давления, чтобы оптимально использовать время его цикла.

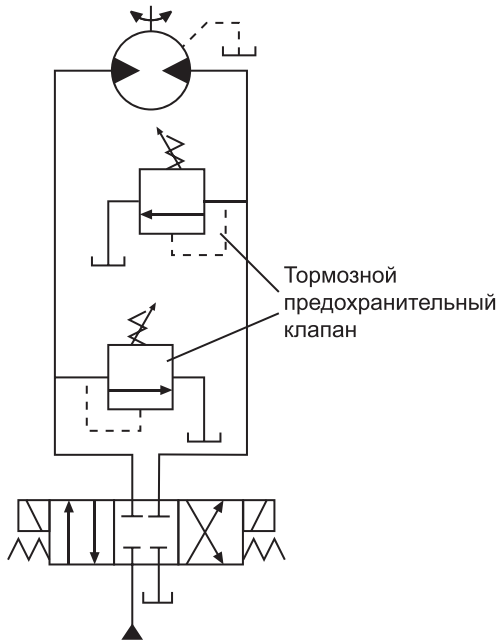


Рис. 4-25 Торможение гидромотора при двунаправленном вращении и различных потребностях в давлении выполняется двумя тормозными клапанами.

Когда необходимы два разных значения тормозного давления, в линиях гидромотора устанавливаются два тормозных предохранительных клапана. Каждый клапан управляет потоком в своем направлении. Тормозные предохранительные клапаны, применяемые таким способом, могут использоваться и для достижения приблизительных положений пуска и останова с разной нагрузкой в противоположных направлениях.

Тормозной предохранительный клапан является обычным предохранительным клапаном, установленным в линию гидромотора. Он не является специальным клапаном. Уставка тормозного предохранительного клапана должна быть выше уставки предохранительного клапана системы.

Предотвращение кавитации в гидромоторе

Во всех рассматриваемых ранее контурах гидромоторов не учитывалась возможность кавитации. Вместе с тем, в них будет возникать кавитация так же, как и в насосе, если при вращении в их входные отверстия не будет в достаточном количестве поступать рабочая жидкость. Это означает, что при любом торможении гидромотора нельзя блокировать его вход.

В контуре гидромотора с односторонним вращением это требование может быть удовлетворено, если обеспечить соединение входа гидромотора с баком в нейтральной позиции гидрораспределителя, как показано на Рис. 4-26. При торможении любое давление меньше атмосферного на входе гидромотора будет приводить к засасыванию рабочей жидкости из бака.

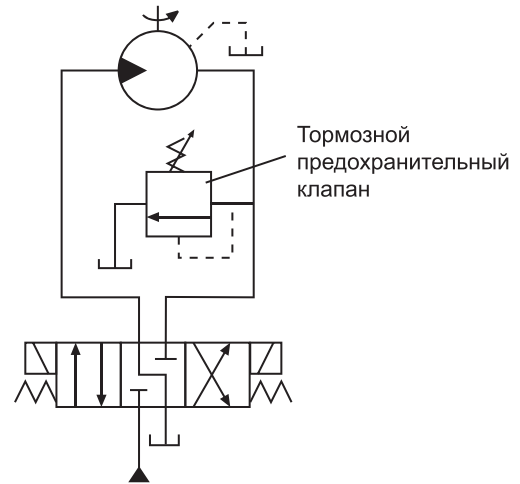


Рис. 4-26 Предотвращение кавитации в гидромоторе с односторонним вращением.

Подпиточные обратные клапаны

В контуре гидромотора с двусторонним вращением подача жидкости на вход гидромотора при торможении обычно выполняется с помощью обратных клапанов низкого давления (0,34 бар/5 psi и ниже), расположенных в каждой линии. Эти клапаны называются подпиточными обратными клапанами (Рис. 4-27).

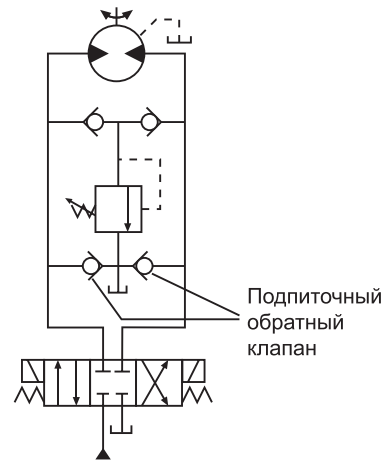


Рис. 4-27 Подпиточные обратные клапаны помогают предотвратить кавитацию в гидромоторах с двусторонним вращением.

Перекрытые предохранительные клапаны

Контур гидромотора с двусторонним вращением и тормозными предохранительными клапанами в обоих направлениях (Рис. 4-28) можно сконструировать так, чтобы выходы из этих клапанов были соединены с противоположными линиями гидромотора. На первый взгляд может показаться, что такие «перекрытые» предохранительные клапаны будут поддерживать достаточное питание входа гидромотора, так как выходящая из гидромотора рабочая жидкость перенаправляется на

вход гидромотора. Тем не менее, по-прежнему требуются подпиточные обратные клапаны, так как часть рабочей жидкости теряется через дренаж гидромотора и утечки в гидрораспределителе. Эта схема с перекрёстными предохранительными клапанами и подпиточными обратными клапанами является очень часто используемым контуром гидромотора с двусторонним вращением.

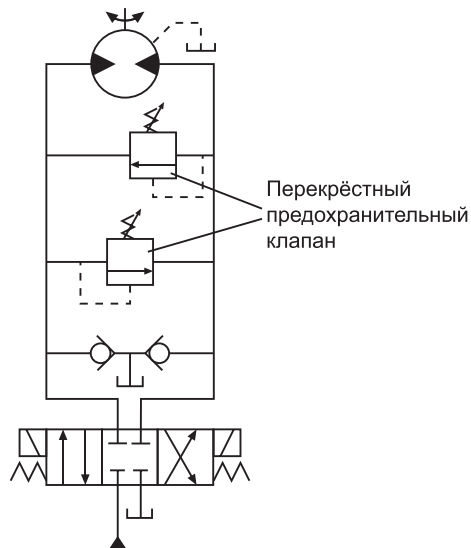


Рис. 4-28 Перекрёстные предохранительные клапаны предотвращают кавитацию в гидромоторах с двусторонним вращением.

Гидростатические приводы

Любой гидромотор, используемый в сочетании с различными насосами, называется гидростатическим приводом. Все предыдущие контуры считались гидростатическими приводами. Все ранее рассматриваемые контуры гидростатических приводов представляли собой так называемые системы с разомкнутым контуром. Гидростатические приводы можно классифицировать на основании требований к диапазону крутящего момента, является ли привод объединённым или разделённым, является ли он системой с разомкнутым или замкнутым контуром, и требуется ли постоянный или регулируемый крутящий момент и/или мощность.

Разомкнутый контур

У гидростатического привода с разомкнутым контуром вход гидромотора соединён с выходом насоса, и выход гидромотора соединён с баком.

Вращение гидромотора останавливается или реверсируется с помощью гидрораспределителя. Частота вращения гидромотора зависит от подачи насоса и рабочего объёма гидромотора.

Замкнутый контур

У гидростатического привода с замкнутым контуром вход гидромотора соединён с выходом насоса, и

выход гидромотора соединён с входом насоса. В схеме замкнутого контура вращение гидромотора возможно в любом направлении с помощью регулируемого насоса, изменяющего частоту и направление вращения гидромотора. Любая утечка в системе восполняется подпиточным насосом. В системе используется небольшой резервуар, так как основное количество рабочей жидкости переносится и хранится в трубопроводах. Гидростатические приводы с замкнутым контуром компактны.

Гидростатическая трансмиссия

По общепринятой терминологии, всегда, когда регулируемый насос или регулируемый гидромотор используется в контуре «насос-гидромотор», система называется гидростатической трансмиссией.

В гидростатической трансмиссии с замкнутым контуром, Рис. 4-29, регулируемый насос с реверсом по потоку может изменять частоту вращения вала гидромотора, а также направление его вращения. В системах с замкнутым контуром такого вида для восполнения любой возникающей в системе утечки используется небольшой насос, называемый подпиточным.

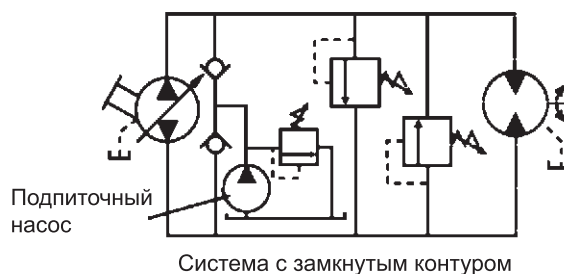


Рис. 4-29 Гидростатические трансмиссии обеспечивают различные диапазоны частоты вращения, не требуя переключаемых механических шестерённых передач.

Гидростатические приводы с замкнутым контуром являются компактными системами. Это обеспечивается небольшими размерами резервуара и тем, что для реверсирования вращения вала или регулирования частоты его вращения не требуются регуляторы расхода и гидрораспределители.

Объединённые и разделённые гидростатические трансмиссии

В системе механического привода колёсной машины силовая передача состоит из двигателя, трансмиссии, карданной передачи (передач), коробки передач и дифференциала (дифференциалов). На Рис. 4-30 показана система привода, в которой трансмиссия заменена комбинацией насоса и гидромотора с соосными валами. Эта система является объединённым гидростатическим приводом.

Последовательная гидростатическая трансмиссия

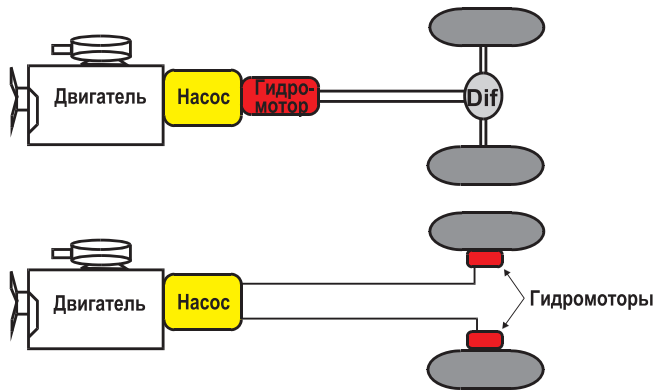


Рис. 4-30 В объединённых гидростатических трансмиссиях насос и гидромотор представляют собой единый агрегат. В разделённых гидростатических трансмиссиях используются отдельные насос (насосы) и гидромоторы.

Механическая силовая передача может быть полностью заменена разделённой гидростатической трансмиссией, в которой насос подсоединён к двигателю, а гидромоторы – к приводу колёс машины. При использовании одного насоса для привода одного и более гидромоторов считается, что система имеет сдвоенный привод.

Параллельная гидростатическая трансмиссия

На Рис. 4-31 показано параллельное соединение гидромоторов. Выход насоса подключён ко всем четырём гидромоторам, создавая одинаковое давление на всех гидромоторах одновременно. Поскольку все гидромоторы получают одинаковое давление, максимальное давление в любое время определяется ведущим колесом, имеющим наименьшее сопротивление качения. В параллельной системе также может возникать проблема, когда машина выполняет поворот, так как внешние колеса будут двигаться быстрее внутренних.

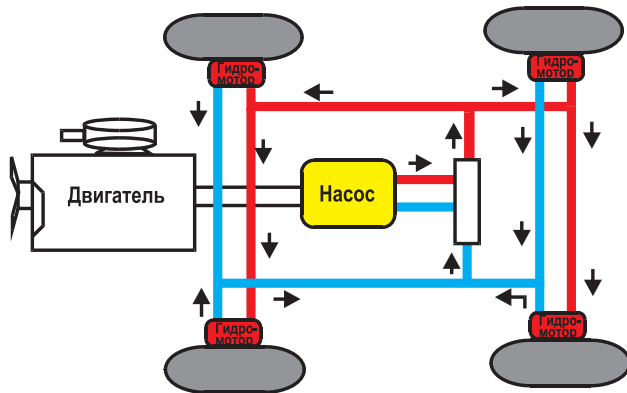


Рис. 4-31 Параллельный контур для гидростатической трансмиссии.

При подключении гидромоторов, как показано на Рис. 4-32, создается последовательная гидростатическая трансмиссия. В последовательном контуре выход насоса направляется к одному гидромотору, а выход этого гидромотора подключается к входу следующего гидромотора и т.д. Поскольку каждый гидромотор будет получать полный поток из насоса, могут достигаться более высокие скорости машины.

Если на одной машине использовать комбинацию параллельного и последовательного соединений, можно получить три диапазона скоростей, как при движении вперёд, так и назад.

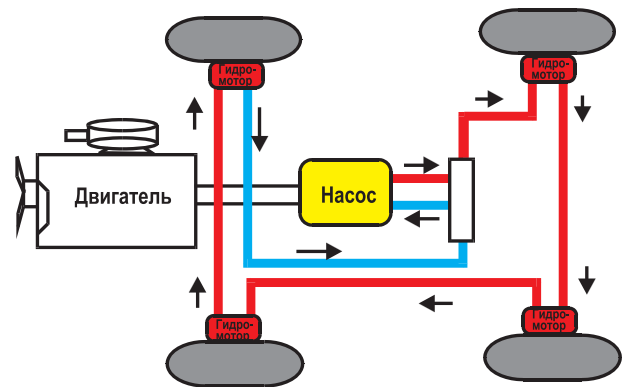


Рис. 4-32 Последовательный контур для гидростатической трансмиссии.

Конструирование гидростатической трансмиссии

На машине с резиновыми шинами необходимо заменить механический привод гидростатической трансмиссией с тремя скоростями при движении вперёд и назад с максимальной скоростью 30 км/ч (19 миль/ч). Мощность двигателя машины составляет около 75 кВт (100 л.с.). В качестве насоса выбран поршневой насос с объёмным регулированием и подачей, равной приблизительно 300 л/мин (80 гал/мин) при максимальном давлении 393 бар (5700 psi). Все четыре выбранных гидромотора имеют рабочий объём 156 см³ (9,51 куб.дюйм /об) и могут воспринимать всю подачу насоса при максимальном давлении. Для получения трёх диапазонов скоростей необходимо выбрать надлежащие регуляторы так, чтобы для нижнего диапазона скоростей гидромоторы соединялись в параллельном режиме, как показано на Рис. 4-33. Для получения среднего диапазона скоростей регуляторы должны быть переключены на соединение гидромоторов попарно в последовательном режиме. И для получения верхнего диапазона скоростей регуляторы будут переключаться так, чтобы перевести гидромоторы в последовательный режим или на привод с двумя ведущими колесами.

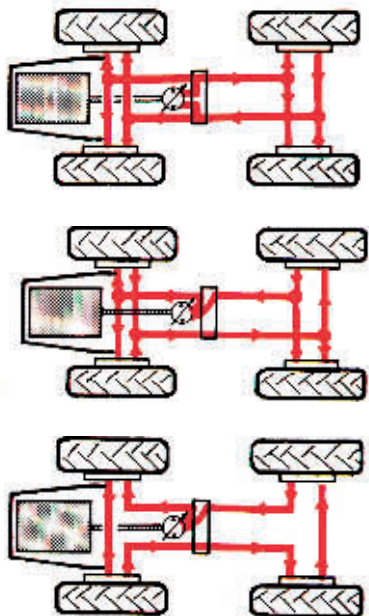


Рис. 4-33 Вверху: параллельный контур
В середине: спаренный последовательный контур
Внизу: последовательный контур
Перепечатано из *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с
разрешения *Canadian Woodlands Forum*

При необходимости движения в заднем направлении поток насоса реверсируется в системе, и регуляторы будут задавать такую же комбинацию рабочих режимов, поэтому в обратном направлении обеспечиваются те же диапазоны скоростей.

Другим способом получения трёх различных диапазонов скоростей может быть использование гидромоторов с объёмными регуляторами на всех четырёх колёсах. Переведя все четыре гидромотора на максимальный рабочий объём, можно получить нижний диапазон скоростей. Для среднего диапазона скоростей потребуется установить гидромоторы на 50% рабочего объёма, а для верхнего диапазона скоростей потребуются два гидромотора с 50% рабочего объёма и два отключенных гидромотора на свободном ходу.

Предотвращение пробуксовки колёс

В разделе о параллельных соединениях гидростатической трансмиссии было сказано, что колесо с наименьшим сопротивлением качения будет определять давление системы. Также является фактом, что колесо с наименьшим сопротивлением качения может потреблять весь поток насоса и вызывать замедление машины или полную остановку. Для предотвращения пробуксовки колеса во всех механических силовых передачах дифференциал (дифференциалы) могут оборудоваться «блокировкой». Такой блокировкой также может быть снабжен привод гидростатической трансмиссии с целью исключения или уменьшения пробуксовки колёс.

На Рис. 4-34 показана гидростатическая трансмиссия с регуляторами расхода, компенсированными по давлению.

Посредством соответствующего расположения регуляторов расхода можно направлять поток к отдельным

гидромоторам или к парам гидромоторов.

Если желательно исключить функцию «блокировки» в какой-то момент работы машины, то для обхода регуляторов расхода используются соответствующие гидрораспределители.

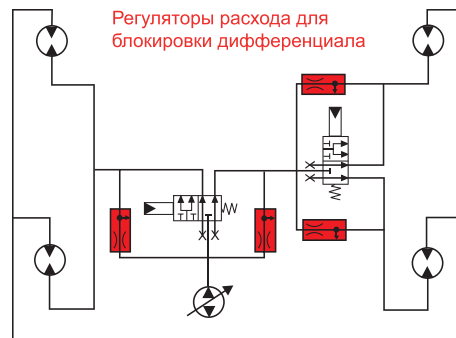


Рис. 4-34 Контур «блокировки» для предотвращения пробуксовки колёс
Перепечатано из *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с
разрешения *Canadian Woodlands Forum*

Торможение привода гидростатической трансмиссии

Остановить машину можно либо гидравлическим, либо механическим способом. Гидравлическое торможение можно выполнить, переведя насос в режим нулевой подачи и заставляя гидромотор (гидромоторы) фактически осуществлять привод насоса. При этом будет создаваться противодавление, проталкивающее рабочую жидкость через клапан (клапаны) ограничения давления (Рис. 4-35). Это давление создаст силу, равную и противоположную силе движения машины, и поэтому останавливающую машину.

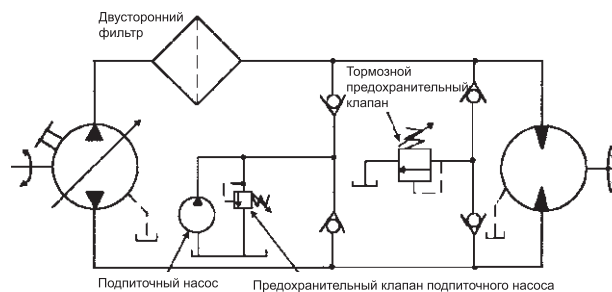


Рис. 4-35 Типичный тормозной контур гидростатической трансмиссии

ПРИМЕЧАНИЕ ПО БЕЗОПАСНОСТИ: Тем не менее, если давление теряется в системе вследствие утечки в шланге или фитинге, гидравлический метод торможения работать не будет. Следовательно, механический метод торможения будет более надёжным и безопасным.

В некоторых гидромоторах колёс тормоза встраиваются в гидромотор (Рис. 4-36), или тормоз комбинируется с гидромотором и ступицей колеса.

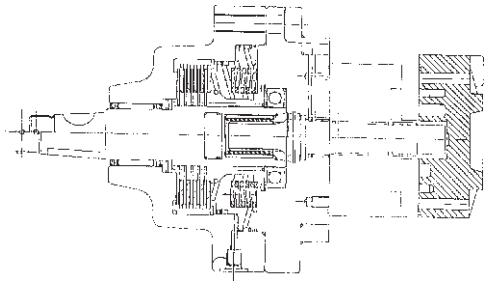


Рис. 4-36 Гидромотор, объединённый с тормозом

Гидростатическая трансмиссия с шунтированием

Гидростатическая трансмиссия с шунтированием является комбинацией стандартной гидростатической трансмиссии и механического привода, содержащего «шунтирующую муфту сцепления» и дифференциал.

На Рис. 4-37а-d показан поток энергии через трансмиссию с шунтированием. Стрелки в насосах и гидромоторах показывают их действительную работу (обозначения упрощены для большей наглядности). На Рис. 4-37а «шунтирующая муфта сцепления» разъединена. В такой конфигурации поток энергии полностью проходит через гидростатическую трансмиссию (наклонный диск насоса в положении полного хода) и заблокированный дифференциал, обеспечивающий выход энергии.

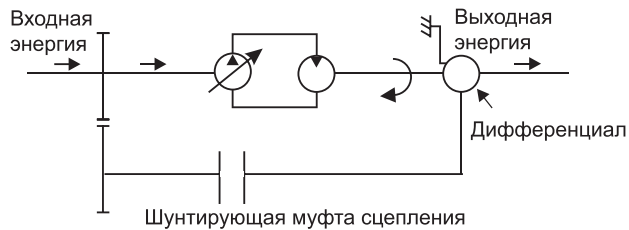


Рис. 4-37а Трансмиссия с шунтированием, полностью гидростатическая, шунтирующая муфта разъединена

На Рис. 4-37b показано, что происходит с потоком энергии, когда вместе с гидростатической трансмиссией задействована «шунтирующая муфта сцепления». Следует отметить, что в этой конфигурации происходит «регенерация» потока энергии. То есть, часть механической энергии, подаваемой в дифференциал, возвращается (регенерируется) в гидростатическую трансмиссию (наклонный диск насоса по-прежнему остается в положении полного хода). Дифференциал делит энергию между выходной энергией и энергией «регенерации».

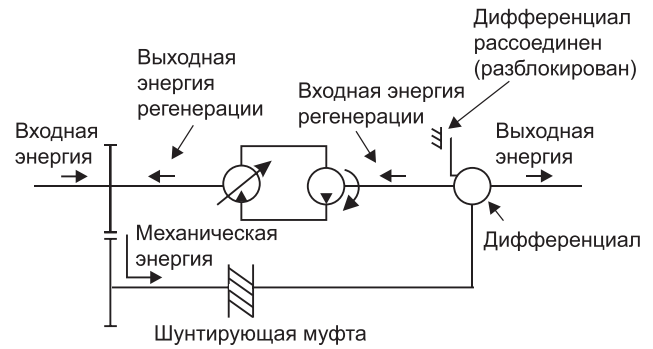


Рис. 4-37b Трансмиссия с шунтированием, регенерация, шунтирующая муфта сцепления соединена

Поток энергии при установке гидростатического насоса в режим нулевой подачи показан на Рис. 4-37с. Поток энергии проходит через механическое соединение — «шунтирующую муфту сцепления» и дифференциал. Только небольшая часть энергии потребляется насосом из входной энергии, и таким же образом немного энергии потребляется гидромотором из дифференциала (механическая энергия) (так как гидростатическая часть находится под давлением, обеспечивающим баланс крутящих моментов в дифференциале) и для компенсации потерь.

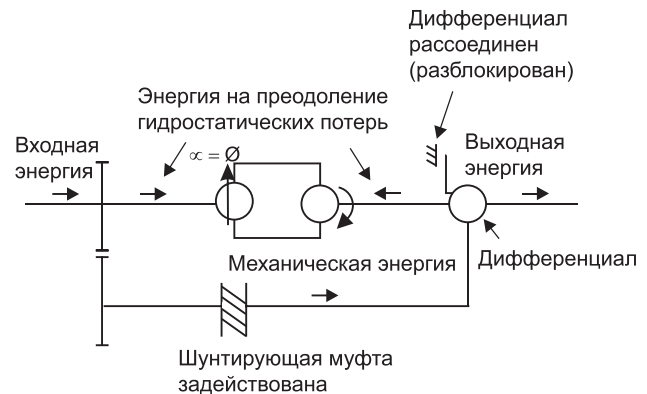


Рис. 4-37с Трансмиссия с шунтированием, застопоренный гидромотор, шунтирующая муфта сцепления соединена, насос в режиме нулевого рабочего объёма

При повороте наклонного диска насоса на максимальный угол в противоположном направлении (Рис. 4-37d) и соединенной «шунтирующей муфте сцепления», поток энергии опять проходит как через гидростатическую трансмиссию, так и через механическую ветвь. Дифференциал объединяет эти два источника энергии и выдаёт выходную энергию. Следует отметить, что в этом режиме вращение гидромотора гидростатической трансмиссии реверсируется.

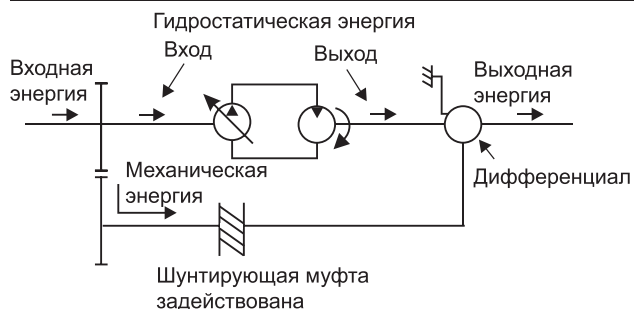


Рис. 4-37d Трансмиссия с шунтированием, полностью гидростатическая, шунтирующая муфта соединена

Колёсные гидромоторы

Конструкция колёсных гидромоторов обеспечивает лёгкий монтаж ступиц и колес на самоходных машинах (Рис. 4-38). Они обычно устанавливаются непосредственно на раму машины и становятся мостом и приводным двигателем машины.

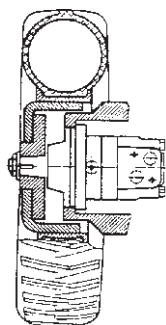


Рис. 4-38 Монтаж колёсного гидромотора

Колёсный гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием

На Рис. 4-39 показан гидромотор с наклонным блоком и объёмным регулированием. Гидромотор состоит из: сервопоршня (1), сервораспределителя с винтом настройки (2), крышки со встроенным регулятором рабочего объёма (3), плоского распределителя (4), поршней (5), цилиндрического блока (ротора) (6), синхронизирующего вала (7), подшипников (8), монтажного фланца (9) и выходного вала (10).

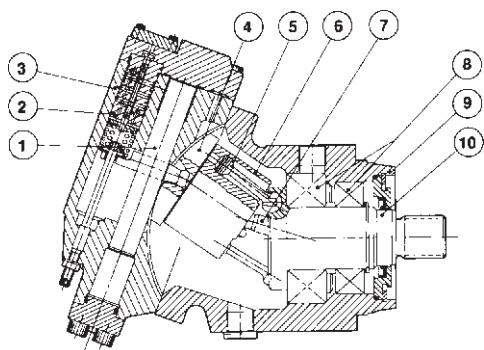


Рис. 4-39 Поршневой гидромотор с наклонным блоком

Регуляторы рабочего объёма

В некоторых гидромоторах с объёмным регулированием регуляторы рабочего объёма встраиваются в сам гидромотор. В следующих разделах обсуждаются некоторые регуляторы, которые могут использоваться в гидромоторе с наклонным блоком и объёмным регулированием.

Компенсатор давления

На Рис. 4-40 показана схема компенсатора давления. Этот регулятор автоматически настраивает рабочий объём гидромотора в соответствии с потребностью в выходном крутящем моменте.

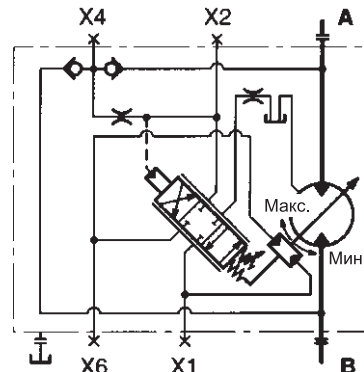


Рис. 4-40 Схема компенсатора давления
Внутреннее управление регулятором с сервораспределителем

Гидромотор в нормальном режиме устанавливается на его минимальный рабочий объём. При возникновении потребности в дополнительном крутящем моменте, т.е. когда машина начинает ехать по подъёму, рабочий объём увеличивается (обеспечивая больший крутящий момент) с одновременным пропорциональным снижением частоты вращения вала гидромотора.

Отверстия для измерения давления обозначены на схеме следующим образом: «X1» Давление сервопоршня (макс. раб. объём), «X2» Давление сервоуправления (после дросселя), «X4» Давление сервоуправления (до дросселя), «X6» Давление сервопоршня (мин. раб. объём). При работе гидромотора пружина сервораспределителя устанавливает его золотник в позицию с параллельными стрелками, в которой давление системы направляется в сервопоршень, устанавливающий наклонный блок в положение минимального рабочего объёма.

Порог давления, при котором начинает увеличиваться рабочий объём, настраивается с помощью винта настройки усилия пружины золотника сервораспределителя на значение 150-400 бар (2200-5800 psi). Фактическое давление можно измерить на отверстии для измерения давления «X4». Для перевода гидромотора на максимальный рабочий объём, дополнительное управляющее давление 15-50 бар (220-725 psi) должно появиться в отверстии «X2», чтобы передвинуть золотник сервораспределителя полностью в позицию с перекрещенными стрелками и установить сервопоршень в положение максимального рабочего объёма.

Компенсатор давления с блокировкой воздействия торможения

Модифицированный компенсатор давления показан на Рис. 4-41 – в него добавлена функция блокировки регулирования с электромагнитным управлением и функция блокировки воздействия торможения.

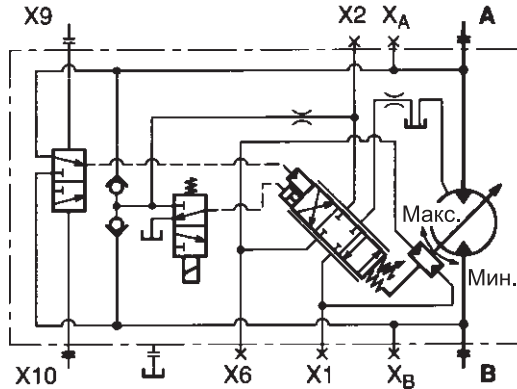


Рис. 4-41 Схема регулятора торможения

Устройство блокировки состоит из поршня, встроенного в торцовую крышку сервораспределителя, и внешнего гидрораспределителя с электромагнитом. Когда на электромагнит подано питание, давление системы подводится к поршню, который, в свою очередь, толкает золотник сервораспределителя. При этом гидромотор блокируется в положении максимального рабочего объема независимо от давления системы.

Устройство блокировки воздействия торможения также является частью регулятора и состоит из 2-позиционного 3-линейного золотника. Два отверстия «X9» и «X10» должны быть соединены с отверстиями «А» и «В», соответственно.

Функция блокировки воздействия торможения предотвращает влияние давления выходного отверстия гидромотора на компенсатор давления. Если, например, на отверстие «А» подаётся давление при езде «вперед», давление в отверстии «В» во время торможения не будет влиять на регулятор. Аналогично, при езде «назад» (отверстие «В» под давлением), любое тормозное давление в отверстии «А» также не будет оказывать влияние.

Электрогидравлическое пропорциональное регулирование

При необходимости плавного регулирования частоты вращения вала в машине регулирование гидромотора может осуществляться посредством пропорционального гидрораспределителя с электроуправлением, как показано на Рис. 4-42. Нормальный режим гидромотора – положение максимального рабочего объема. Когда ток электромагнита превысит пороговое значение, сервопоршень начинает перемещаться из положения максимального рабочего объема в положение минимального рабочего объема.

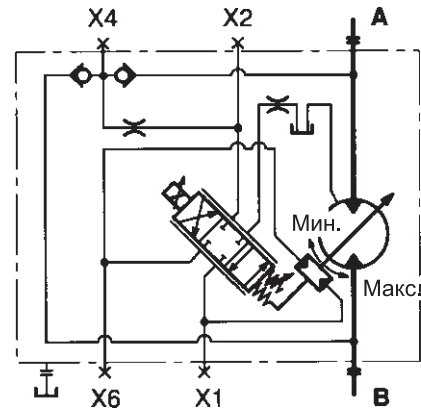


Рис. 4-42 Схема электрогидравлического регулятора с электроуправляемым пропорциональным гидрораспределителем

Нерегулируемые гидромоторы, используемые в гидростатической трансмиссии

При использовании нерегулируемого гидромотора в системе привода гидростатической трансмиссии машины для управления его работой могут использоваться различные встроенные регуляторы. На Рис. 4-43 показана схема промывочного клапана, используемого в нерегулируемом гидромоторе.

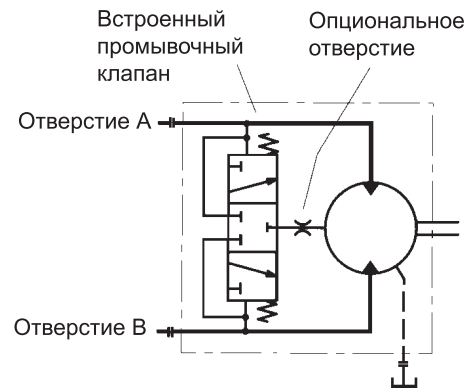


Рис. 4-43 Блок промывочного клапана для дополнительного охлаждения нерегулируемого гидромотора

Промывочный клапан обеспечивает вращающиеся компоненты дополнительным охлаждающим потоком, необходимым при работе на высоких уровнях скорости и мощности. Клапан также осуществляет удаление рабочей жидкости из основного контура и её замену охлажденной фильтрованной рабочей жидкостью из питающего насоса.

Тормозной клапан

При использовании нерегулируемого гидромотора в гидростатической трансмиссии машины гидромотор может работать быстрее, чем это позволяет имеющийся

поток насоса, например, на крутом спуске. Это вызывает кавитацию и потерю тормозной энергии.

Тормозной клапан, схема которого показана на Рис. 4-44, предотвращает кавитацию посредством дросселирования обратного потока из гидромотора, как только уровень давления во входном отверстии снизится до нижнего значения, например, до 35 бар (508 psi). В это же время, обеспечивается торможение гидромотора, когда поток насоса уменьшается или переключается.

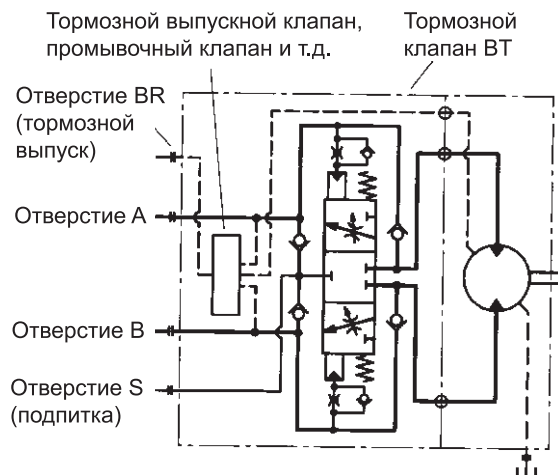


Рис. 4-44 Схема тормозного клапана

Гидромоторы привода поворотной платформы

Все гидромоторы, обсуждаемые до этого момента, могут использоваться для третьей категории – гидромоторов поворота платформы. Машина с гидромотором поворотной платформы, показанная на Рис. 4-45, может иметь тяжелый ковш. Гидромотор поворота будет вращать верхнюю половину машины над гусеницами на 360°.

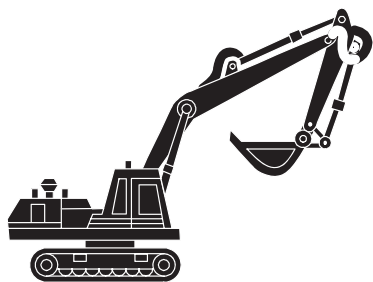


Рис. 4-45 Гидромоторы привода поворотной платформы управляют вращением больших экскаваторов.

Выбор гидромотора

Следующие уравнения используются для определения необходимой мощности, крутящего момента и расхода для большинства гидромоторов, используемых в оснастке. (Нижний индекс «m» указывает на метрическую систему).

$$w_{in} = Q_m \times \rho_m \times 0,166 \times 10^{-4}; \quad HP_{in} = \frac{Q\rho}{1714}$$

$$w_{out} = (N)(T)(0,1047); \quad HP_{out} = \frac{NT}{63025}$$

$$T_m = \frac{D_m \Delta p_m e_m (10^{-6})}{2\pi}; \quad T = \frac{D\Delta p e_m}{2\pi}$$

$$Q_m = \frac{D_m N}{10^3 e_v}; \quad Q = \frac{DN}{231 e_v}$$

где:

- w_m, HP = ватты (л.с.)
- Q_m, Q = расход, л/мин (гал/мин)
- ρ_m, ρ = давление, Па (psi)
- Δp = перепад давлений на гидромоторе
- T_m, T = крутящий момент, Нм (фунт-дюйм)
- D_m, D = рабочий объем гидромотора, см³(дюйм³/об)
- N = частота вращения вала, мин⁻¹
- e_m = механический КПД
- e_v = объемный КПД

Прим.: 1 psi = 6895 Па = 0,7 бар

Боковая нагрузка

Боковые нагрузки действуют на вал гидромотора вследствие:

- перемещения груза через шкив или редуктор
- удержания веса машины или другого груза валом
- или обеих причин.

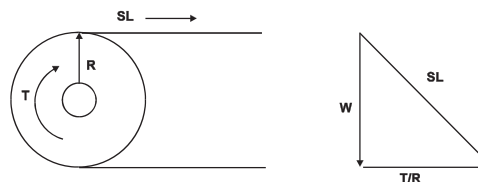


Рис. 4-46 Как рассчитать боковую нагрузку вала

В примере на Рис. 4-46, если груз требует крутящего момента T ньютон-метров (фунт-дюймов), и перемещается шкивом на валу гидромотора с радиусом R метров (дюймов), на вал гидромотора будет действовать боковая нагрузка T/R ньютон (фунтов). Если вал гидромотора соединен со звездочкой цепного привода, то R будет равен половине диаметра делительной окружности звездочки. Если, кроме того, вал гидромотора удерживает внешний груз весом W ньютон (фунтов), то общая боковая нагрузка на вал будет определяться уравнением:

$$\text{Боковая нагрузка (ньютоны/фунты)} = \sqrt{W^2 + (T/R)^2}$$

Определение размеров для движительных систем машин

Гидромоторы часто используются для привода машин повышенной проходимости, как непосредственно, так и через зубчатые редукторы. Энергия, необходимая для движения машины и называемая «тяговым усилием», обеспечивается гидромотором (гидромоторами). Это усилие обычно выражается в ньютонах (фунтах) и равно сумме сил:

$$TE = (RR+GR+F+DP) \times 1,1$$

где: RR - Сопротивление качению (ньютоны/фунты)
 GR - Сопротивление движению на подъёме (ньютоны/фунты)
 F - Сила ускорения (ньютоны/фунты)
 DP - Тяговое усилие на крюке (ньютоны/фунты)

Определение тягового усилия

Тяговое усилие (tractive effort, TE) – это общая линейная сила, прилагаемая машиной к поверхности земли. Иногда называемое «тяговым усилием на колесе», это усилие является крутящим моментом ведущей оси, поделенным на расстояние от оси до поверхности, по которой перемещается колесо.

Определение сопротивления качению

Сопротивление качению является силой, требуемой для перемещения машины с постоянной скоростью по горизонтальной поверхности. Она зависит от веса машины и типа поверхности. Например, рыхлый песок оказывает больше сопротивления движению, чем бетон. Сопротивление качению можно определить с помощью следующего уравнения:

$$RR = GVW \times R$$

где: RR - Сопротивление качению (ньютоны/фунты)
 GVW - Полный вес машины (ньютоны/фунты)
 R - Коэффициент сопротивления качению, зависящий от типа и состояния поверхности. Типичные значения «R» приведены на Рис. 4-47.

Определение сопротивления движению на подъёме

Сопротивление движению на подъёме (grade resistance, GR) – это дополнительная сила, необходимая для перемещения машины по наклонной поверхности. Уклон обычно выражается в градусах и представляет собой количество футов подъёма на 100 футов длины. Подъём с повышением на 10 футов на каждые 100 футов имеет уклон 10%. Способность машины преодолевать подъёмы определяется максимальным уклоном, на который машина может въехать. Сопротивление движению на подъёме вычисляется с помощью следующего уравнения:

Тип поверхности	Состояние поверхности	Значение R
Бетон	Отличное	0,010 фунта (0,005 кг)
Бетон	Хорошее	0,015 фунта (0,007 кг)
Бетон	Плохое	0,020 фунта (0,0091 кг)
Асфальт	Хорошее	0,012 фунта (0,0054 кг)
Асфальт	Удовлетвор.	0,017 фунта (0,008 кг)
Асфальт	Плохое	0,022 фунта (0,010 кг)
Щебень	Хорошее	0,015 фунта (0,007 кг)
Щебень	Удовлетвор.	0,022 фунта (0,010 кг)
Щебень	Плохое	0,037 фунта (0,017 кг)
Булыжник	Обычное	0,055 фунта (0,025 кг)
Булыжник	Плохое	0,085 фунта (0,039 кг)
Снег	2 дюйма (5,08 см)	0,025 фунта (0,011 кг)
Снег	4 дюйма (10,16 см)	0,037 фунта (0,017 кг)
Грунт	Гладкое	0,025 фунта (0,011 кг)
Грунт	С песком	0,037 фунта (0,017 кг)
Илистая почва		от 0,037 фунта (0,017 кг) до 0,150 фунта (0,07 кг)
Песок	Ровное/рыхлое	от 0,060 фунта (0,027 кг) до 0,150 фунта (0,07 кг)
Песок	Дюны	от 0,150 фунта (0,07 кг) до 0,300 фунта (0,14 кг)

Рис. 4-47 Типичные значения «R» для сопротивления качению

$$GR = 0,01 \times GVW \times G$$

где: GR - Сопротивление движению на подъёме (ньютоны/фунты)
 GVW - Полный вес машины (ньютоны/фунты)
 G - Уклон (%)

На Рис. 4-48 приведено приблизительное соотношение уклона в процентах и уклона в градусах.

Уклон (проценты)	Уклон (градусы)
1%	0° 35'
2%	1° 9'
5%	2° 51'
6%	3° 26'
8%	4° 35'
10%	5° 43'
12%	6° 54'
15%	8° 31'
20%	11° 19'
25%	14° 3'
32%	18°
60%	31°

Рис. 4-48 Таблица соотношения уклона в процентах и уклона в градусах.

Определение силы ускорения

Сила ускорения (force, F) – это сила в фунтах, необходимая для ускорения машины от начальной скорости V1 (фут/секунда) до скорости V2 за T секунд. Если ускорение происходит из состояния покоя, то V1 равно нулю. Уравнение для силы ускорения:

$$F_m = \frac{V \times GVW}{t \times 9.81}; \quad F = \frac{V \times GVW}{t \times 32.16}$$

где: V - изменение скорости (метр/сек – фут/сек)
(Конечная скорость – начальная скорость)
GVW - полный вес машины (ньютоны/фунты)
t - время изменения скорости (секунды)
F_m, F - Сила ускорения (ньютоны/фунты)

*Примечание: Для получения скорости в футах за секунду, когда известна скорость в миль/час, умножьте миль/час на 1,467.

Определение тягового усилия на крюке

Тяговое усилие на крюке — это сила, прилагаемая машиной к грузу в дополнение к силе, необходимой для самостоятельного движения. Фактическую силу для буксирования или толкания груза можно рассчитать на основании сопротивления качению, силы ускорения и сопротивления движению на подъёме буксируемого или толкаемого груза.

Определение крутящего момента гидромотора

После расчета тягового усилия можно оценить требуемый крутящий момент гидромотора:

$$T_m, T = \frac{TE \times r}{G \times N}$$

где: T_m, T - Крутящий момент гидромотора (Нм/фунт-дюйм)
TE - Тяговое усилие (ньютоны/фунты)
r - Радиус качения приводимых в движение шин (метры/дюймы)
G - Передаточное отношение зубчатой передачи между гидромоторами и приводимыми в движение колёсами (при её отсутствии используйте значение 1)
N - Количество приводных гидромоторов.

Определение момента пробуксовки

Момент пробуксовки – это крутящий момент на гидромоторе, который будет вызывать потерю сцепления колёс или гусениц с грунтом и занос. На него влияют вес машины и коэффициент трения между колёсами или гусеницами и поверхностью. Для определения момента пробуксовки используется уравнение:

$$ST_m, ST = \frac{VW \times u \times r}{G \times N}$$

где: ST_m, ST - момент пробуксовки гидромотора Нм (фунт-дюйм)

VW - максимальный вес на приводимом в движение колесе в ньютонах (фунтах), включая допустимую перегрузку от динамического смещения веса машины

u - коэффициент трения между шиной и грунтом. (Для стандартных шин и средней поверхности дороги используется значение 0,6)

r - радиус качения приводимых в движение шин (метры/дюймы)

N - Количество приводных гидромоторов

G - Передаточное отношение зубчатой передачи между гидромоторами и приводимыми в движение колёсами (при её отсутствии используйте значение 1)

Радиус качения

Радиус качения зависит от конкретного применения.

Такие факторы, как норма слоистости, расчётная нагрузка и давление накачивания, могут давать различные результаты.

Частота вращения гидромотора

По диаграмме на Рис. 4-49 можно оценить соотношение частоты вращения колеса и скорости машины для различных радиусов качения. Для частоты вращения, не охваченной диаграммой, можно использовать следующее уравнение:

$$S_m = \frac{9.55(V)(G)}{r}; \quad S = \frac{168 \times V \times G}{r}$$

где: S_m, S - требуемая частота вращения гидромотора (мин⁻¹)

V - необходимая скорость машины (м/сек – миль/час)

G - передаточное отношение зубчатой передачи между гидромоторами и приводимыми в движение колёсами (при её отсутствии используйте значение 1)

r - радиус качения приводимых в движение шин (метры/дюймы)

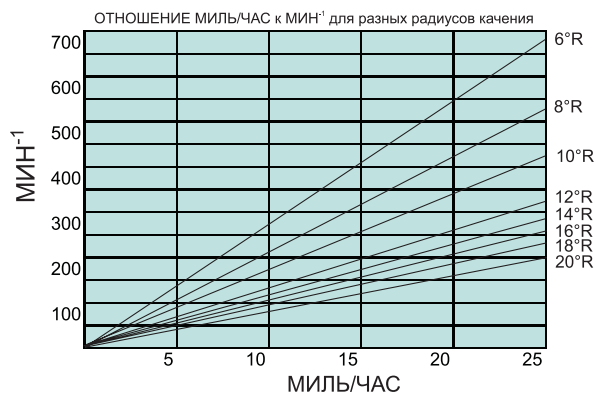


Рис. 4-49 Частота вращения гидромотора в мин⁻¹

Упражнения к главе 4

1. **Ситуация:** Мобильная машина приводится в движение гидромоторами. Для одного из рабочих режимов требуется высокий крутящий момент при низкой скорости.

Проблема: Спроектировать систему, отвечающую приведенным выше требованиям, с помощью перечисленных ниже компонентов – использовать соответствующие обозначения ANSI или ISO.

2 2-скоростные геролерные гидромоторы

1 селекторный гидрораспределитель

1 электромагнитный 2-позиционный, 3-линейный гидрораспределитель с пружиной смещения

2 золотниковые распределители

2. **Ситуация:** Гидромотор работает в обоих направлениях. Необходимое тормозное давление различно для каждого направления вращения. Предметом рассмотрения является подпитка входа гидромотора. Для регулирования гидромотора используется 4-линейный, 3-позиционный гидрораспределитель с закрытым центром.

Проблема: Спроектировать систему, отвечающую приведенным выше требованиям, с помощью перечисленных ниже компонентов – использовать соответствующие обозначения ANSI или ISO.

1 гидромотор, двустороннего действия

2 тормозные предохранительные клапаны

2 обратные клапаны

1 4-линейный, 3-позиционный гидрораспределитель с закрытым центром

3. Чем различаются объединённая и разделённая гидростатические трансмиссии?

4. Что требуется в системе гидростатической трансмиссии для предотвращения пробуксовки колёс?

5. Используя обозначения ANSI или ISO, составьте схему контура к приведенному выше вопросу 4.

6. Какое назначение имеет промывочный клапан?

7. Используя обозначения ANSI или ISO, нарисуйте промывочный клапан и гидромотор.

8. Для гидромотора с входным расходом 129 л/мин (34 гал/мин) при давлении 155 бар (2250 psi) назовите его входную мощность?

9. Какая частота вращения гидромотора требуется для следующего случая:

Скорость машины – 16,7 км/час (10 миль/час)

Передаточное отношение зубчатой передачи - 3:1

Радиус колеса - 19 см (7,5 дюйма)

10. Какой крутящий момент гидромотора требуется для следующего случая?

Тяговое усилие – 17 500 фунтов

Количество гидромоторов – 2

Глава 5

Гидроцилиндры

Прежде чем можно будет выполнить какую-либо полезную работу, гидравлическую рабочую энергию необходимо преобразовать в механическую. Гидроцилиндры превращают гидравлическую энергию в прямолинейное механическое движение (Рис. 5-1).

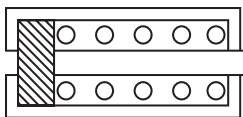


Рис. 5-1 Гидроцилиндры и условное обозначение гидроцилиндра

Типы гидроцилиндров

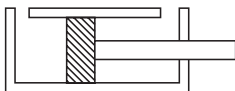
Производятся самые различные типы гидроцилиндров (Рис. 5-2). Наиболее распространённые типы гидроцилиндров имеют следующие особенности:

- **Одностороннего действия** - Плунжерные, с беспоршневым штоком или подпружиненные цилиндры; с подачей давления только с одной стороны и со штоком, выдвигающимся с одной стороны.

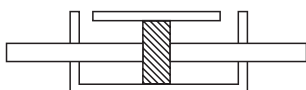


Односторонний, возврат с помощью пружины

- **Двустороннего действия** - Двух- или одноштоковый цилиндр, в котором рабочая жидкость может действовать с любой стороны поршня.

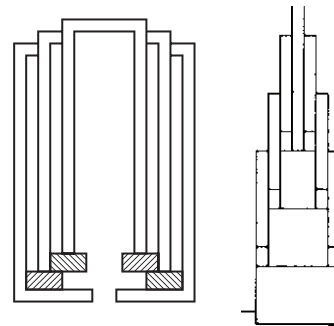


Двусторонний, одноштоковый



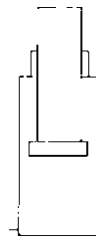
Двусторонний, двухштоковый

- **Телескопический цилиндр** – Одностороннего или двустороннего действия, со вставленными друг в друга трубчатыми сегментами штока, обеспечивающими длинный рабочий ход с короткой длиной во втянутом состоянии.

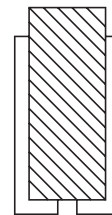


Телескопические

- **Специальные типы** – Предназначены для систем заказного исполнения.



Плунжерный



С беспоршневым штоком

Рис. 5-2 Варианты исполнения цилиндров

В гидроцилиндре поток рабочей жидкости под давлением преобразуется в механическое усилие и движение штока.

В следующих разделах мы покажем, как скорость штока зависит от расхода, как давление влияет на механическое усилие, и как площади поршня и штока взаимно влияют на скорость и механическое усилие.

Гидроцилиндр одностороннего действия

Гидроцилиндр одностороннего действия работает только в одном направлении, как правило, в направлении выдвижения (обычно обозначаемом знаком «+»). В обратном направлении он перемещается внешним усилием, например, под действием веса или пружины.

Этот гидроцилиндр конструктивно может быть подобен цилиндру двустороннего действия, если с одной стороны имеется дренажное отверстие или слив в бак. Если сторону с низким давлением не соединить с баком, возникнет опасность проникновения в цилиндр загрязнений. Это может привести к повреждению гильзы и уплотнений.

Цилиндр одностороннего действия может также быть «плунжерным» или «с беспоршневым штоком». В таком цилиндре эффективная площадь поршня состоит из площади штока, плунжера или беспоршневого штока. Для гидроцилиндра с плунжером или беспоршневым штоком требуется очень длинное направляющее кольцо штока, внешняя направляющая или опора для противодействия поперечным нагрузкам.

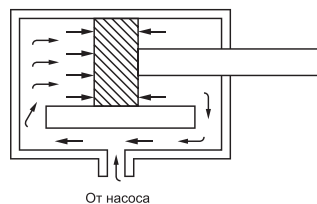


Рис. 5-5 Так называемый гидроцилиндр 2:1

Телескопические гидроцилиндры

Телескопические гидроцилиндры (Рис. 5-6) используются в условиях ограниченного пространства там, где требуется длинный рабочий ход. Эти гидроцилиндры преимущественно имеют одностороннее действие, но в некоторых системах применяются телескопические гидроцилиндры двустороннего действия.

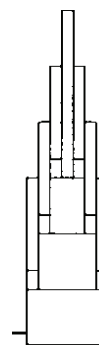


Рис. 5-6 Телескопический гидроцилиндр

Одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия

Гидроцилиндр двустороннего действия (Рис. 5-3) – это самый распространенный гидроцилиндр, применяемый в гидрооборудовании промышленного назначения и мобильных машинах. Гидроцилиндр двустороннего действия работает в обоих направлениях.



Рис. 5-3 Гидроцилиндр двустороннего действия (с вырезом)

Одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия имеет разные скорости и усилия в направлениях выдвижения (+) и возврата/втягивания (-). Это происходит вследствие наличия штока, уменьшающего эффективную площадь поршня (рабочий объем) в направлении возврата/втягивания (Рис. 5-4).

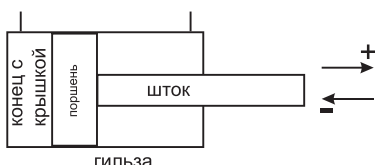


Рис. 5-4 Компоненты гидроцилиндра

Одинаковые скорости и усилия в обоих направлениях могут быть получены при выборе гидроцилиндра с двойным штоком или гидроцилиндра 2:1, управляемого регенеративным контуром (Рис. 5-5). Такой контур будет рассмотрен далее в этой главе.

Отличительной особенностью типичного телескопического гидроцилиндра является зависимость усилия и скорости от того, какая секция или «ступень» в данный момент движется. Это обусловлено конструкцией цилиндра, в которой одна секция движется внутри следующей секции большего диаметра. Телескопический гидроцилиндр создает относительно большое усилие при низкой скорости в начале выдвижения и малое усилие при высокой скорости в конце рабочего хода. Гидроцилиндр этого типа часто применяется в опрокидывающих механизмах и самосвалах.

Если требуется постоянная скорость в течение всего хода гидроцилиндра, необходимо использовать синхронизированный телескопический гидроцилиндр. В таком гидроцилиндре секции двигаются одновременно, и штоковая камера секции действует как насос для следующей меньшей секции.

Специальные типы

Многие производители гидроцилиндров разрабатывают и выпускают заказные гидроцилиндры по специальным требованиям.

Примером может служить гидроцилиндр, объединенный с самой машиной. Такой гидроцилиндр может иметь специальные крепления, соединения отверстий и встроенные клапаны (Рис. 5-7).

Конструкция



Рис. 5-7 Гидроцилиндр специального типа

Конструкции гидроцилиндров

Мобильные и промышленные гидросистемы предъявляют различные требования к гидроцилиндрам, поэтому сформировались два подхода к конструированию. Гидроцилиндры для мобильных машин работают со значительно более широкими требованиями по нагрузке, а гидроцилиндры в промышленном оборудовании имеют известный рабочий цикл с заданной нагрузкой.

Каждый из этих подходов оптимизирован для своей области применения. Тем не менее, чёткой границы между ними нет. Любая конструкция гидроцилиндра может использоваться в широком спектре областей применения, как для мобильного, так и для промышленного оборудования. Выбор гидроцилиндра зависит от области применения и рабочих условий, но на него могут влиять условия контракта и цена.

Гидроцилиндры для мобильных машин

Кроме цены, в мобильном гидрооборудовании крайне важны требования к компактности, малому весу и гибкости монтажа (Рис. 5-8).



Рис. 5-8 Типичные гидроцилиндры для мобильных машин

Это часто приводит к сварной конструкции, в которой компонент присоединения/монтажа (такой, как «проушина») приваривается к гильзе или штоку гидроцилиндра. Обычно крышка штоковой камеры крепится к гильзе резьбой, фиксирующим кольцом или болтовым соединением.

Гидроцилиндр мобильной машины может также поставляться со встроенным демпфером или амортизатором, расположенным с одной или двух сторон гидроцилиндра.

Конструкция гидроцилиндра обуславливается выполняемой им работой, т.е. определенным перемещением до заданной нагрузки. Это означает, что гидроцилиндры являются первыми компонентами, выбираемыми в гидросистеме. По возможности, все цилиндры в контуре должны работать приблизительно на одинаковом уровне давления. Необходимые для гидроцилиндров давление и расход затем ложатся в основу определения размеров насоса, клапанов, фитингов, трубопроводов и шлангов.

Компоненты гидроцилиндра

Гидроцилиндр для мобильной машины (Рис. 5-9) состоит из гильзы с торцовыми крышками (вместе с отверстиями) и поршня с прикрепленным к нему штоком. Задняя торцовая крышка, обращенная к поршню, обычно приваривается к гильзе. Передняя торцовая крышка со стороны штока прикрепляется с помощью резьбы, закладных полуколец или стяжек. При перемещении штока назад и вперед, он направляется, и часто поддерживается, съёмной втулкой, называемой сальником штока или подшипником штока.

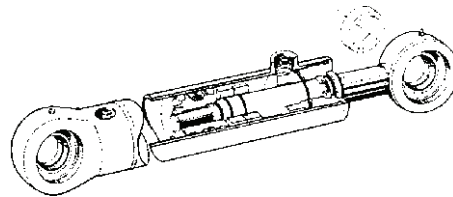


Рис. 5-9 Гидроцилиндр для мобильной машины

Типы монтажа

Усилие, которое способен развивать гидроцилиндр, передается на мобильную машину. Способ, которым это делается, влияет на функционирование, а также на срок службы гидроцилиндра. Неправильный тип монтажа может вызвать недопустимые поперечные усилия или повышение опасности изгиба.

Способ монтажа гидроцилиндра также определяет усилия, оказываемые на гильзу и её крепления.

Сварной гидроцилиндр чаще всего монтируется следующими способами (Рис. 5-10):

- проушина с шаровым шарниром или подшипником скольжения (на обоих концах) (а)

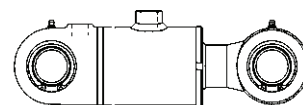


Рис. 5-10а

- фланцевая задняя торцовая крышка (b)



Рис. 5-10b

- вилкообразная скоба (с)

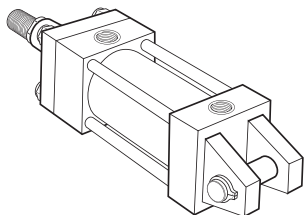


Рис. 5-10c

- резьбовой конец штока (с)
- монтаж с цапфой (d)

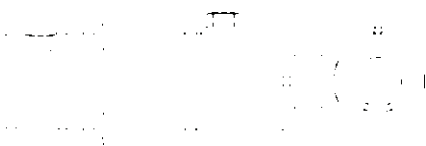


Рис. 5-10d

Рис. 5-10 Сварные гидроцилиндры, обычно используемые в мобильных машинах

В большинстве случаев рекомендуется монтаж по центральной линии для минимизации утечки от изгиба компонентов гидроцилиндра.

Виды механического движения

Гидроцилиндры преобразуют гидравлическую энергию в прямолинейное (линейное) механическое движение. Есть несколько способов крепления гидроцилиндра к машине:

- монтаж встык
- с движением в одной плоскости
- с движением в двух плоскостях

Монтаж встык

Предварительным условием использования монтажа встык является очень прочная, жёсткая машина. Обычно этот тип крепления используется для коротких линейных перемещений. Для штока необходимо предусмотреть достаточно прочные, но не слишком жёсткие направляющие, обеспечивающие разумные требования к регулировке/установке.

Есть два типа монтажа встык, каждый из которых характеризуется разной передачей усилия:

- заднее или переднее фланцевое крепление передаёт усилие гидроцилиндра по центральной линии (Рис. 5-11).

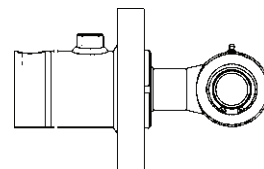


Рис. 5-11 Гидроцилиндры с фланцевым монтажом

- боковые лапы передают усилие со смещением от центральной линии (Рис. 5-12).

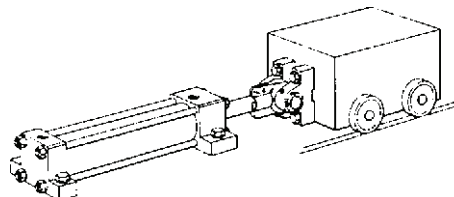


Рис. 5-12 Гидроцилиндр с боковыми лапами

Предпочтительным является фланцевое крепление. Для минимизации внутренних усилий гидроцилиндр следует крепить за заднюю торцовую крышку, если гидроцилиндр толкающего типа, и за переднюю торцовую крышку, если он тянущего типа. Тем не менее, если для толкания используется длинный гидроцилиндр, то более полезным может быть его крепление за переднюю крышку для снижения опасности изгиба.

Гидроцилиндры с длинным рабочим ходом следует снабжать опорой на свободном конце. Конструкция этой опоры должна обеспечивать продольное перемещение гидроцилиндра для компенсации изменения длины при изменении давления и температуры.

Боковые лапы, передающие усилие гидроцилиндра со смещением от центральной линии, часто оказывают интенсивные нагрузки на элементы крепления к машине. Во всем остальном, к этому методу крепления применяются предыдущие правила в отношении толкающего и тянущего гидроцилиндра и изменения длины. Для этого боковые лапы крепятся только к одной из торцовых крышек гидроцилиндра.

Движение в одной плоскости

Если нагрузка движется по дуге, то требуется монтаж, обеспечивающий соответствующее движение креплений гидроцилиндра. Для этого необходим монтаж с осью проушины или цапфой для поглощения относительного движения креплений гидроцилиндра и машины. Ось может либо монтироваться в проушину торцевой крышки, либо представлять собой промежуточную фиксированную цапфу, вставленную в подшипники скольжения (Рис. 5-13).

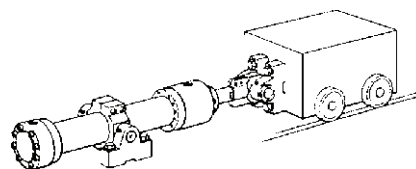


Рис. 5-13 Гидроцилиндр с монтажом на цапфе

Для уменьшения изгибающего напряжения в крышках и подшипниках оси проушины при монтаже этого типа необходима точная регулировка кронштейна подшипника и креплений в стыковой плоскости. Некоторые типы втулок в задней торцовой крышке и в области штока могут компенсировать наклон величиной только около 1° (Рис. 5-14).

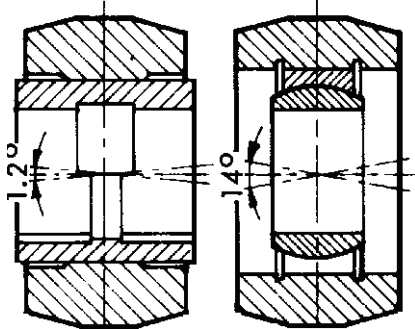


Рис. 5-14 Проушина и втулка для крепления с шаровым шарниром

Движение в двух плоскостях

Для мобильного оборудования может потребоваться, чтобы способ крепления гидроцилиндра обеспечивал движение в двух плоскостях. Наиболее распространенным способом является использование проушин с шаровым подшипником на конце с крышкой и на штоке (Рис. 5-14). Этот тип крепления требует минимальной регулировки и позволяет прикладывать к гидроцилиндру внешнее усилие в пределах до 15°.

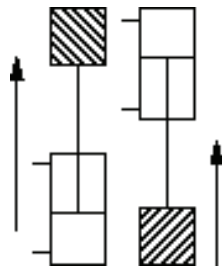


Рис. 5-15 Типы нагрузок гидроцилиндра

Для всех типов подвижных креплений важно, чтобы подшипники и втулки содержались и смазывались в соответствии с инструкцией. В ином случае, чрезмерное трение в шаровых шарнирах или втулках может создать изгибающий момент в штоке гидроцилиндра, добавляемый к другим механическим напряжениям.

Типы нагрузок гидроцилиндров

Гидроцилиндры могут использоваться в неограниченном диапазоне областей применения для перемещения нагрузок самых различных типов. Нагрузка, которую гидроцилиндр толкает, называется «толкающей нагрузкой», а которую он тянет – «тянущей». Они также называются усилием толкания (усилием сжатия) и усилием растяжения, соответственно (Рис. 5-15).

Силы и давления, действующие на гидроцилиндр

С точки зрения эффективности, при одновременной работе нескольких гидроцилиндров все они должны работать при одном и том же давлении. Но в то же время часто необходимо, чтобы гидроцилиндры были стандартизованы, и это, в свою очередь, ведет к компромиссам.

Часто гидроцилиндр требуется для подъема или перемещения определённой нагрузки. Необходимое для этого усилие зависит от следующих факторов:

- масса
- сила тяжести
- передаточное отношение между гидроцилиндром и приводимым механизмом
- силы трения
- силы ускорения
- инерция.

Одна и та же работа может быть выполнена посредством выбора различных рабочих давлений и различных типоразмеров гидроцилиндров. Чем выше давление, тем меньше типоразмер гидроцилиндра, а также насоса, трубопроводов и т.д.

Тем не менее, при одинаковом произведении давления на площадь гидроцилиндра монтажные крепления гидроцилиндра и шток всегда передают одинаковое усилие. Поэтому выбранный уровень давления не влияет на монтажные крепления и шток. Это означает, что для постоянной нагрузки, если выбрано высокое рабочее давление и меньший гидроцилиндр (с меньшей потребностью в расходе), гидроцилиндру будет необходим тот же диаметр штока, как и при выбранных низком давлении и большем диаметре (Рис. 5-16).

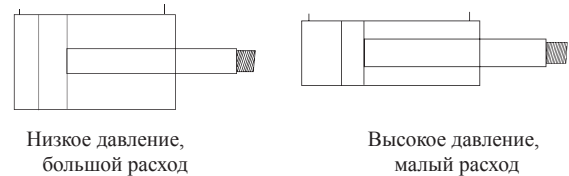


Рис. 5-16 Соотношение расхода и давления для гидроцилиндра

Это, в свою очередь, означает, что при высоких давлениях будет наблюдаться более значительная разница между усилиями в направлении выдвигения и в направлении втягивания, чем при низких давлениях (Рис. 5-17).

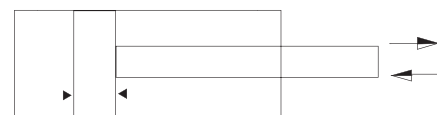


Рис. 5-17 Разность сил в гидроцилиндре

Предположим, гидроцилиндр работает в обоих направлениях. При определении типоразмеров штока необходимо изучить статические и динамические силы.

На требуемое рабочее давление для определенного усилия воздействует возможное противодействие с другой стороны поршня (Рис. 5-18). Это противодействие зависит от сопротивления потоку внутри системы, например, в соединениях, трубопроводах, гидроаппаратах, фильтрах, шлангах и последовательно соединенных гидроцилиндрах или в регенеративной функции.

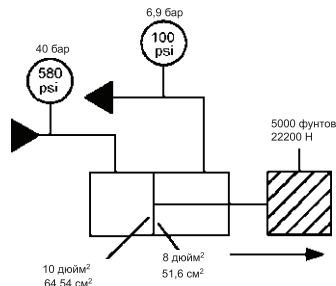


Рис. 5-18 Противодействие цилиндра

Статические силы рассчитываются относительно легко, за исключением сил трения. В этом случае, необходимо использовать предыдущий опыт.

Значительно труднее оценить динамические силы, прилагаемые к гидроцилиндру. Анализ этих сил начинается с рассмотрения рабочего цикла. Простой рабочий цикл можно разделить на три фазы или области.

1. ускорение
2. постоянная скорость, соответствующая поступающему в цилиндр объёму рабочей жидкости
3. замедление

Давление насоса в фазах/областях 1-2-3

Фаза/область 1: Главный предохранительный клапан ограничивает максимальное давление и усилие гидроцилиндра (Рис. 5-19)

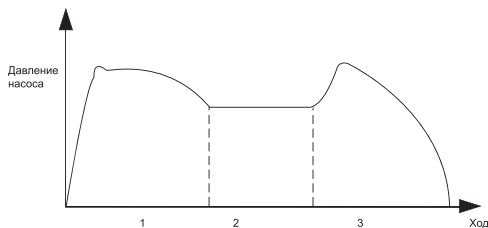


Рис. 5-19 Области давления

Фаза/область 2: Текущая нагрузка, как правило, определяет уровни сил и давлений, но давление системы по-прежнему ограничено главным предохранительным клапаном.

Фаза/область 3: усилие замедления может ограничиваться с помощью клапанов регулирования давления в отверстиях гидроцилиндра.

Однако эти клапаны будут помогать только в случае, если гидроцилиндр не доведен до конца своего хода. В противном случае будет значительно труднее оценить силы замедления.

Как будет видно в следующем разделе, для соответствующего определения размеров необходимо собрать большой объём информации о гидроцилиндрах и остальной части системы. Подробное обсуждение этой темы выходит за рамки данного пособия. Тем не менее, следует привести несколько факторов.

Гидроцилиндры без амортизаторов

Предположим, что рабочий гидроцилиндр перемещает нагрузку/массу (m), подсоединенную к штоку. Если шток доводится до конца своего хода, то нагрузка/масса будет замедляться силой (F), приложенной непосредственно к торцевой крышке гидроцилиндра.

Эта сила будет вызывать удлинение гильзы и штока в зависимости от способности упругого удлинения штока гидроцилиндра (Рис. 5-20). Длинный гидроцилиндр будет больше удлиняться определенной нагрузкой, чем короткий гидроцилиндр, т.е. упругое растяжение будет больше, и сила замедления (останова) будет меньше при той же кинетической энергии у длинного гидроцилиндра по сравнению с коротким.

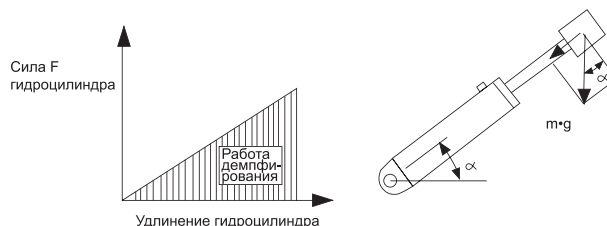


Рис. 5-20 Удлинение гидроцилиндра

При наличии гравитационной составляющей к замедляющей (останавливающей) силе добавляются статические силы. Кроме того, на гильзу действует дополнительная сила нагрузки. Это вызвано давлением в гидроцилиндре, которое может достигать уровня максимального давления в конце хода.

Несмотря на некоторую упругость (растяжение) конструкции машины, доведения гидроцилиндра до полного хода следует избегать, если не были приняты специальные меры по замедлению или останову его перемещения. Именно для этого предназначены демпферы, амортизирующие устройства или внешние амортизаторы.

Гидроудар

Когда гидравлическая рабочая энергия, перемещающая поршень гидроцилиндра, встречается с «глухим концом» (например, в конце хода гидроцилиндра), инерция движущейся рабочей жидкости превращается в пик давления, называемый «гидроударом». Если происходит останов значительного количества рабочей энергии, удар может повредить гидроцилиндр.

Амортизаторы

Гидроцилиндр может быть оборудован амортизатором для защиты от чрезмерного ударного давления (Рис. 5-21). Амортизатор замедляет движение поршня гидроцилиндра перед самым концом рабочего хода. При необходимости амортизаторы могут устанавливаться с обоих концов гидроцилиндра.

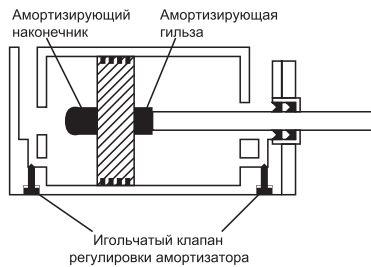


Рис. 5-21 Амортизаторы гидроцилиндра

Как работает амортизатор

По мере приближения поршня гидроцилиндра к концу своего хода, конус (наконечник или гильза) постепенно закрывает нормальный выпуск рабочей жидкости и заставляет её проходить через игольчатый дроссель (Рис. 5-22). В этот момент, некоторый поток на противоположной стороне гидроцилиндра проходит через предохранительный клапан при давлении, равном его уставке.

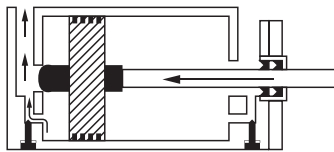


Рис. 5-22 Как работает амортизатор

Оставшаяся между торцевой крышкой и поршнем рабочая жидкость пропускается через игольчатый дроссель, и запертый объём замедляет поршень. Регулировка игольчатого дросселя определяет скорость замедления.

В обратном направлении поток обходит игольчатый дроссель через обратный клапан внутри гидроцилиндра (Рис. 5-24).

Гидроцилиндры с амортизаторами

Замедление и останов движения гидроцилиндра в конце хода может также обеспечиваться с помощью клапанов. Эти клапаны могут быть в системе и вне гидроцилиндра. Они могут использоваться в комбинации с датчиком положения или с внешним механическим стопором или внешним амортизатором.

Однако часто гидроцилиндр снабжается так называемым демпфером/амортизатором или тормозом в конце хода, замедляющим нагрузку на самом последнем участке хода.

В принципе, этот процесс замедления аналогичен работе описанного выше амортизатора и обеспечивается созданием небольшой замкнутой камеры. Из этой камеры масло пропускается через ограниченное отверстие способом, замедляющим скорость поршня почти до нуля.

В процессе действительного демпфирования/амортизации давление в гидроцилиндре ограничивается на определенном максимальном уровне. Это достигается соответствующей конструкцией и подбором размеров гидроцилиндра. В этой области следует получить консультацию у изготовителей гидроцилиндров.

Идеальное демпфирование/амортизация должно обеспечивать поддержание давления на тормозной или амортизирующей стороне на уровне, не превышающем максимального значения p_{max} , в течение всего процесса демпфирования/амортизации (Рис. 5-23).

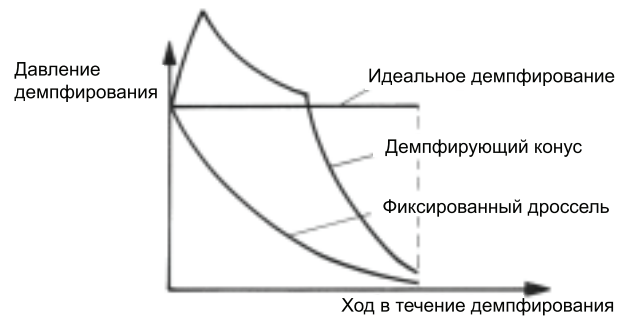


Рис. 5-23 Давление демпфирования в гидроцилиндре

Некоторые конструкции амортизаторов создают проблемы при их производстве, такие как эксцентриситет, жёсткие допуски и т.д. Другие аспекты некоторых конструкций касаются узкого щелевого зазора между конусом и отверстием, приводящего к ламинарному потоку (Рис. 5-24), на который влияют размер зазора и вязкость рабочей жидкости, поэтому процесс демпфирования/амортизации становится очень чувствительным к температуре.

Далее в пособии будет показано, что вязкость большинства гидравлических жидкостей значительно зависит от температуры. При низких температурах давление амортизации может возрастать до опасно высокого уровня. При высоких температурах рабочей жидкости вязкость может быть настолько низкой, что поршень будет ударять по торцевой крышке почти с полной силой.

Для уменьшения проблем с зазором и температурой гидроцилиндр часто снабжается устройством дросселирования (игольчатый дросселем), расположенным между камерой демпфирования/амортизации и отверстием гидроцилиндра (Рис. 5-24). Это устройство обычно является регулируемым и по-прежнему может допускать соударение поршня с торцевой крышкой. Это всегда приводит к «нижнему ходу», т.е. поршень ударяет по торцевой крышке.

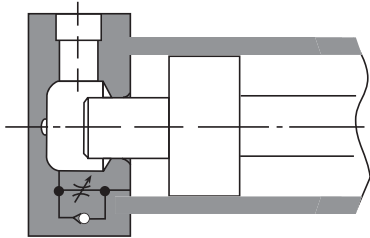


Рис. 5-24 Проблемы производства

Пример более эффективного демпфирования/амортизации приведен на Рис. 5-25. Амортизирующий штифт/наконечник входит в демпфирующее кольцо и имеет ряд осевых канавок конического сечения, через которые рабочая жидкость может вытекать из камеры демпфирования/амортизации.

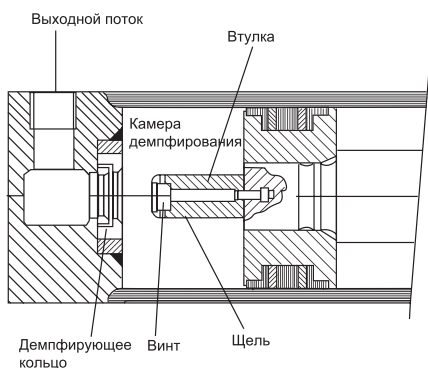
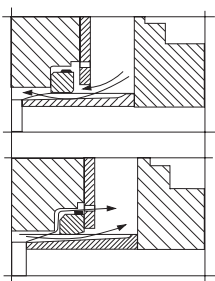


Рис. 5-25 Устройство демпфирования/амортизации в гидроцилиндре

Создавая канавки различной длины, можно получить рабочие характеристики демпфирования для конкретного гидроцилиндра. Если тщательно подобрать диапазон рабочих характеристик для определённой нагрузки, можно получить почти постоянное давление демпфирования.

Короткий путь прохождения потока через демпфирующее кольцо вызывает турбулентность потока в осевых с канавках. Поскольку турбулентный поток не зависит от вязкости, функция демпфирования/амортизации не будет зависеть от колебаний температуры.

На давление демпфирования/амортизации в начале процесса влияют только скорость поршня и конструкция устройства демпфирования/амортизации. Тем не менее, этот процесс в высокой степени зависит от массы нагрузки, а также от рабочего давления.

Поперечные силы

Способность гидроцилиндра противостоять силам, действующим перпендикулярно направлению перемещения и называемым «поперечными или боковыми силами», ограничена. Примерами поперечных сил являются внешние нагрузки, действующие на шток и/или силы, создаваемые весом гидроцилиндра. Вес гидроцилиндра может быть важным аспектом, особенно, если гидроцилиндр длинный и смонтирован горизонтально.

Величина этих поперечных сил влияет на срок службы гидроцилиндра и может оказывать значительное давление на опорные кольца поршня и на сальник торцевой крышки.

Для ограничения этих сил в длинноходовых гидроцилиндрах может потребоваться установка проставочного кольца/упорной трубки. Вследствие этого уменьшится ход гидроцилиндра, однако одновременно снижается нагрузка на втулку сальника штока (Рис. 5-26).

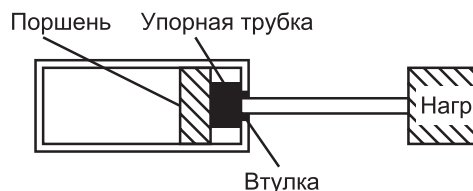


Рис. 5-26 Проставочное кольцо/упорная трубка гидроцилиндра

Тем не менее, большинство гидроцилиндров для мобильных машин не оборудовано проставками (упорными трубками). Чтобы определить, когда требуется проставка (упорная трубка) или какой длины она должна быть, проконсультируйтесь у изготовителя гидроцилиндра.

Изгиб штока гидроцилиндра

Несмотря на то, что гидроцилиндр рассчитан на определенное давление, т.е. на создание некоторого усилия, его можно использовать не во всех случаях. Ограничения может накладывать изгиб штока.

На изгиб штока влияют следующие факторы:

- осевое усилие (нагрузка)
- длина гидроцилиндра (ход)
- поперечные силы (боковые силы)
- тип монтажа (свобода движения)
- проставка/упорная трубка (влияет на начальный прогиб)
- материал штока (оказывает незначительное влияние)
- трение в сочленении.

У гидроцилиндра, показанного на Рис. 5-27, наблюдается некоторый начальный прогиб вследствие зазоров между поршнем и гильзой, между штоком и передней торцевой крышкой (втулкой сальника штока), а также вследствие эксцентриситета и т.д.

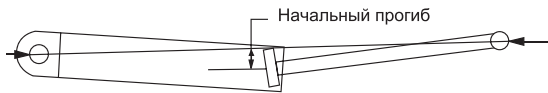


Рис. 5-27 Начальный прогиб

Начальный прогиб

Начальный прогиб создает плечо пары сил (рычаг), нагружающих гидроцилиндр. Начальный прогиб можно уменьшить, если гидроцилиндр не перемещать на полный ход, или если поместить проставочное кольцо (упорную трубку) между поршнем и передней торцевой крышкой.

Если гидроцилиндр находится под давлением, действующие на него силы увеличивают начальный прогиб. В результате этого плечо пары осевых сил (рычаг) увеличивается при увеличении осевой нагрузки. Этому прогибу противодействует сила, создаваемая давлением системы, действующим на поршень и на поверхности гильзы гидроцилиндра, а также механическое сопротивление штока и передней торцевой крышки (Рис. 5-28).

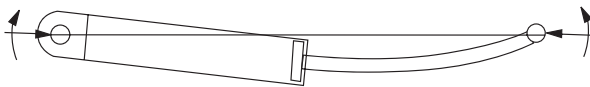


Рис. 5-28 Давления и силы, действующие на гидроцилиндр

В некоторых случаях, максимально допустимая нагрузка на опорное кольцо (упорную трубку) будет определять максимальную нагрузку, которую может выдерживать гидроцилиндр. Например, с помощью проставки между поршнем и передней торцевой крышкой можно уменьшить размеры (типоразмер) гидроцилиндра до конструктивных ограничений по прочности при расчёте напряжений в штоке.

Статические нагрузки толкающего гидроцилиндра (нагрузка сжатия/толкания)

Статические силы, действующие на гидроцилиндр, показаны на Рис. 5-29. Кроме того, могут возникать динамические поперечные силы, особенно в мобильной машине. Гильза гидроцилиндра обычно значительно жёстче штока, и поэтому может возникать пластическая деформация штока, вызванная прогибом.

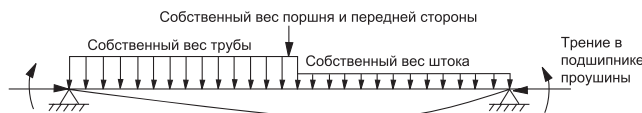


Рис. 5-29 Статические нагрузки гидроцилиндра

Существуют четыре условия изгиба (устойчивости на продольный изгиб. Прим. ред.) на основании уравнений Эйлера (Леонард Эйлер, 1744 год). Исключая переменные начальные моменты, типичные способы крепления соответствуют одному из случаев Эйлера, показанных на Рис. 5-30.

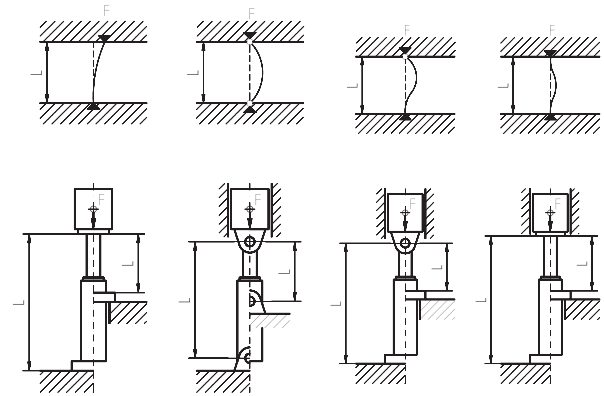


Рис. 5-30 Условия изгиба Эйлера

Согласно правилам, установленным этими случаями, максимально допустимая осевая нагрузка до возникновения изгиба равна для второго случая половине значения четвертого случая. Но с другой стороны, в четвертом случае могут возникать поперечные силы, действующие на гидроцилиндр вследствие возможной несоосности при монтаже.

Начальный прогиб, среди прочего, будет уменьшать допустимые силы изгиба штока по сравнению с соответствующим случаем Эйлера. Изгиб по уравнениям Эйлера представлен пунктирной линией на Рис. 5-31. Изгиб штока реального гидроцилиндра показан сплошными кривыми при выбранных значениях начального прогиба.

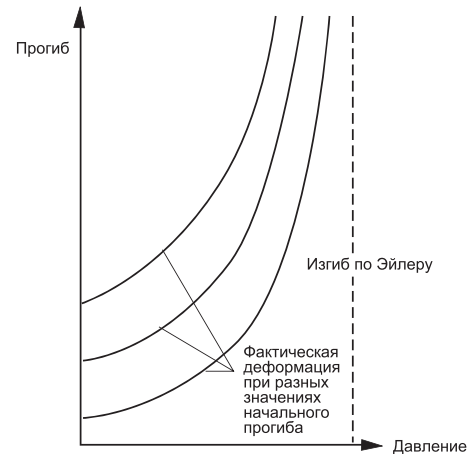


Рис. 5-31 Графики изгиба штока

Как правило, изготовитель гидроцилиндра определяет в виде диаграмм или таблиц максимально допустимую нагрузку как функцию диаметра гидроцилиндра и типа монтажа. Часто учитываются поперечные силы, возникающие вследствие веса, в то время как динамические поперечные силы и трение в шаровых сочленениях не учитываются.

Поршень гидроцилиндра и площади поршня

Площади поршня и штока обычно определяются, как показано на Рис. 5-32. «Площадь поршня» («большая площадь») одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия – это площадь поршня, на которую действует давление со стороны крышки гидроцилиндра (со стороны поршневой камеры). «Площадь штока» («малая площадь») – это площадь поршня со стороны штока, закрываемая штоком. Оставшаяся площадь (площадь штоковой камеры, Прим. ред.) является эффективной или кольцевой площадью. На эту площадь действует давление. Так как шток закрывает часть площади поршня, кольцевая площадь всегда меньше площади поршня.

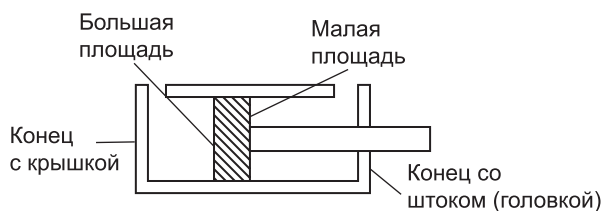


Рис. 5-32 Площади гидроцилиндра

Скорость штока гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании

Скорость штока гидроцилиндра определяется тем, как быстро может быть заполнен жидкостью объём за поршнем; чем больше расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, тем быстрее выдвигается шток. Скорость штока можно вычислить по Формуле 5-1.

Формула 5-1 Скорость штока гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании

$$v = \frac{Q_c}{A_p} \text{ (скорость штока = расход/площадь поршня)}$$

где: v = скорость штока (м/с)

Q_c = расход через заднюю торцовую крышку (м³/с)

A_p = площадь поршня (м²)

Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании

Расход жидкости, поступающей в поршневую камеру одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия, определяет скорость выдвигания его штока; в то же время, из штоковой камеры также будет выходить поток.

Расход выходного потока является важным фактором в конструкции системы; его можно вычислить по Формуле 5-2.

Формула 5-2 Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при выдвигании

$$Q_r = v \times A_e \text{ (расход = скорость штока} \times \text{кольцевая площадь)}$$

где: Q_r = расход из штоковой камеры (м³/с или дюйм³/мин)

v = скорость штока (м/с или дюйм/мин)

A_e = кольцевая площадь (м² или дюйм²); A_p минус площадь штока A_r

При выдвигании расход на выходе одноштокового гидроцилиндра всегда меньше расхода входного потока, поступающего в поршневую камеру гидроцилиндра.

Скорость штока гидроцилиндра двустороннего действия при втягивании

При втягивании, когда поток насоса направляется в штоковую камеру одноштокового гидроцилиндра, шток будет втягиваться быстрее, чем при выдвигании (при том же расходе). Скорость можно вычислить по приведенному выше выражению для скорости штока (Формула 5-1), если заменить площадь поршня (A_p) кольцевой площадью (A_e).

Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при втягивании

При втягивании, когда полная подача насоса направляется в штоковую камеру одноштокового гидроцилиндра, расход на выходе из поршневой камеры будет больше расхода потока, поступающего в штоковую камеру гидроцилиндра. Выходной расход вычисляется по Формуле 5-3.

Формула 5-3 Расход на выходе гидроцилиндра двустороннего действия при втягивании

$$Q_c = Q_r \times \frac{A_p}{A_e}$$

где: Q_c = расход жидкости, выходящей из поршневой камеры (м³/с или дюйм³/мин)

Q_r = расход жидкости, поступающей в штоковую камеру (м³/с)

A_p = площадь поршня (м² или дюйм²)

A_e = кольцевая площадь (м² или дюйм²)

Обычно при втягивании одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия расход жидкости, вытесняемой из поршневой камеры будет больше расхода, поступающего в штоковую камеру, поэтому подача насоса необязательно должна равняться максимальному расходу в системе.

При конструировании гидросистемы необходимо определять величину выходного (обратного) расхода из одноштоковых гидроцилиндров в режиме втягивания. Это одна из причин, по которым размеры трубопроводов, гидроаппаратов и фильтров сливной линии системы выбираются больше размеров соответствующих компонентов напорной линии этой системы.

Если в сливной линии системы необходима замена компонента, убедитесь, что новый компонент не заменяется компонентом меньшего размера.

Толкающая (сжимающая) сила гидроцилиндра при выдвигении

При выдвигении механическое усилие, создаваемое гидроцилиндром, является результатом действия гидравлического давления на площадь поршня со стороны поршневой камеры. Это выражается Формулой 5-4.

Формула 5-4 Толкающая сила гидроцилиндра при выдвигении

$$F_p = p \times A_p$$

где: F_p = толкающая сила (N)
 p = давление на поршень (Па)
 A_p = площадь поршня (м² или дюйм²)

В формуле сделано допущение, что давление в штоковой камере гидроцилиндра равно нулю. Даже если поток от кольцевой площади A_c сливается в бак при выдвигении, давление в сливной линии, или «противодавление», в некоторых системах может достигать 1 МПа (150 psi) и более.

Это создает силу, прикладываемую к кольцевой площади гидроцилиндра, которая вместе с сопротивлением, оказываемым нагрузкой, должна преодолеваться перед выдвигением гидроцилиндра.

Всегда при перемещении нагрузки гидроцилиндром действующая на поршень сила является суммой сопротивления нагрузки и силы, действующей на кольцевую площадь вследствие противодавления.

Тянущая (растягивающая) сила гидроцилиндра при втягивании

При втягивании тянущее/растягивающее усилие, создаваемое гидроцилиндром, является результатом действия гидравлического давления на кольцевую площадь.

Если, например, нагрузка оказывает сопротивление 22 000 Н (5000 фунтов), и кольцевая эффективная площадь поршня гидроцилиндра равна 50 см² (8 дюйм²), то для уравнивания нагрузки требуется гидравлическое давление 4,4 МПа (625 psi) (Рис. 5-33).

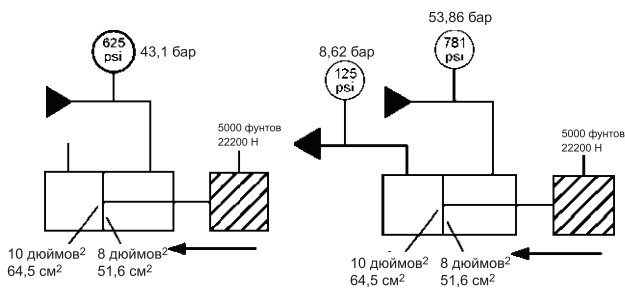


Рис. 5-33 Эффекты противодавления

Это также предполагает отсутствие противодавления, действующего на поршень. Но противодавление сказывается даже в большей степени при втягивании, чем при выдвигении. Здесь противодавление выше, чем мы видели при выдвигении, вследствие того, что выходной расход при втягивании, как правило, больше, чем при выдвигении. При втягивании одноштокового гидроцилиндра противодавление, оказываемое на поршень, обычно выше, чем при выдвигении.

Было показано, что на скорость штока гидроцилиндра влияют расход и площадь поршня, а на усилие гидроцилиндра — давление и площадь поршня. В одном из следующих разделов будет показано, что произойдет, когда будут ограничиваться один или несколько таких элементов.

Контур с двухштоковым гидроцилиндром

Как было ранее показано, одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия втягивается быстрее, чем выдвигается. В некоторых приводах требуется одинаковая скорость выдвигения и втягивания гидроцилиндра.

Одним из способов осуществления этого является двухштоковый гидроцилиндр (Рис. 5-34). Так как штоки типичного двухштокового гидроцилиндра имеют одинаковый диаметр с обеих сторон поршня, площади поршня, на которые воздействует поток системы, равны. При постоянном расходе с каждой стороны скорость штока одинакова как при выдвигении, так и при втягивании.

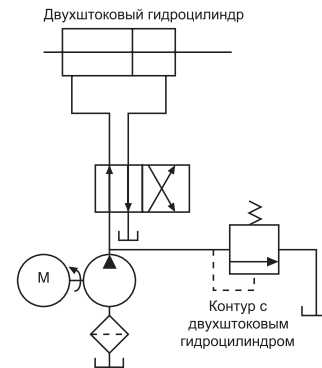


Рис. 5-34 Двухштоковый гидроцилиндр

Регенерация с помощью гидроцилиндра 2:1

Если выходной поток из штоковой камеры гидроцилиндра добавить к потоку, поступающему в поршневую камеру, можно увеличить скорость штока гидроцилиндра (Рис. 5-35). При использовании в системе «гидроцилиндра 2:1» скорость штока гидроцилиндра будет одинаковой в обоих направлениях (дифференциальное включение гидроцилиндра при соотношении площадей 2:1. Прим. ред.).

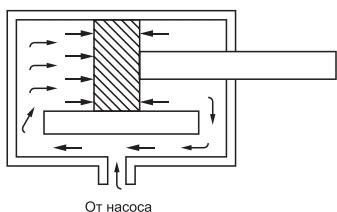


Рис. 5-35 Регенерация

Цилиндр 2:1 содержит шток с площадью поперечного сечения, равной половине площади поршня (Рис. 5-36). Другими словами, в штоковой камере площадь, на которую действует давление, в два раза меньше такой площади в поршневой камере. (На практике, площадь штока не равна точно половине площади поршня вследствие использования стандартного материала для штока и поршня. Тем не менее, она будет считаться равной половине для упрощения вычислений.)

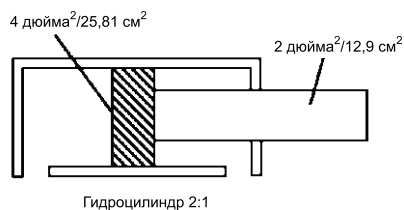


Рис. 5-36 Гидроцилиндр с соотношением площадей 2:1

Когда гидроцилиндр установлен в гидросистеме, расход и давление одновременно направляются в обе камеры. Вначале может показаться, что гидроцилиндр заблокирован гидравлически, но разница площади поршня и кольцевой площади, на которые действует давление, приводит к созданию большего усилия на площади поршня и выдвигению штока.

При давлении 0,14 МПа (20 psi) со стороны поршневой камеры будет создаваться усилие 350 Н (80 фунтов), стремящееся выдвинуть шток гидроцилиндра, а со стороны штоковой камеры — усилие втягивания 175 Н (40 фунтов). В итоге будет создана разность сил 175 Н (40 фунтов) в пользу выдвигения штока; шток будет выдвигаться (Рис. 5-37).

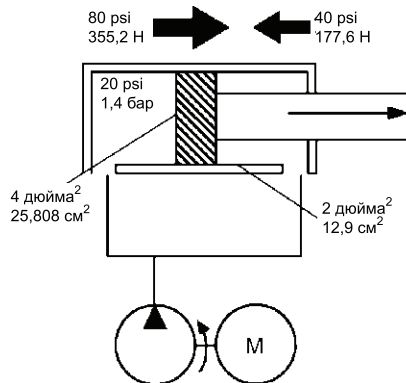


Рис. 5-37 Разность сил при регенерации

По мере выдвигения штока рабочая жидкость вытесняется из штоковой камеры в поршневую. Это означает, что от насоса не требуется подачи для заполнения всего объема поршневой камеры. Подача насоса должна заполнять только объем, эквивалентный площади поперечного сечения штока (Рис. 5-38). В гидроцилиндре 2:1 это означает, что гидроцилиндр будет выдвигаться в два раза быстрее, чем обычно, при прежней подаче насоса.

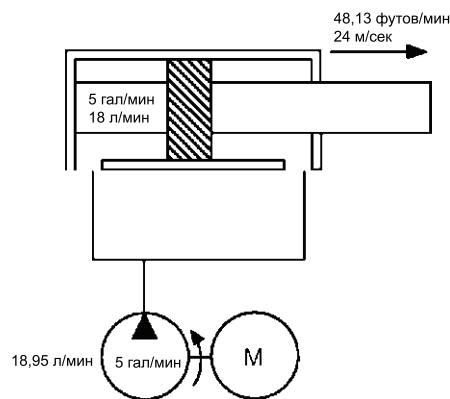


Рис. 5-38 Результирующее регенеративное движение

Регенерация при выдвигении штока

Для гидроцилиндра 2:1 в регенеративном контуре характерно то, что скорости выдвигения и втягивания, в основном, одинаковы.

Для втягивания штока гидроцилиндра переключается гидрораспределитель. Подача и давление насоса полностью направлены в штоковую камеру гидроцилиндра, а из поршневой камеры жидкость сливается в бак. Поскольку насос заполняет такой же объем, как объем, поступающий в поршневую камеру при выдвигении (половину объема поршневой камеры), шток втягивается с той же скоростью.

Усилие гидроцилиндра при регенерации

Проблемой для конструкторов при регенерации является то, что снижается выходное усилие. Так как давление рабочей жидкости одинаково с обеих сторон поршня гидроцилиндра, эффективная площадь, на которой создается усилие, равна площади поперечного сечения штока.

В примере (Рис. 5-39), когда гидроцилиндр входит в контакт с нагрузкой, допустим, что давление повышается до уставки предохранительного клапана 7 МПа (1000 psi). Это давление действует на площадь поршня 25 см² (4 дюйм²), что эквивалентно 17 500 Н (4000 фунтов). В штоковой камере давление 7 МПа (1000 psi) действует на кольцевую площадь и создает 8 750 Н (2000 фунтов). Результирующая сила для выдвигания штока будет равна 8 750 Н (2000 фунтов).

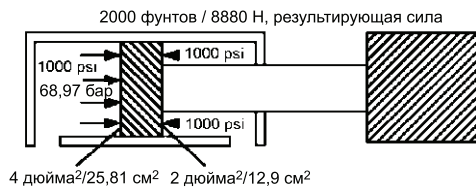


Рис. 5-39 Усилие гидроцилиндра при регенерации

Так как площади с обеих сторон поршня уравновешены, кроме площади штока, то результирующая сила создается давлением, действующим на площадь поршня, равную площади поперечного сечения штока.

При вычислении скорости и усилия при регенерации используется площадь поперечного сечения штока, а не площадь поршня или кольцевая площадь.

Соединение гидроцилиндра по регенеративной схеме приводит к увеличению скорости штока при выдвигании и уменьшению скорости втягивания и выходного усилия. Скорость штока улучшается за счёт усилия гидроцилиндра. И для гидроцилиндра 2:1 в регенеративном контуре скорости выдвигания и втягивания штока, в основном, одинаковы.

Примеры регенеративных гидросистем

Так как в режиме регенерации происходит уменьшение усилия, регенерация часто используется для выдвигания штока гидроцилиндра только до контакта с рабочей нагрузкой. Перед тем как приступить к работе из штоковой камеры гидроцилиндра выполняется слив (возврат в бак), чтобы можно было создать полное усилие.

На Рис. 5-40 показаны два примера часто используемых регенеративных гидросистем, в которых из штоковой камеры гидроцилиндра может при необходимости выполняться слив (возврат в бак). В одном контуре это выполняется через гидрораспределитель, а в другом — использован разгрузочный клапан.

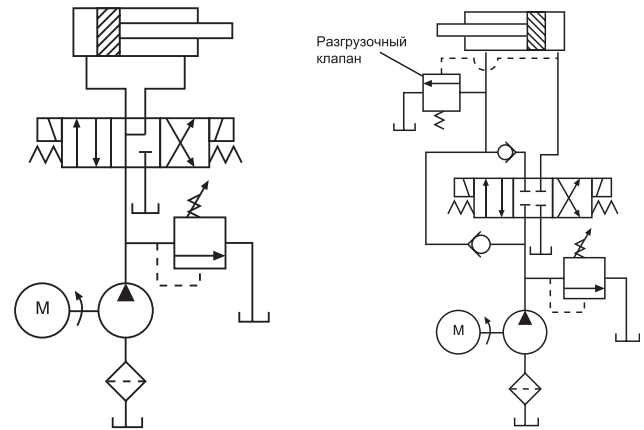


Рис. 5-40 Примеры регенеративных контуров

В предыдущих разделах объяснялось, как гидроцилиндры работают в гидросистеме. В следующем разделе будет показано, как на гидроцилиндры влияет износ.

Синхронизация двух гидроцилиндров

Одной из самых трудновыполнимых, и часто невозможных, задач в гидросистеме является полная синхронизация движения двух гидроцилиндров, даже если используются самые совершенные типы гидроаппаратов регулирования расхода (Рис. 5-41). Типичные для синхронизации величины находятся в диапазоне от 3 до 1,6 мм (от 1/8" до 1/16") в зависимости от длины хода гидроцилиндра.

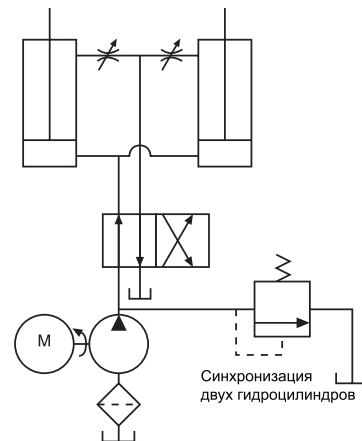


Рис. 5-41 Примеры синхронизирующих гидросистем

Даже если гидроцилиндры были синхронизированы в приемлемых пределах, они через относительно короткий период времени будут терять синхронность вследствие разных характеристик износостойкости гидроцилиндров и небольших различий рабочих характеристик гидроаппаратов регулирования расхода при одинаковом наборе условий.

Для получения более устойчивого управления, в конструкции некоторых систем предусмотрено использование выходного потока одного гидроцилиндра в качестве входного потока другого гидроцилиндра. В таких системах идеальная синхронизация может также не достигаться вследствие утечки.

Для таких контуров характерно использование подпиточных линий между гидроцилиндрами.

ПРИМЕЧАНИЕ: При параллельной работе двух и более гидроцилиндров рекомендуется механически соединять их штоки. Соединение должно быть жёстким и может состоять из прочной балки. Другой вариант – это установить на каждый гидроцилиндр датчик положения и электрогидравлический гидрораспределитель. Этот метод позволяет связать вместе гидроцилиндры электронным способом и контролировать положение каждого гидроцилиндра относительно остальных гидроцилиндров (гидроцилиндра).

Это решение для синхронизации нескольких гидроцилиндров будет наиболее точным, но и наиболее дорогостоящим.

Уплотнения

Для правильной работы в поршне гидроцилиндра и сальнике штока должно предусматриваться надёжное уплотнение, поэтому уплотнения критически важны для правильной работы гидроцилиндра. Требования могут варьироваться в зависимости от области применения. Не существует универсальных уплотнений, которые бы могли использоваться для всех целей. Для различных областей применения необходимо выбирать различные материалы и конструкции уплотнений. Уплотняющий материал, или состав, следует проверять на совместимость с рабочей жидкостью системы и рабочими условиями. Каждый выбор уплотнения будет компромиссом между различными свойствами.

На выбор уплотнений влияют следующие факторы:

- давление
- рабочая жидкость
- температура
- скорость
- зазор уплотнения
- трение
- шероховатость поверхности уплотнения
- срок службы

В следующем разделе описываются самые различные типы и материалы уплотнений, а также некоторые их типичные свойства.

Уплотнение штока

Уплотнения (сальник) штока выпускаются в следующих вариантах (Рис. 5-42). Некоторые гидроцилиндры оборудуются первичными уплотнениями V-образной или чашевидной формы из кожи, полиуретана, нитрильного каучука (Buna-N®) или витона и грязеёмником. Некоторые конструкции ввинчиваются в торцовую крышку штока для удобства обслуживания.

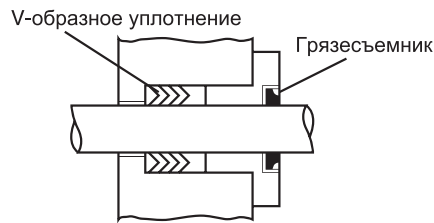


Рис. 5-42 Уплотнения сальника штока гидроцилиндра

В прошлом, уплотнение штока преимущественно выполнялось из нитрильного каучука с опорой или «поддерживающим» кольцом. Опора/поддерживающее кольцо, предохраняющее уплотнение от выдавливания (экструзии. Прим. ред.), обычно изготавливалось из ацеталевого пластика (POM). В таких уплотнениях используется усиливающий элемент из нитрильного каучука (Buna-N®) для поддержки тела уплотнения и создания перехода между различными по твёрдости уплотнением (нитрильный каучук) и опорным кольцом (ацеталевый пластик).

Характерным для такого уплотнения является относительно малое контактное давление (Рис. 5-43) на шток. Тем не менее, относительно толстая плёнка масла выносится штоком наружу, если шток движется при низком или нулевом давлении или если на него действуют вибрации. Даже при высоком давлении оно будет создавать относительно толстую плёнку масла по сравнению с другими типами уплотнений.

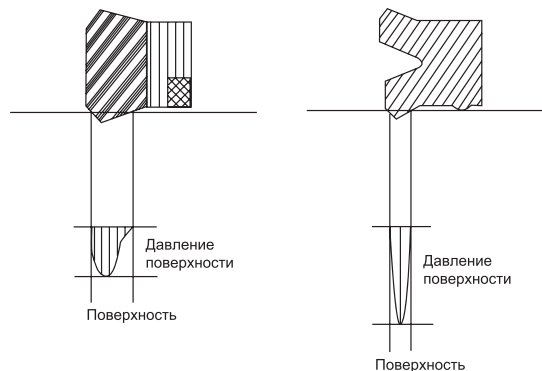


Рис. 5-43 Контактное давление уплотнения

Нитрильный каучук (Buna-N) имеет очень хорошие всесторонние свойства. У него высокие упругость, прочность и износостойкость. Стандартный диапазон температур составляет от -30°C до 90°C (от -22°F до 194°F). Есть варианты исполнения, устойчивые к низким температурам, для использования при температурах до -55°C (-67°F). Этот материал может использоваться для многих типов минерального масла, невоспламеняющихся (огнестойких) гидравлических жидкостей типов HFA, HFB и HFC (см. Главу 10. Рабочие жидкости) и для воды при температуре до $+60^{\circ}\text{C}$ ($+140^{\circ}\text{F}$). Допускаются рабочее давление до 40 МПа (5800 psi) и скорости до 1 м/с (200 фут/мин).

U-образная манжета (манжетное уплотнение)

Все более распространенным становится уплотнение штока в виде манжеты U-образного сечения (Рис. 5-44) из полиуретана (PU). U-образная манжета (манжетное уплотнение) состоит из уплотнительной манжеты с относительно малой поверхностью контакта и высоким контактным давлением. Эта конструкция лучше снимает плёнку масла (на штоке) при низком давлении, чем уплотнения других конструкций.

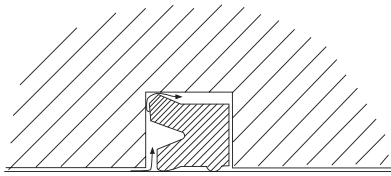


Рис. 5-44 Уплотнение штока гидроцилиндра – U-образная манжета/манжетное уплотнение

Благодаря высокой износостойкости полиуретана может достигаться продолжительный срок службы, несмотря на высокое поверхностное давление на площадь манжеты.

Тем не менее, небольшое количество рабочей жидкости будет проходить через манжету в виде плёнки масла на штоке. Если бы этого не происходило, то трение, вырабатываемое тепло и износ значительно сокращали бы срок службы уплотнения.

У полиуретана очень хорошие механические свойства. Прочность на растяжение и износостойкость у него выше, чем у любого другого типа каучука. Тем не менее, этот материал чувствителен к гидролизу (поглощению воды), и его не следует использовать при температурах выше +50°C (122°F) в рабочих жидкостях, содержащих воду.

Стандартный диапазон температур для нормальных свойств материала составляет от -30°C (-22°F) до +90°C (194°F). Также имеются специальные варианты исполнения, выдерживающие температуры до -40°C (-40°F) и выше верхнего значения приведенного выше диапазона. Допускается рабочее давление до 40 МПа (6 000 psi) и скорости до 0,5 м/с (100 фут/мин).

Одной возможной проблемой с полиуретаном является несколько различных названий материала и большой разброс свойств. Другой проблемой является очень высокий коэффициент теплового расширения по сравнению со сталью и серым литейным чугуном, поэтому при высокой температуре уплотнение будет легко деформироваться и после этого при низкой температуре (например при холодном пуске) давать утечку между ним и канавкой, в которой оно установлено.

Уплотнения со скользящими кольцами

Уплотнение со скользящим кольцом состоит из двух частей: скользящего кольца из политетрафторэтилена (PTFE), создающего уплотнение штока, и обычного прижимного уплотнительного кольца. Последнее необходимо из-за низкой упругости PTFE (Рис. 5-45).

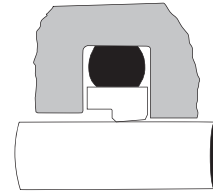


Рис. 5-45 Уплотнение со скользящим кольцом

PTFE, или Teflon®, имеет крайне низкий коэффициент трения, и поэтому такое уплотнение используется в областях применения, где требуются малое трение и отсутствие скачкообразного перемещения. Это уплотнение также применяется там, где скорости превышают 0,5 м/с (100 фут/мин).

Для этого типа уплотнения характерна более толстая масляная плёнка по сравнению с предыдущими уплотнениями, поэтому уплотнение из PTFE имеет манжеты специальной конструкции. Для минимизации внешней утечки часто используются двойные манжеты.

PTFE имеет хорошую химическую устойчивость и огнестойкость. Стандартный температурный диапазон составляет от -160°C (-320°F) до +250°C (482°F). Рабочие уровни температуры и давления определяются выбором материала для уплотнительного кольца. Поскольку PTFE имеет ограниченную прочность, то скользящее кольцо заполняется или пропитывается графитом, стеклом, углеродом или бронзой для увеличения срока службы.

Кроме только что описанных обычных уплотнений штока существуют специальные уплотнения. Полностью удовлетворить современные и будущие требования к уплотнениям невозможно. Поэтому всегда обсуждайте выбор уплотнений с изготовителем гидроцилиндров, чтобы получить оптимальное компромиссное решение для данной области применения и потребностей системы.

Грязеуловитель

Грязеуловитель (или «грязеуловительное кольцо») имеет очень важное назначение: предотвращать проникновение в гидросистему загрязнений, имеющихся на штоке. Необходимо исключить проникновение грязи в гидроцилиндр мобильной машины, поэтому грязеуловитель должен иметь прочную, но вместе с тем упругую, манжету. Благодаря своим подходящим механическим свойствам полиуретан является распространенным материалом для грязеуловителей.

Грязеуловитель может содержать металлическое кольцо для установки с тугим посадкой в открытый паз (Рис. 5-46), полностью изготавливаться из полиуретана или, в альтернативном варианте, из нитрильного каучука (Buna-N) для установки в закрытый паз (Рис. 5-47).

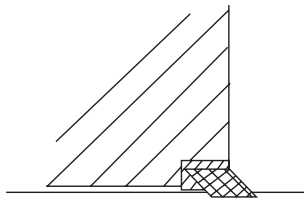


Рис. 5-46 Грязесъёмное уплотнение штока (с металлическим кольцом)

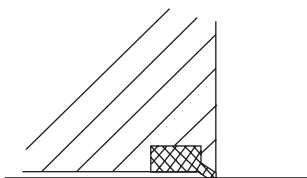


Рис. 5-47 Грязесъёмное уплотнение штока (эластомерное)

Уплотнение поршня

Поршневые чугунные кольца (Рис. 5-48), манжетные уплотнения (Рис. 5-49), или одинарные двунаправленные уплотнительные элементы были типичными уплотнениями для поршней.

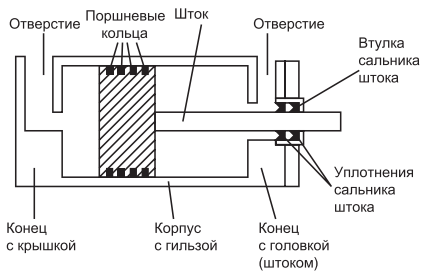


Рис. 5-48 Поршневые кольца гидроцилиндра

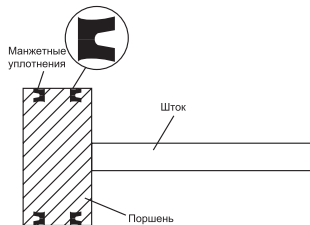


Рис. 5-49 Манжетные уплотнения поршня

Поршневые кольца являются прочными, но допускают некоторую утечку при нормальных рабочих условиях. Манжетные и двунаправленные уплотнения обеспечивают более надёжное уплотнение, но могут быть менее прочными.

Сегодня распространённым уплотнением поршня является компактное уплотнение двустороннего действия (Рис. 5-50), содержащее несколько компонентов. Тело уплотнения обычно изготавливается из нитрильного каучука (Buna-N). С обеих сторон имеются опорные кольца, обычно из

Nytrel (термопластический полиэстер), помогающие предотвратить утечку, и затем — направляющие/износные кольца, поглощающие поперечные силы, действующие на поршень. Эти направляющие/износные кольца обычно изготавливаются из полиамида (нейлона) или ацеталевого пластика.

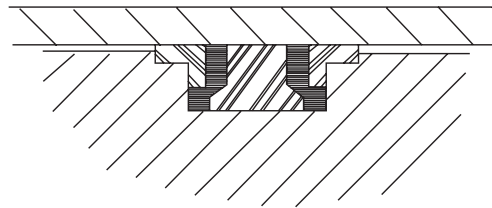


Рис. 5-50 Компактное уплотнение двустороннего действия

Тело уплотнения сконструировано так, чтобы создавалась относительно толстая масляная плёнка между уплотнением и внутренней поверхностью гильзы гидроцилиндра, поэтому компактное уплотнение, несмотря на своё мягкое тело, снижает скачкообразное перемещение и имеет относительно малое трение. Когда гидроцилиндр останавливается, уплотнение выжимает масляную плёнку из рабочей зоны, что делает статическое уплотнение очень надёжным.

Компактное уплотнение также может изготавливаться с телом из фторкаучука (Рис. 5-51) вместо нитрильного каучука (Buna-N). Фторкаучук (FPM), известный под торговым названием Витон (Viton®) компании DuPont, главным образом предназначен для работы при высоких температурах. При низких температурах этот материал уступает нитрильному каучуку. Рекомендуемый рабочий диапазон составляет от -20°C (-4°F) до 150°C (302°F). Его водостойкость выше, чем у нитрильного каучука. Фторкаучук также может использоваться для таких огнестойких рабочих жидкостей, как хлорированные углеводороды и фосфаты (HDF-жидкости, но не Skydrol).

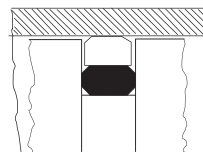


Рис. 5-51 Компактное уплотнение из фторкаучука

Утечка из уплотнения поршня

При работе гидроцилиндра его уплотнения изнашиваются, что приводит к утечке по штоку и поршню гидроцилиндра (Рис. 5-52). Утечка через штоковое уплотнение может быть легко обнаружена при техобслуживании. Утечку через поршневое уплотнение обнаружить труднее. В следующем разделе показано, как утечка по поршню снижает скорость штока. В некоторых случаях это может приводить к интенсификации давления.

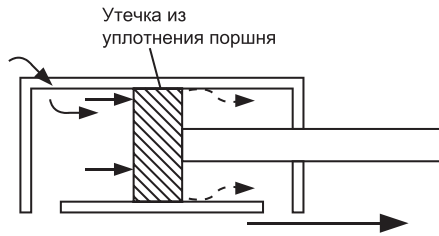


Рис. 5-52 Утечка из уплотнения поршня

Утечка через поршневое уплотнение влияет на скорость штока

Уплотнения поршней обычно изготавливаются из чугуна или упругого синтетического соединения. Утечка через поршневые кольца или изношенные манжетные уплотнения может снижать скорость гидроцилиндра. Но заметное снижение скорости штока гидроцилиндра потребует увеличения расхода на 1,89 л/мин (0,5 гал/мин) и более для компенсации утечки. В этой точке, в гидроцилиндре, скорее всего, имеется серьезное внутреннее повреждение.

В машинах с захватами утечка через один поршень может не представлять проблемы. Тем не менее, когда в машине имеется несколько гидроцилиндров, давление захвата может снижаться из-за утечки всей подачи насоса через поршни гидроцилиндров.

Скорость штока гидроцилиндра определяется по тому, как быстро поток насоса может заполнять объемы рабочих камер гидроцилиндра. Это распространяется как на выдвижение, так и на втягивание штока. Поршень гидроцилиндра с чрезмерно изношенным уплотнением пропускает рабочую жидкость в обход. Эта рабочая жидкость не заполняет объем камеры гидроцилиндра и, следовательно, не вносит вклад в скорость штока.

На Рис. 5-53 в поршневую камеру гидроцилиндра с площадью поршня 60 см² (10 дюйм²) подается 18,95 л/мин (5 гал/мин). При выдвижении скорость штока (вычисленная по Формуле 5-1) является функцией расхода рабочей жидкости, заполняющей объем камеры.

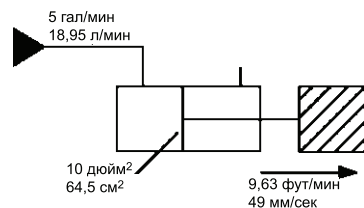


Рис. 5-53 Гидроцилиндр с исправными уплотнениями поршня

Чрезмерно изношенное уплотнение поршня будет пропускать рабочую жидкость. Такая утечка, при её вычитании из подачи насоса, будет проявляться в уменьшении скорости штока.

Допустим, что изношенное уплотнение поршня в гидроцилиндре (Рис. 5-54) пропускает в обход себя 1,89 л/мин (0,5 гал/мин) во время выдвижения. Тогда объем поршневой камеры будет заполняться расходом 17,06 л/мин (4,5 гал/мин), хотя от насоса поступает 18,95 л/мин (5 гал/мин). Вычисление скорости показывает её уменьшение на 10% и такое же отношение потоков (утечка, насос) 2:20 (0,5:5).

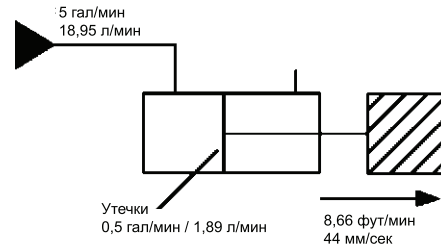


Рис. 5-54 Гидроцилиндр с изношенными уплотнениями поршня

Износ поршневого уплотнения и утечка вызывают уменьшение скорости штока гидроцилиндра, даже если в гидроцилиндр поступает полный поток насоса. Это означает, что выполнение работы займет больше времени. В то же время будет повышаться рабочая температура системы вследствие потери гидравлической энергии.

Повышенная утечка гидроцилиндра обычно происходит на тех участках хода (Рис. 5-55), где в основном выполняется цикл. Это является следствием загрязнения рабочей жидкости, которое вызывает износ уплотнения поршня и истирание гильзы гидроцилиндра. После прохождения поршнем изношенного участка гильзы обходной поток рабочей жидкости уменьшается, и скорость штока возрастает.

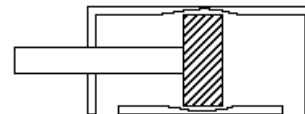


Рис. 5-55 Гильза гидроцилиндра изношена в середине хода

Интенсификация давления вследствие утечки поршня

В некоторых случаях утечка через поршневое уплотнение может вызывать интенсификацию давления. Для подъема и удержания нагрузки требуется гидроцилиндр, соединенный с гидрораспределителем и гидрозамком (Рис. 5-56). Нагрузка составляет 25 кН (6000 фунтов); гидроцилиндр имеет площадь поршня 40 см² (6 дюйм²) и кольцевую площадь 35 см² (5 дюйм²).

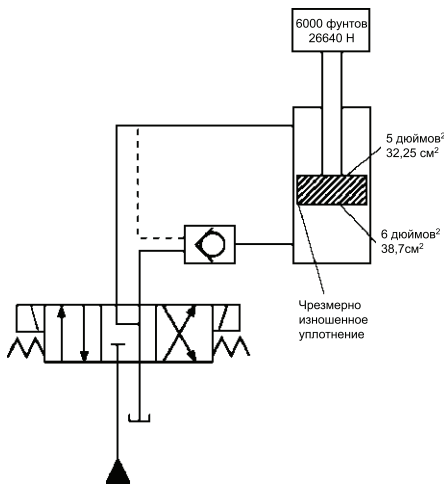


Рис. 5-56 Контур, приводящий к интенсификации давления

Гидроцилиндр в этом контуре имеет чрезмерную утечку через сальник штока и поршневое уплотнение. Так как утечку через сальник штока легко обнаружить, допустим, что уплотнение сальника штока было заменено. Тем не менее, это не устранило утечку через поршневое уплотнение.

После переключения золотника гидрораспределителя поток под давлением 7 МПа (1,000 psi) поступает в поршневую камеру гидроцилиндра, поднимая нагрузку. После возврата золотника в нейтральную позицию нагрузка немедленно начинает опускаться вследствие утечки через поршневое уплотнение и соединения штоковой камеры через гидрораспределитель с баком.

Для устранения этой проблемы к обеим отверстиям гидроцилиндра добавляются гидрозамки (Рис. 5-57). Теперь в нейтральной позиции гидрораспределителя рабочая жидкость не может выходить из гидроцилиндра.

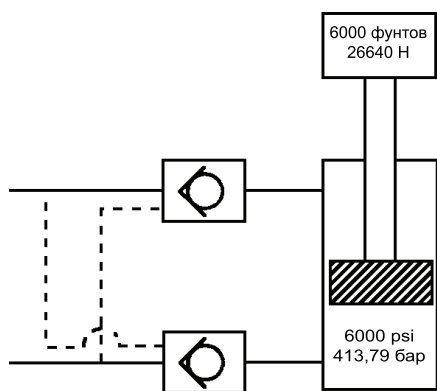


Рис. 5-57 В контур добавлены гидрозамки

Вследствие изношенного уплотнения поршня рабочая жидкость может по-прежнему поступать со стороны высокого давления в поршневую камеру на противоположную сторону низкого давления.

Вначале может показаться, что при фактическом отсутствии уплотнения у поршня, нагрузка будет самостоятельно опускаться вниз, даже если рабочая жидкость заблокирована в гидроцилиндре. Этого не происходит, что можно объяснить следующим примером.

Поршень/шток находятся в середине гидроцилиндра, заполненного рабочей жидкостью; очевидно, что самостоятельное перемещение невозможно, пока рабочая жидкость не будет выходить из гидроцилиндра.

Возвращаясь к гидроцилиндру с изношенным уплотнением поршня, мы обнаружим, что давление одинаково на обеих сторонах поршня.

Из давления, действующего на площадь поршня, вычитается давление, действующее на кольцевую площадь, за исключением площади поперечного сечения штока, и этот остаток будет поддерживать нагрузку.

Так как площадь штока равна 5 см^2 (1 дюйм^2), и нагрузка равна 25 кН (6000 фунтов), давление, создаваемое в гидроцилиндре, будет равно 50 МПа (6000 psi) (Рис. 5-58).

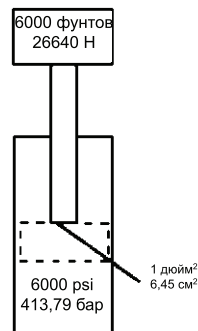


Рис. 5-58 Результирующая интенсификация давления

Высокое давление, создаваемое таким способом, может приводить к разрыву уплотнений, «вздутию» гильз гидроцилиндров и внешней утечке. Этот процесс называется интенсификацией давления.

Проверка поршневого уплотнения на утечку

Проверку поршневого уплотнения на утечку можно выполнить, наблюдая влияние обходного потока на скорость штока. Для проверки утечки необходимо подсоединить игольчатый дроссель к штоковой камере гидроцилиндра. Когда дроссель закрыт, и поршень полностью втянут, в штоковой камере имеется полное давление системы. Игольчатый дроссель затем открывается, позволяя поршню пройти короткое расстояние, и затем вновь закрывается.

В этот момент, полное давление системы действует на площадь поршня, что приводит к повышению давления на кольцевую площадь. На Рис. 5-59 гидроцилиндр 2:1 имеет площадь поршня 26 см^2 (4 дюйм^2) и кольцевую площадь 13 см^2 (2 дюйм^2).

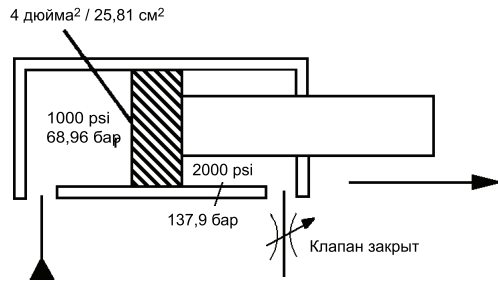


Рис. 5-59 Испытание на утечку поршневого уплотнения

При устатке предохранительного клапана 7 МПа (1000 psi) и заблокированной штоковой камере на стороне поршня создается усилие 18 кН (4000 фунтов), выдвигающее шток. Это усилие действует на кольцевую площадь поршня 13 см² (2 дюйм²), что приводит к созданию противодействия 13,8 МПа (2000 фунтов) в штоковой камере.

При давлении 7 МПа (1000 psi) в поршневой камере и 13,8 МПа (2000 psi) — в штоковой любая утечка рабочей жидкости будет передаваться из штоковой камеры в поршневую, вызывая выдвигание штока (Рис. 5- 60). Эта проверка выполняется с интервалами в пределах хода гидроцилиндра.

Полученная в процессе проверки поршневого уплотнения скорость самостоятельного выдвигания штока определяет величину уменьшения скорости штока при работе гидроцилиндра в системе.

Для приведенного на Рис. 5-60 гидроцилиндра 2:1 допустим, что в режиме испытания скорость самостоятельного перемещения штока равна 30 см/мин (1 фут/мин) при перепаде давлений 6,9 МПа (1000 psi) на поршне. При работе гидроцилиндра в системе с таким перепадом давлений можно ожидать такое же уменьшение скорости.

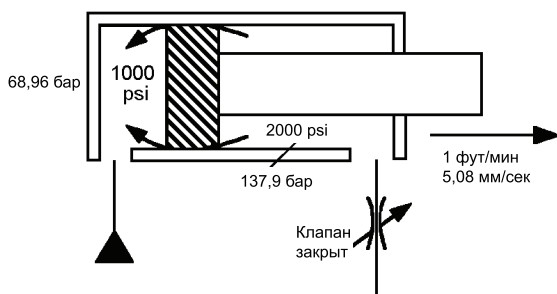


Рис. 5-60 Интенсификация давления, вызывающая выдвигание гидроцилиндра

В гидроцилиндре (Рис. 5-61), получающем расход 19 л/мин (5 гал/мин), шток будет выдвигаться со скоростью 12 см/с (23 фут/мин). Если бы уплотнения гидроцилиндра были в норме, шток выдвигался бы со скоростью 12,5 см/с (24 фут/мин). Если такое сижение скорости штока вследствие утечки на поршневом уплотнении недопустимо, гидроцилиндр следует отремонтировать или заменить.

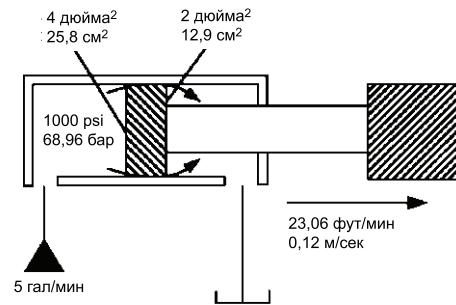


Рис. 5-61 Гидроцилиндр с утечкой через поршневые уплотнения

Учтите, что утечка на чугунных поршневых кольцах может составлять 16-49 см³/мин (1-3 дюйм³/мин) при давлении 7 МПа (1000 psi). Их конструкция предусматривает некоторую утечку с целью смазки. Этот расход не следует воспринимать, как утечку вследствие износа.

Расход утечки (обходной расход) следует учитывать при исследовании или устранении неисправности в гидросистеме.

В следующем разделе усиленное давление действует на шток ненагруженного, выдвигающегося, одноштокового гидроцилиндра, и расход регулируется (ограничивается) на выходе из штоковой камеры гидроцилиндра. Это давление может вызвать повреждение гидроцилиндра.

Интенсификация в штоковой камере гидроцилиндра

На выходе из штоковой камеры гидроцилиндра может быть установлен регулятор расхода. Этот аппарат будет ограничивать расход из гидроцилиндра, и, в результате, скорость гидроцилиндра не будет определяться подачей насоса. Такой контур называется контуром с дросселированием на выходе (Рис. 5-62).

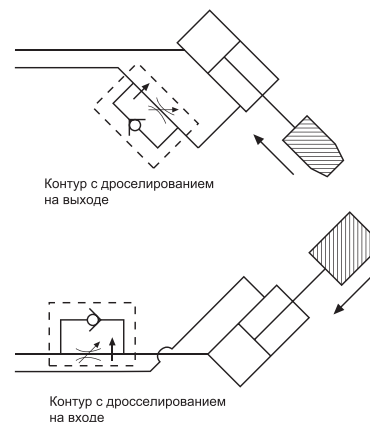


Рис. 5-62 Контур с дросселированием на выходе

Регулятор расхода регулирует скорость гидроцилиндра путём воздействия противодействия на кольцевую или эффективную площадь поршня. При этом управление обеспечивается результирующей силой.

Глава 5 - Гидроцилиндры

Когда действующее на площадь поршня давление и его результирующая сила в контуре с дросселированием на выходе и одноштоковым гидроцилиндром, толкающим нагрузку, больше, чем требуется для уравнивания нагрузки, избыточная сила создает противодействие на кольцевую или эффективную площадь поршня.

На Рис. 5-63 гидроцилиндр 2:1 должен перемещать нагрузку 26 кН (6000 фунтов). Площадь поршня равна 26 см² (4 дюйм²), а эффективная площадь равна 13 см² (2 дюйм²). По формуле: «давление = сила/площадь» можно вычислить, что давление 10 МПа (1,500 psi) должно действовать на площадь поршня, чтобы уравновесить нагрузку.



Рис. 5-63 Нагрузка гидроцилиндра

Для контура (Рис. 5-64) допустим, что подача насоса равна 40 л/мин (10 гал/мин), уставка предохранительного клапана равна 14 МПа (2000 psi), и регулятор расхода настроен на выходной расход гидроцилиндра 16 л/мин (4 гал/мин) при выдвигении штока. Для гидроцилиндра 2:1, если поток насоса поступает в поршневую камеру, из штоковой вытесняется расход, вдвое меньший, поэтому при настройке регулятора расхода на 16 л/мин (4 гал/мин), в поршневую камеру необходимо подавать 32 л/мин (8 гал/мин).

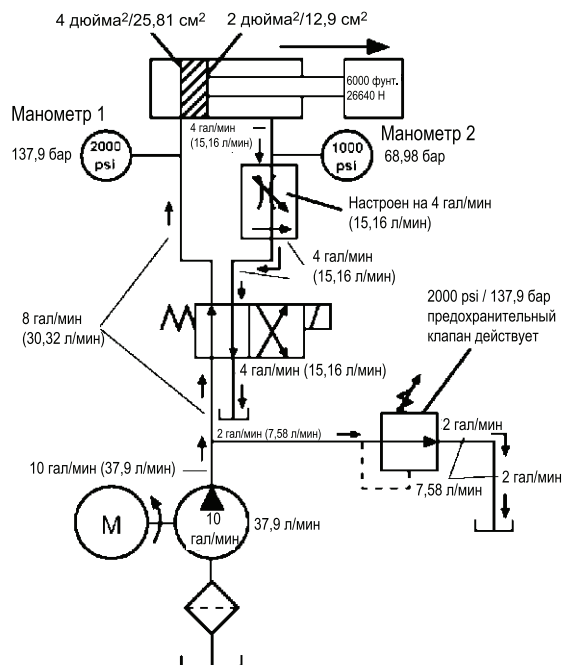


Рис. 5-64 Контур с регулированием скорости изменением расхода рабочей жидкости на выходе

Когда насос/двигатель запускаются, в системе начинает расти давление. (Это происходит почти мгновенно). Когда давление достигает 10 МПа (1500 psi), нагрузка уравнивается, но насос не может подавать свой поток 40 л/мин (10 гал/мин) в систему при 10 МПа (1,500 psi). Давление повышается и когда оно достигает 13,8 МПа (2000 psi), предохранительный клапан открывается и пропускает 8 л/мин (2 гал/мин) в бак. В этот момент манометр 1 в поршневой камере показывает 13,8 МПа (2000 psi).

Это давление действует на поршень с результирующей силой 35 кН (8000 фунтов), выдвигающей шток, причём 75% этой силы используется для уравнивания нагрузки, а противодействие, действующее на кольцевую или эффективную площадь, даёт остальные 25%. Это противодействие создаётся в результате дросселирования потока в регуляторе расхода. Манометр 2 показывает 6,9 МПа (1000 psi).

Если бы эта ситуация возникла без нагрузки, ограничение с помощью регулятора расхода привело бы к созданию чрезвычайно высокого давления в штоковой камере гидроцилиндра. В гидросистеме, показанной на Рис. 5-65, гидроцилиндр 2:1 быстро выдвигается к нагрузке. В точке, близкой к нагрузке, закрывается путевой дроссель, заставляющий рабочую жидкость из штоковой камеры проходить через регулятор расхода. Шток продолжает выдвигаться на короткое расстояние и затем входит в контакт с нагрузкой.

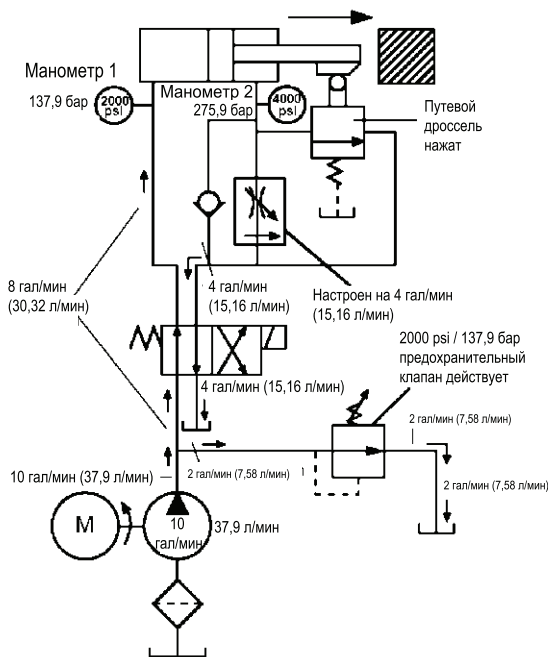


Рис. 5-65 Контур замедления

В период времени между закрытием путевого дросселя и контактом с нагрузкой, на площади поршня создается максимальное давление, но для его использования нет нагрузки, поэтому оно поглощается возросшим противодействием, действующим на кольцевую площадь поршня. Для гидроцилиндра 2:1 это противодействие в два раза выше уставки предохранительного клапана.

Интенсификация давления в штоковой камере гидроцилиндра может вызвать утечку или разрыв уплотнений штока. Возникновение интенсификации описанным выше образом можно ожидать в любое время при выдвигении одноштокового гидроцилиндра с регулированием скорости изменением расхода рабочей жидкости на выходе без нагрузки. Поскольку амортизаторы гидроцилиндра (Рис. 5-66) являются также ограничителями с регулированием скорости путём дросселирования на выходе, интенсификация давления будет происходить каждый раз при выдвигении, когда одноштоковый гидроцилиндр подходит к амортизатору. Такое же состояние будет возникать, если используется гидрораспределитель мобильной машины, содержащий золотник с ограничением или с регулированием скорости путём дросселирования на выходе. Это не повлияет на уплотнение штока, но может вызвать утечку рабочей жидкости из игольчатого дросселя регулировки амортизатора.

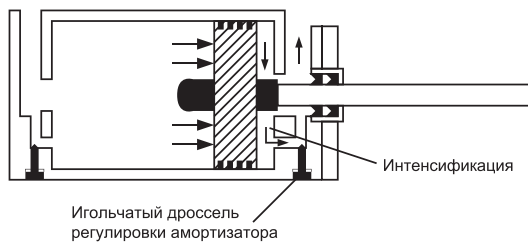


Рис. 5-66 Интенсификация давления при использовании амортизатора в гидроцилиндре

В приведенных выше примерах было показано, что выходной поток насоса не обязательно соответствует максимальному расходу в системе, а уставка предохранительного клапана не обязательно равна максимальному давлению.

Направляющие (подшипниковые) кольца/износные кольца

Зазоры между подвижными и неподвижными частями гидроцилиндра оказывают крайне важное влияние на функционирование и срок его службы. Неправильно выбранный материал подшипника и слишком малые зазоры могут вызвать поломку вследствие сваривания деталей. С другой стороны, слишком большой зазор может вызвать утечку из-за износа уплотнений.

Решением является направляющее/износное кольцо штока из чугуна (Рис. 5-67). Серый чугун в сочетании со штоком с твёрдым хромовым покрытием показал свою устойчивость к интенсивным нагрузкам. В масляной среде серый чугун имеет очень хорошие смазочные свойства. Некоторые типы пластика также обладают малым трением и хорошей износоустойчивостью.

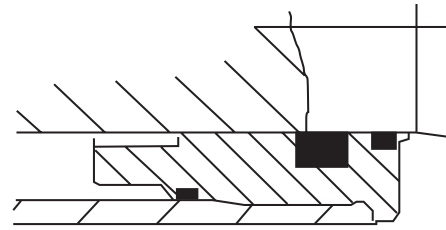


Рис. 5-67 Направляющее/износное кольцо из чугуна

В тяжёлых рабочих условиях, например, при действии поперечных/боковых сил на гидроцилиндр, стандартные подшипники/износные кольца не способны выдерживать такие силы. В таких случаях, можно добавить дополнительные подшипники/износные кольца (Рис. 5-68) или заменить стандартные подшипники/износные кольца другими кольцами, изготовленными из материала, более устойчивого к поверхностному давлению.

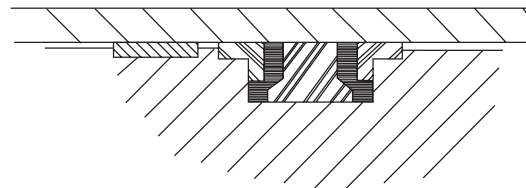


Рис. 5-68 Дополнительные направляющие/износные кольца

Поставляются подшипники/износные кольца из полиамидного или ацеталевого пластика, с армированием и без него, со стекловолокном. При очень высоких нагрузках часто используются подшипники/износные кольца из армированного сеткой фенольного пластика, из ткани с покрытием.

Условия повышения надёжности

Кроме ранее упомянутых требований, касающихся исключения проникновения загрязнений через грязесъёмник в гидроцилиндр, существуют и другие факторы, учитываемые при конструировании гидросистемы.

Некоторые загрязняющие частицы будут проникать в гидроцилиндр снаружи, и также какое-то количество небольших частиц от износа может образовываться внутри гидроцилиндра. Чтобы исключить их наличие в гидроцилиндре и повреждение обработанных поверхностей и уплотнений, важно обеспечить выведение масла из гидроцилиндра.

Для этого необходимо, чтобы трубопроводы между гидроцилиндром и гидрораспределителем не были очень длинными, в противном случае одно и то же масло будет постоянно входить в гидроцилиндр и выходить из него, не фильтруясь. Все масло в системе должно проходить через фильтр, удаляющий загрязнения. Кроме того, температура гидроцилиндра будет опасно повышаться, если одно и то же масло постоянно входит в гидроцилиндр и выходит из него.

Интегрированные гидроцилиндры

Гидроцилиндры часто выпускаются со встроенными или опциональными клапанными функциями. Выбор этих функций определяется, в частности, следующими факторами:

- требованиями безопасности
- требованиями к отсутствию утечек/герметичности
- экологическими требованиями
- недостатком пространства и т.д.

В современной отрасли мобильных машин широко распространено использование полного агрегата позиционирования гидроцилиндра, т.е. гидроцилиндра с сервоклапаном или гидрораспределителем и системой управления, встроенными в цилиндр или смонтированными на нём (Рис. 5-69).

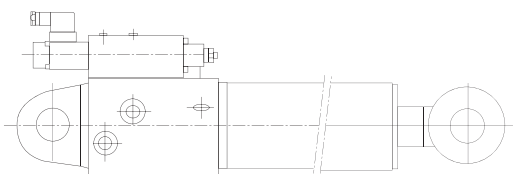


Рис. 5-69 Интегрированный гидроцилиндр

Для предотвращения непреднамеренного движения нагрузки вследствие разрыва шланга или внутренней утечки часто используются клапаны удержания нагрузки. Для повышения безопасности их необходимо соединять с гидроцилиндром трубопроводом, фланцем или встраивать в торцовую крышку гидроцилиндра (Рис. 5-70). Встроенные компоненты обеспечивают более аккуратную и чистую конструкцию и снижают риск внешних утечек.

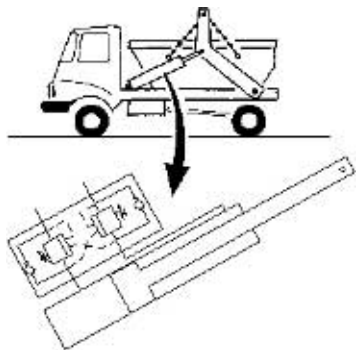


Рис. 5-70 Моноблочный регулятор давления

При выборе клапана удержания нагрузки крайне важно учитывать требования всей системы, а также тип клапана. Если выбрать неправильную комбинацию, гидроцилиндр, скорее всего, будет перегружаться.

На многие области применения мобильных машин распространяются требования законодательства в отношении безопасности/защиты при разрыве шлангов. Ниже приведены широко используемые типы гидроаппаратов, отвечающих этим требованиям:

- обратный клапан, чувствительный к расходу
- дросселирование с компенсацией по давлению и без неё
- обратный клапан с сервоуправлением (гидрозамок. Прим. ред.)
- снижение давления с сервоуправлением (двунаправленного типа)
- золотниковый клапан, тарельчатый клапан или их комбинация

Для поиска рабочего решения могут потребоваться комплексные испытания, так как возможно возникновение проблем с регулированием. Например, двунаправленный клапан в гидросистеме может вызвать нестабильность и колебания.

В крышку гидроцилиндра или очень близко от неё может быть встроен клапан регулирования гидравлического давления, используемый для ограничения пиков. Этот клапан помогает минимизировать ударное давление в гидроцилиндре.

Гидроцилиндр, удерживающий нагрузку (Рис. 5-71), должен всегда иметь соединенный с ним клапан ограничения (пиков) давления, чтобы ограничивать давление в поршневой камере гидроцилиндра. Такой клапан будет также ограничивать это давление в случае внутренней утечки после уплотнения поршня.

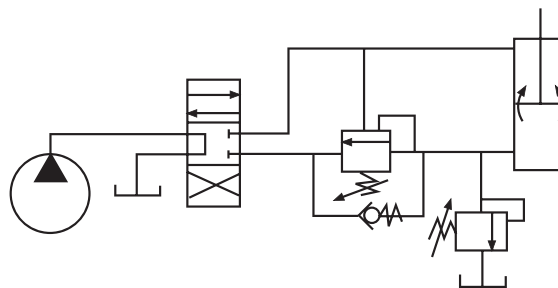


Рис. 5-71 Гидроцилиндр, удерживающий статическую нагрузку

Очень часто в современных конструкциях мобильных систем гидроцилиндры оборудуются клапанами, встраиваемыми в них или устанавливаемыми на болтовом креплении.

Гидроцилиндр часто комбинируют с позиционным датчиком для создания полного агрегата позиционирования «с замкнутым контуром» (Рис. 5-72). Это даёт ряд преимуществ:

- более быстрое и точное автоматическое регулирование
- защита от разрыва шлангов
- упрощенная гидросистема
- трубопроводы насоса и бака в последовательном контуре
- лёгкое устранение неисправностей
- удобство обслуживания.

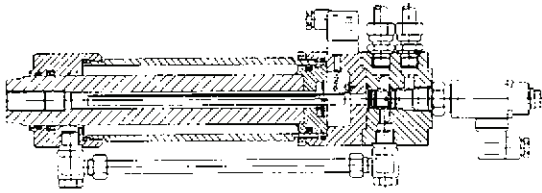


Рис. 5-72 Гидроцилиндр с интегрированным позиционным датчиком

Эта же технология часто используется в автоматических буровых установках в рудниках с высокой степенью автоматизации. В этом случае данная концепция обеспечивает такие преимущества, как упрощенную систему трубопроводов, более высокую точность автоматического регулирования, снижение расходов на систему и уменьшение утечек.

Гидроцилиндры для систем «с замкнутым контуром»

Все более распространенными становятся гидроцилиндры со встроенными позиционными датчиками (Рис. 5-73). Лишь несколько лет назад эти устройства были очень дорогостоящими, но сейчас датчик гидроцилиндра можно встретить как в мобильных, так и в промышленных системах.



Рис. 5-73 Гидроцилиндр для системы «с замкнутым контуром»

Разработке таких компонентов способствовали следующие факторы:

- повышенная безопасность/защита
- непрерывный контроль
- автоматизация
- рационализация
- упрощенная механика и лучшая эргономика

В настоящее время выпускаются самые разнообразные датчики, которые можно разделить на две группы: датчики абсолютного и относительного отсчета.

Датчики абсолютного отсчета указывают положение относительно конечной позиции и восстанавливают сигнал точного положения гидроцилиндра даже после отключения электропитания. Напряжение или ток от датчика всегда пропорциональны положению гидроцилиндра. Ниже приведены примеры датчиков абсолютного отсчета:

- потенциометрический
- индукционный
- ёмкостной
- акустический гидролокационный
- абсолютный кодовый

Потенциометрический датчик часто является ползунковым потенциометром гибридного типа с линейной характеристикой, катушечной намоткой и пластиковым покрытием.

Другие типы требуют большего пространства в задней торцевой крышке гидроцилиндра. При использовании этого типа датчиков использование крепления шарового типа невозможно. Указатели положения имеют очень хорошую точность и надёжность. Уровень цен различных датчиков варьируется от половины цены цилиндра до пятикратной его стоимости.

Гибридный потенциометр получил признание за лёгкость его установки в гидроцилиндр и низкую стоимость.

Датчики относительного отсчета (кодирующие) только подсчитывают импульсы. Определенное положение цилиндра не является уникальным по отношению к сигналу датчика, поэтому он может устанавливаться в ноль в любом положении. Например, при отключении электропитания гидроцилиндр не будет знать своего положения, и поэтому должен иметь отсчет от механической нулевой точки. Датчики относительного отсчета могут быть оптическими или магнитными.

Выбор гидроцилиндра для мобильной машины

Гидроцилиндр преобразует гидравлическую энергию в виде давления и расхода в механическую энергию – линейное перемещение, точно регулируемое и с большой мощностью.

Требования к гидроцилиндру могут быть самыми широкими и различными. При выборе гидроцилиндра важно знать область применения, а также свойства различных типов гидроцилиндров.

Ответы на приведенные ниже вопросы создадут надежную отправную точку для выбора правильного гидроцилиндра:

- Какое усилие должен обеспечивать гидроцилиндр?
- Каким является ход поршня?
- Под каким давлением он будет работать?
- Будет ли он работать одновременно с другими гидроцилиндрами?
- Будет ли он работать вместе с другими гидроцилиндрами?
- На какой частоте он будет работать?
- Какой является скорость поршня?
- Масса какой величины будет присоединена к штоку?
- Требуется ли демпфер/амортизатор с одной или двух сторон гидроцилиндра?
- Какие поперечные силы, статические или динамические, будут к нему прикладываться?
- Ожидаются ли какие-либо виды ударов, нагрева, охлаждения, коррозии и т.д.?
- Имеются ли какие-либо требования к гидравлической жидкости или уплотнениям?
- Какой тип гидроцилиндра и креплений является приемлемым для данной области применения?

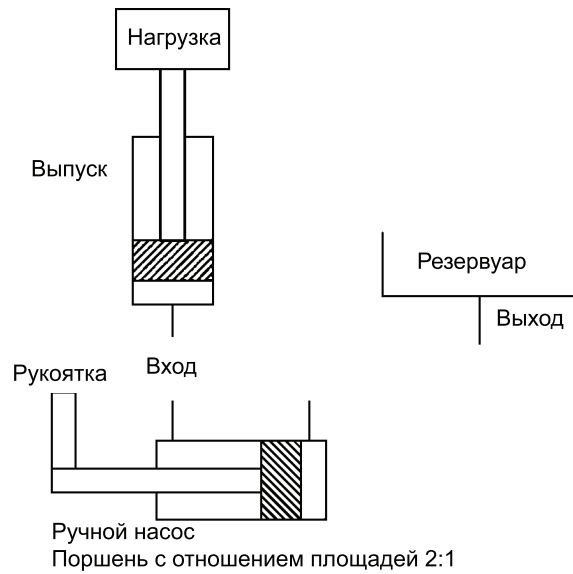
Упражнения к главе 5

Инструкции: Решите проблемы

1. Проблема: Соедините ручной насос, гидроцилиндр и бак таким образом, чтобы с каждым ходом рукоятки (вперед и назад) нагрузка поднималась на одну и ту же величину. Нагрузка не должна опускаться, когда насос не работает. Для решения этой проблемы необходимы три обратных клапана. В контур можно добавлять только эти компоненты.

Не рассматривайте опускание нагрузки или дозаправку бака.

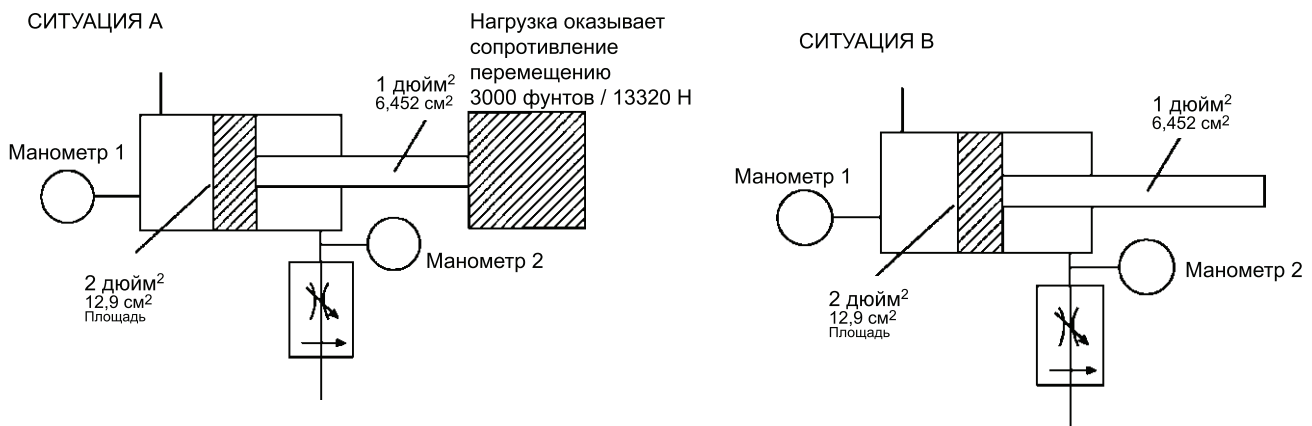
В ручном насосе штоковая камера имеет площадь в два раза меньше, чем поршневая.



2. В ситуации А, шток гидроцилиндра выталкивает нагрузку. В ситуации В, на штоке гидроцилиндра нет нагрузки.

Предохранительный клапан системы настроен на 138 бар (2000 psi). Регулятор расхода ограничивает поток из гидроцилиндра.

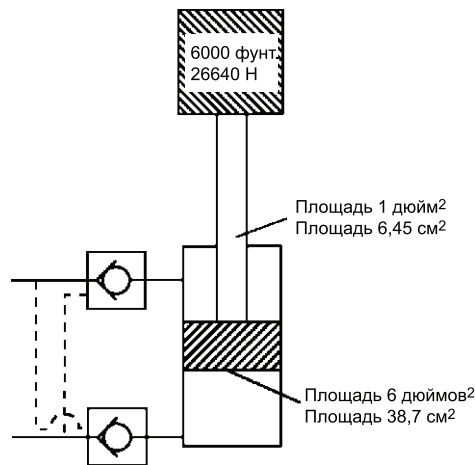
Что покажут манометры в каждом случае?



Упражнения к главе 5 (продолжение)

3. **Ситуация:** Нагрузка 26 640 Н (6000 фунтов) должна удерживаться, но чрезмерная утечка на поршне вызывает её самостоятельное перемещение вниз. Для контроля самостоятельного перемещения в каждой линии гидроцилиндра установлен гидрозамок.

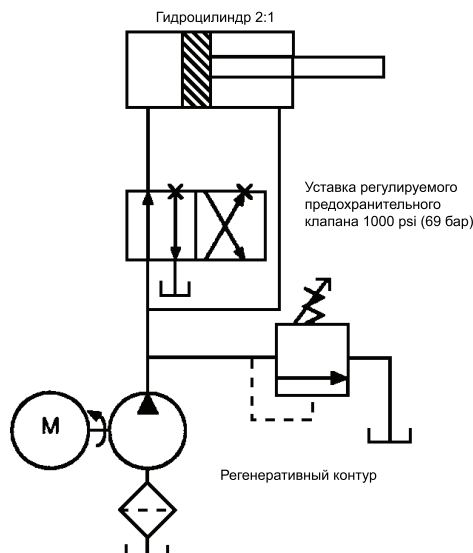
Проблема: Уплотнение штока гидроцилиндра пробито. Почему?



4. Проблема: В регенеративном контуре, показанном ниже, компоненты соединены так, чтобы шток гидроцилиндра перемещался с одинаковой скоростью при выдвигании и втягивании. Давление системы = 69 бар (1000 psi); расход = 38 л/мин (10 гал/мин).

Если шток гидроцилиндра имеет диаметр 5 см (2 дюйма), то какой будет скорость штока? _____

Какое максимальное усилие может создавать этот гидроцилиндр? _____



Упражнения к главе 5 (продолжение)

5. Гидроцилиндр с гильзой диаметром 7 см (3 дюйма) и ходом 41 см (16 дюймов) получает 68 л/мин (18 гал/мин). Какой является скорость штока?

6. Гидроцилиндр с гильзой диаметром 20 см (8 дюймов) и ходом 1 м (36 дюймов) должен выдвигаться за одну минуту. Какой расход для этого требуется?

7. Гидроцилиндр с гильзой диаметром 25 см (10 дюймов) и ходом 0,6 м (24 дюйма) должен перемещать нагрузку 38 718 Н (78 540 фунтов) за свой ход в течение трёх секунд. Какую гидравлическую мощность должен создавать гидроцилиндр?

Глава 6

Клапаны регулирования давления

В мобильных гидросистемах давление регулируется с помощью клапанов регулирования давления. Они, в основном, делятся на пять типов, и могут управляться непосредственно или через пилотное управление:

- Предохранительные клапаны (ограничивают максимальное давление в системе или в её части).
- Редукционные клапаны (понижают давление системы на выходе до постоянной величины независимо от флуктуаций в главной системе выше выбранного давления).
- Компенсаторы давления (поддерживают постоянный перепад давлений, например, на регулируемых дросселях).
- Клапаны последовательности и разгрузочные клапаны (открывают или закрывают путь прохождения потока при заданном уровне давления).
- Клапаны удержания нагрузки (обеспечивают бескавитационное опускание, предотвращая выбег привода под действием веса нагрузки).

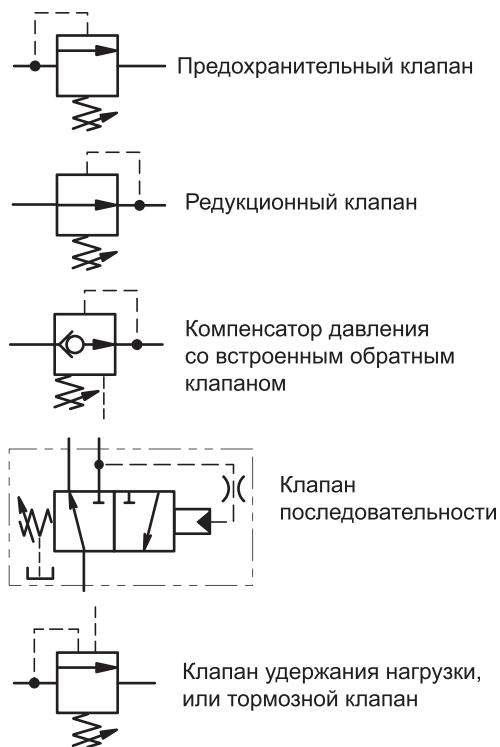


Рис. 6-1 Условные обозначения клапанов регулирования давления

Предохранительные клапаны прямого действия

Предохранительные клапаны прямого действия ограничивают максимальное давление системы. Они могут быть неотъемлемой частью главного гидрораспределителя.

Предохранительный клапан, в основном, состоит из запорного элемента (конуса, тарелки), седла, пружины и винта настройки.

Работа клапана

На Рис. 6-2 входное (первичное) отверстие подсоединяется к давлению системы, а выходное (вторичное) отверстие – к баку; конус удерживается в своем седле пружиной. Когда давление преодолевает усилие пружины, конус отжимается от седла и открывает проход рабочей жидкости в бак. Поток из насоса теперь направляется в бак, и давление системы ограничивается величиной уставки пружины.

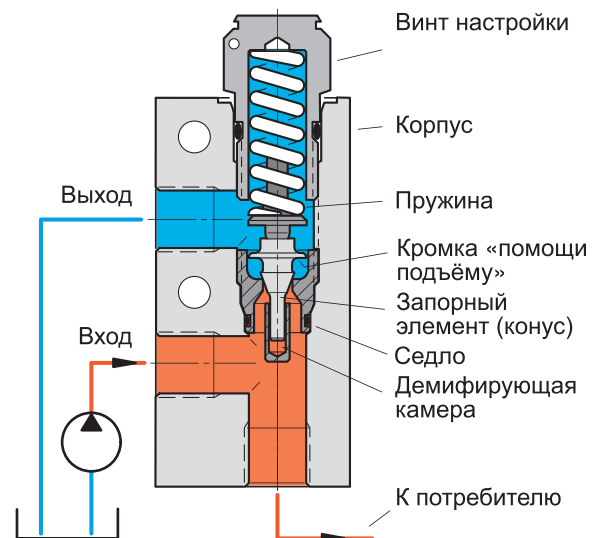


Рис. 6-2 Предохранительный клапан прямого действия (в разрезе)

Величина открытия конуса зависит от расхода, и при этом поддерживается баланс сил от давления жидкости на конус и усилия пружины. Вследствие этого гидравлическая энергия преобразуется в тепловую (Формула 6-1).

Формула 6-1 Энергия является функцией расхода, давления и времени

$$W = Q \times p \times t$$

где: W - энергия
Q - расход
p - перепад давлений
t – время.

Характеристики клапана

Клапан прямого действия начинает открываться, когда входное давление превышает уставку пружины. Это давление «срабатывания» обычно немного ниже «заданного давления». Такое действие клапана обусловлено сжатием пружины (довольно жёсткой) вследствие увеличивающегося потока, проходящего через конус, и уменьшающейся эффективной площади входа.

Когда клапан начинает открываться в точке срабатывания, гидравлическое статическое давление действует на площадь A1 конуса (Рис. 6-3). Конус открывается на некоторое расстояние, сжимая пружину. Чтобы пропускать больший поток через ограничивающее отверстие требуется большее давление рабочей жидкости.

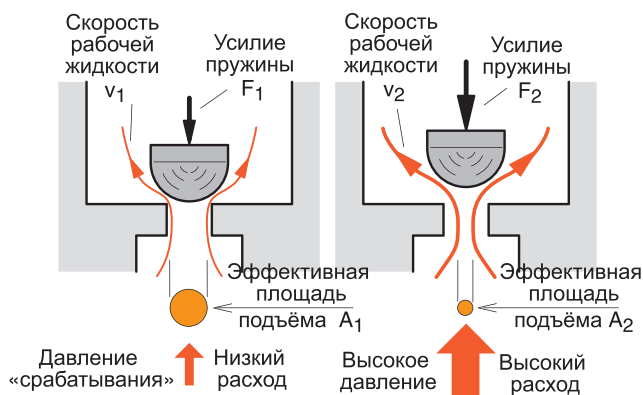


Рис. 6-3 Эффективная площадь подъёма (под действием давления)

Более высокая скорость рабочей жидкости, проходящей через отверстие между седлом и конусом, уменьшает эффективную площадь подъёма (A2 меньше, чем A1) потому, что статическое давление падает.

Когда сила F возрастает (вследствие сжатия пружины), и эффективная площадь подъёма A уменьшается, требуется более высокое давление; см. Формулу 6-2. В результате, давление увеличивается при возрастании расхода, как показано на Рис. 6-4. Это увеличение может быть компенсировано до некоторой степени с помощью динамического воздействия струи жидкости на кромку «помощи подъёму» на конусе клапана (показанную на Рис. 6-2 и 6-6).

Формула 6-2 Усилие пружины является функцией давления и площади

$$F = p \times A$$

где: F = усилие пружины
p = давление, действующее на конус
A = площадь, на которую действует давление

Повышенная характеристика улучшает запас устойчивости клапана. Для устранения описанного выше противоречия необходим тщательный выбор характеристики пружины. Иначе конус начнет колебаться и создавать пики высокого давления и недопустимый шум; см. кривую «нестабильной системы» на Рис. 6-4.

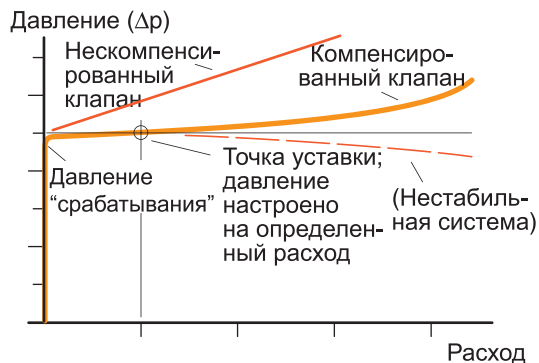


Рис. 6-4 График «давление-расход» предохранительного клапана прямого действия.

Основной причиной использования предохранительных клапанов прямого действия для исключения ударов в отверстиях привода (Рис. 6-8) является их высокое быстродействие, меньшее перерегулирование (Рис. 6-5) и меньшая утечка, чем у клапанов с пилотным управлением (непрямого действия. Прим. ред.).

Демпфирование предохранительного клапана

Динамическая устойчивость клапана в системе зависит от веса и формы конуса и седла, а также от характеристики пружины. Механические или гидравлические вибрации могут доходить до предохранительного клапана и вызывать колебания конуса, требующие соответствующего демпфирования. На Рис. 6-2 показан демпфер поршневого типа на входной (первичной) стороне. Объём рабочей жидкости из демпфирующей камеры должен проходить через небольшой зазор между поршнем конуса и соответствующим отверстием.

Степень демпфирования зависит от размера зазора между поршнем конуса и отверстием в седле, а также от вязкости рабочей жидкости; чем выше степень демпфирования, тем выше будет перерегулирование (Рис. 6-5).

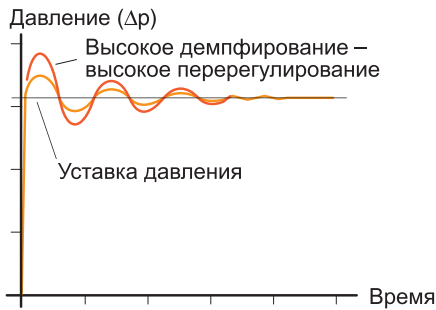


Рис. 6-5 Диаграмма, показывающая «перерегулирование» давления (когда предохранительный клапан резко открывается)

Области применения предохранительного клапана

Предохранительный клапан широко применяется в гидросистемах. Он может использоваться как предохранительный/защитный клапан системы или как «демпфирующий клапан» вспомогательной линии, защищающий, например, привод от чрезмерных внешних усилий.

Предохранительные клапаны приводов

Клапан регулирования давления, защищающий гидроцилиндр или гидромотор посредством поглощения пиков/«ударов» давления, часто называется предохранительным клапаном линии привода или демпфирующим клапаном. Он может настраиваться выше или ниже давления системы.

Клапан, показанный на Рис. 6-6 является аппаратом картриджного (ввертного) типа. Он обычно встраивается в главный гидрораспределитель и располагается между отверстием привода и сливной линией. Он также может устанавливаться в отдельный корпус.

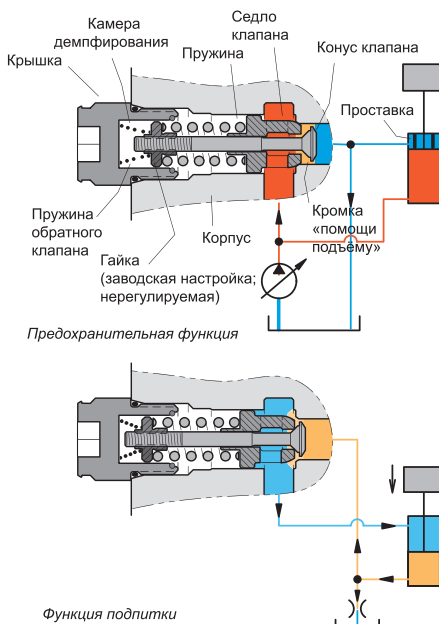


Рис. 6-6 Предохранительный клапан патронного типа (с функцией обратного клапана подпитки)

Обычно эти клапаны комбинируются с антикавитационной функцией, позволяющей рабочей жидкости протекать в противоположном направлении подпитки, уменьшая риск кавитации в камерах гидроцилиндра или гидромотора.

Как показано на рисунке, клапан состоит из седла, конуса, пружины, гайки или винта настройки (при наличии настройки), пружины обратного клапана и крышки.

Предохранительные клапаны в гидросистеме

На Рис. 6-7 показана гидросистема с главным предохранительным клапаном, но без предохранительных (демпфирующих) клапанов отверстий привода. В этих условиях соединенные с гидроцилиндром отверстия блокируются в нейтральной позиции золотника гидрораспределителя. Если во время работы системы внешнее усилие будет вызывать повышение давления в отверстиях «А» или «В», такое повышение давления может повредить гидроцилиндр или идущие к нему линии.

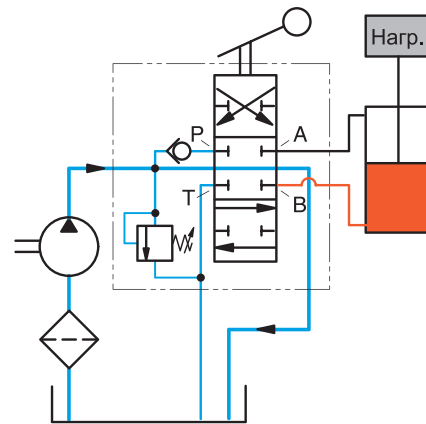


Рис. 6-7 Гидравлический контур с главным предохранительным клапаном

Как видно из схемы, предохранительный клапан системы изолирован от отверстий привода в нейтральной позиции золотника. Следовательно, он не защищает гидроцилиндр от возможных пиков давления.

Гидрораспределитель с предохранительными клапанами линий подключения гидродвигателя, Рис. 6-8, защищает гидроцилиндр от пиков высокого давления, вызванных, например, внешними силами. Каждый из этих клапанов может быть регулируемым или иметь постоянную уставку давления.

Если внешняя сила вызывает повышение давления в одном из отверстий гидроцилиндра, давление заставляет соответствующий клапан открываться в бак, тем самым, ограничивая давление. Когда предохранительный клапан открывается, поршень гидроцилиндра движется вниз из-за перетечек рабочей жидкости в бак.

Это движение поршня может, если ему нет противодействия, вызывать состояние под названием кавитация в штоковой камере гидроцилиндра. Для предотвращения этого разрушительного явления в линиях «А» и «В» устанавливаются обратные клапаны, обеспечивающие поток подпитки.

Для более подробного объяснения принципа работы допустим, что отверстие «В» соединено с поршневой камерой гидроцилиндра, а отверстие «А» — со штоковой камерой (Рис. 6-8). Дополнительная нагрузка «F», прикладываемая сверху к первоначальной нагрузке, вызывает сжатие рабочей жидкости в поршневой камере гидроцилиндра. Если «F» достаточно велика, будет создаваться пик давления, превышающий уставку предохранительного клапана, и предохранительный клапан отверстия «В» откроется.

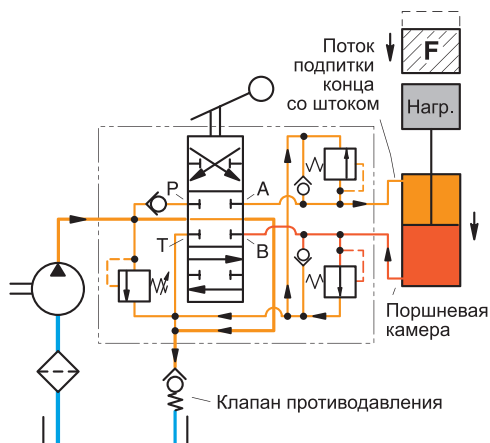


Рис. 6-8 Функция предохранительного клапана линии привода («удар» давления в поршневой камере)

Рабочая жидкость из поршневой камеры частично возвращается в бак, и частично проходит через обратный клапан отверстия «А» в штоковую камеру гидроцилиндра, уменьшая риск кавитации.

Если вместо этого на гидроцилиндр будет действовать большая тяговая нагрузка (Рис. 6-9), будет открываться предохранительный клапан отверстия «В». Вследствие меньшей площади штоковой камеры (по сравнению с поршневой) поток, выталкиваемый из штоковой камеры, будет недостаточным для заполнения увеличивающегося объема в поршневой камере (через обратный клапан в отверстия «А»). По этой причине необходима дополнительная рабочая жидкость из сливной линии (подаваемая насосом или из бака).

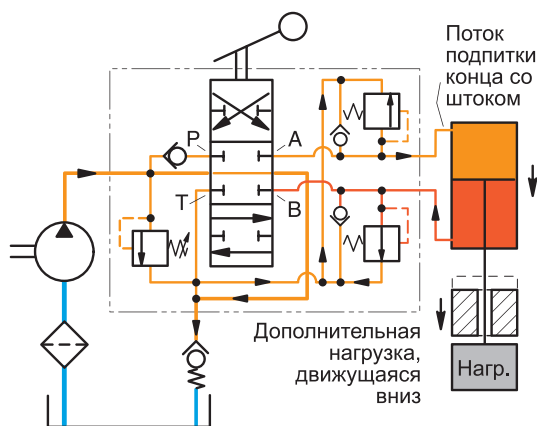


Рис. 6-9 Функция предохранительного клапана линии привода («удар» давления в штоковой камере)

ПРИМЕЧАНИЕ: С целью получения достаточного противодействия для реализации функции подпитки может потребоваться установка клапана противодействия в сливной линии (показан на Рис. 6-8 и 6-9).

Перекрытые предохранительные клапаны

В системах с гидромоторами часто используются перекрытые предохранительные клапаны. Когда гидромотор работает (в любом направлении), ему необходима защита от пиков высокого давления, вызываемых крутящими моментами внешних нагрузок.

Примером может служить внезапно остановленный гидромотор (Рис. 6-10). Это может произойти, например, когда машина с приводом от гидромотора внезапно наталкивается на препятствие. Весь поток насоса будет моментально направлен через перекрытый предохранительный клапан, и у насоса будет время уменьшить рабочий ход, иначе будет срабатывать главный предохранительный клапан (не показан).

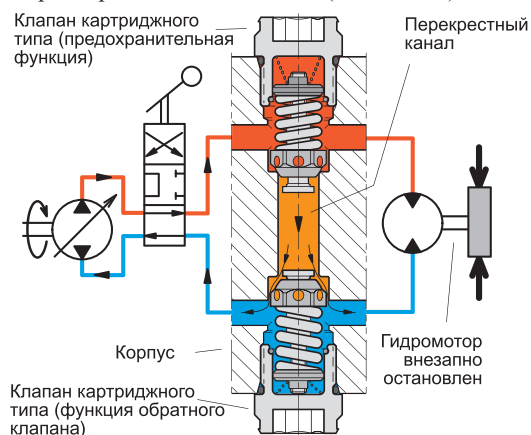


Рис. 6-10 Перекрытые предохранительные клапаны в контуре «насос-гидромотор» (гидромотор внезапно остановлен)

Если оператор машины резко переключит гидрораспределитель в нейтральную позицию (Рис. 6-11), пик давления, создаваемый инерцией нагрузки гидромотора будет ограничиваться соответствующим перекрытым предохранительным клапаном, обеспечивая плавную остановку вращающейся массы.

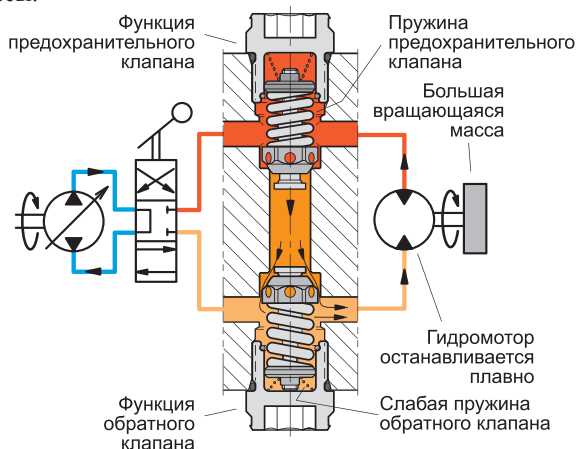


Рис. 6-11 Перекрытые предохранительные клапаны в контуре «насос-гидромотор» (гидрораспределитель переключён в нейтральную позицию)

Конструкция

В большинстве случаев перекрестные предохранительные клапаны состоят из двух патронных предохранительных клапанов прямого действия со встроенной функцией обратного клапана. Выходные линии клапанов соединены между собой, как показано на рисунке. Когда один из предохранительных клапанов открывается, рабочая жидкость проходит через обратный клапан противоположного патрона в камеру низкого давления гидромотора.

Патрон предохранительного клапана удерживается в своём седле слабой пружиной (конического типа, как показано на рисунке). При работе в качестве обратного клапана весь патрон перемещается, сжимая свою коническую пружину и позволяя потоку проходить к другому отверстию гидромотора. При этом уменьшается риск кавитации в камере низкого давления гидромотора.

ПРИМЕЧАНИЕ: Для большей наглядности на приведенной в этой главе схеме опущены некоторые компоненты, являющиеся существенными для правильного функционирования гидросистемы.

Предохранительные клапаны с пилотным управлением (непрямого действия. Прим. ред.)

В принципе, существуют два варианта управления. На Рис. 6-12 давление измеряется на входной (первичной) стороне; этот тип измерения давления называется «прямым пилотным управлением».

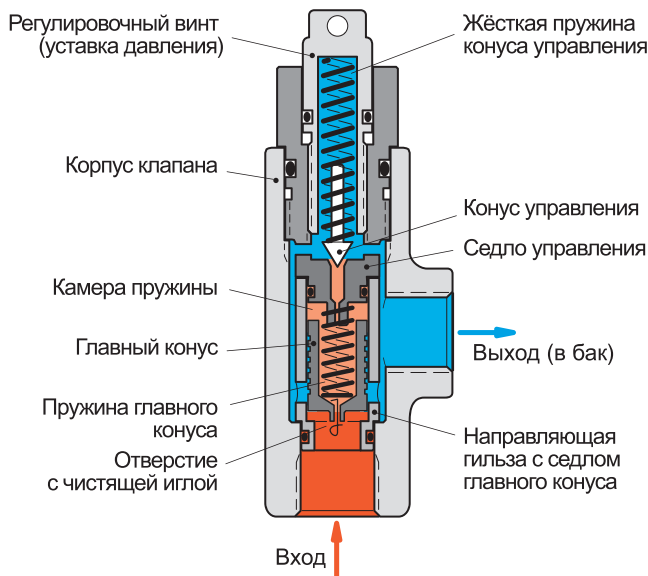


Рис. 6-12 Регулируемый предохранительный клапан с пилотным управлением (в разрезе)

Клапаны регулирования давления также могут измерять давление в другой части гидросистемы с помощью внешней линии управления, Рис. 6-14. Этот тип измерения давления называется «дистанционным пилотным управлением». В отличие от клапана прямого действия, в котором золотник или конус удерживается в смещенном положении только усилием пружины, в клапане с пилотным управлением главный конус смещается как давлением рабочей жидкости, так и усилием пружины.

Пилотная секция предохранительного клапана непрямого действия (Рис. 6-12) состоит из простого конуса, нагруженного пружиной и работающего с малыми расходами при высоком перепаде давлений. Главная секция также содержит простые конус/гильзу с пружинным смещением, работающие с большими расходами при низком перепаде давлений. При их совместном использовании возможна работа с большими расходами и высокими давлениями.

Клапан, показанный на рисунке, состоит из главного конуса с малым отверстием и чистящей иглой, пружины главного конуса, комбинированной направляющей гильзы с седлом, а также седла, конуса, пружины и регулировочного винта пилотной секции.

Работа клапана

В предохранительном клапане с пилотным управлением, показанном на Рис. 6-12, исключается сильное повышение давления при увеличении расхода с помощью слабой пружины смещения главного конуса (или золотника). Давление рабочей жидкости и пружина смещают главный конус клапана.

При достижении определенного давления системы конус поднимается из своего седла. Небольшое повышение давления при увеличивающемся расходе вызвано, прежде всего, сжатием слабой пружины и силами потока, действующими на конус. На Рис. 6-13 показана характеристика типичного предохранительного клапана с пилотным управлением.

Максимальное давление рабочей жидкости, необходимое для смещения главного конуса, определяется уставкой и характеристикой пилотного клапана. Для прохода давления в камеру пружины в главном конусе просверлено отверстие. Чистящая игла предотвращает закупорку этого отверстия.

В качестве примера, допустим, что пружина главного конуса клапана имеет уставку 7 бар (100 psi) и что клапан пилотной секции ограничивает управляющее давление в камере пружины до 140 бар (2000 psi). При давлении системы 140 бар (2000 psi), действующем на нижнюю часть конуса и толкающем его вверх, общее механическое и гидравлическое давление 147 бар (2100 psi) действует в сторону удержания главного конуса в нижнем положении.

Так как клапан пилотной секции настроен на ограничение давления рабочей жидкости в камере пружины главного конуса до 140 бар (2000 psi), при достижении этого давления клапан пилотной секции открывается, и рабочая жидкость течёт в бак. Общее давление, действующее вниз, все еще выше, чем давление, действующее вверх. Как можно видеть, давление открывания пилотной секции, ниже давления открывания главного конуса.

Высокий коэффициент жёсткости пружины приводит к значительному увеличению давления в фазе управления (см. Рис. 6-13). В результате малый расход должен проходить через управляющий клапан перед достижением «стационарной фазы», расход, который можно принять за утечку.

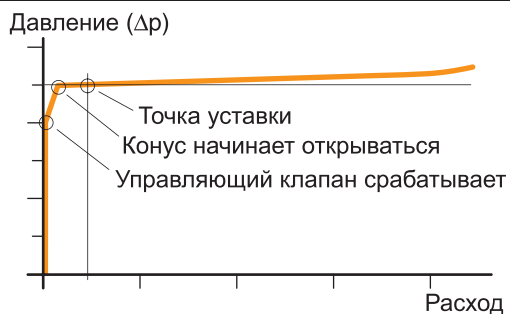


Рис. 6-13 График «давление-расход» предохранительного клапана с пилотным управлением.

Расход рабочей жидкости через отверстие в главном конусе увеличивается, вызывая некоторый перепад давлений на отверстии, приводящий к уменьшению давления над главным конусом.

Когда перепад давлений становится равным уставке давления слабой пружины главного конуса, последний начинает открываться. В зависимости от конструкции отверстия и конусов могут достигаться различные перепады давлений и характеристики открывания.

Максимальное давление, которое может смещать главный конус в «нижнее» положение, равно 147 бар (2100 psi). Если бы управляющий клапан имел идеальную характеристику «давление-расход», давление под главным конусом могло бы только повышаться немного выше 140 бар (2000 psi); но это не соответствует приведенной конструкции.

Обратите внимание, что предохранительный клапан с пилотным управлением имеет, по крайней мере, в два раза больше возможных каналов утечки, чем клапан прямого действия.

Предохранительные клапаны с дистанционным пилотным управлением

Дистанционная настройка предохранительного клапана с пилотным управлением может выполняться с помощью отдельного предохранительного клапана, как показано на Рис. 6-14.

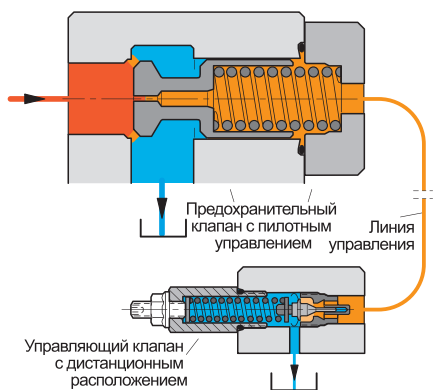


Рис. 6-14 Предохранительный клапан с пилотным управлением и настраиваемым управляющим клапаном (в разрезе)

При монтаже пилотного клапана в отдельном корпусе, его можно устанавливать в легкодоступном месте, обеспечивающем удобство настройки оператором машины или обслуживающим специалистом.

Тем не менее, следует учитывать, что при такой компоновке могут возникать проблемы устойчивости, для устранения которых потребуется соответствующее демпфирование.

Редукционные клапаны

Следующим типом клапана регулирования давления прямого действия является клапан, обеспечивающий прохождение потока через клапан в его исходном (нормально открытом) положении.

Клапан этого типа с общеупотребительным названием редукционный клапан ограничивает уровень давления на выходном (вторичном) отверстии и поддерживает его постоянное значение независимо от колебаний давления во входном (первичном) отверстии. Для поддержания давления на выходной стороне входное давление должно быть, по крайней мере, на том же уровне, что и заданное давление.

На Рис. 6-15 показан редукционный клапан прямого действия. Он состоит из корпуса, золотника, пружины, винта настройки и стопорной гайки. Такие клапаны могут быть двух- или трёхлинейными; на рисунке показан трёхлинейный клапан.

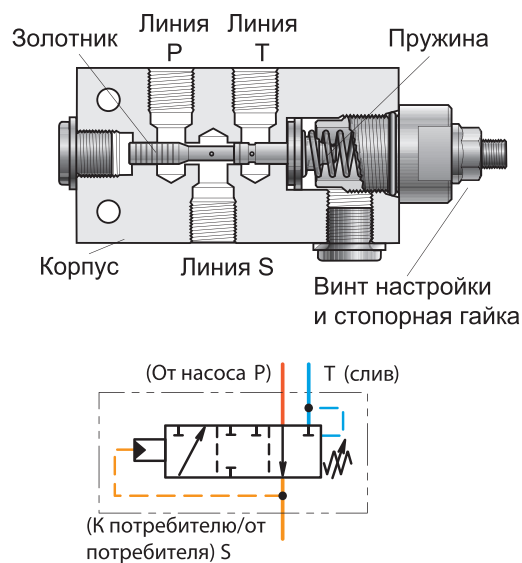


Рис. 6-15 Трёхлинейный редукционный клапан (в разрезе) со схемой

Клапан открыт (P- S) до тех пор, пока уровень давления на вторичной стороне (S) ниже уставки пружины. Из камеры пружины осуществляется внутренний слив в бак через небольшое отверстие в золотнике. Вторичное давление действует (через другое небольшое отверстие в золотнике) на площадь левого торца золотника. Когда давление в линии S повышается до заданного значения, золотник перемещается вправо и дросселирует (редуцирует) поток P- S. Если давление на вторичной стороне будет стремиться к превышению уставки, то золотник клапана будет двигаться

далее (вправо) и соединять S с T. При этом клапан действует как предохранительный клапан на вторичной стороне.

Редукционный клапан может легко управляться посредством соединения настраиваемого управляющего предохранительного клапана с камерой пружины (Рис. 6-16). Это аналогично показанному выше предохранительному клапану с пилотным управлением.

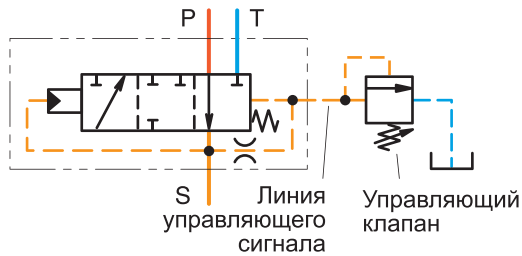


Рис. 6-16 Трёхлинейный редукционный клапан с внешним управлением

Если редукционный клапан предназначен для управления большими расходами, обычно он имеет пилотное управление. На Рис. 6-17 показан клапан с пилотным управлением, оснащенный интегрированным электронным модулем управления, который контролирует пропорциональный электромагнитный пилотный клапан. Это позволяет настраивать уставку давления (в линии A) дистанционным электрическим сигналом.

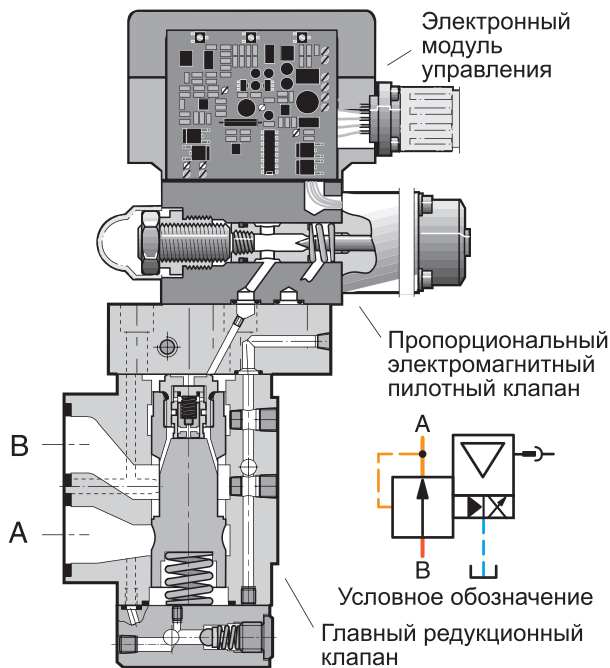


Рис. 6-17 Редукционный клапан с электронным управлением (с условным обозначением)

График на рис. 6-18 показывает, что при уставке, например, равной 150 бар (2200 psi), клапан с большой точностью поддерживает заданное значение в линии A независимо от колебаний входного давления в линии B.

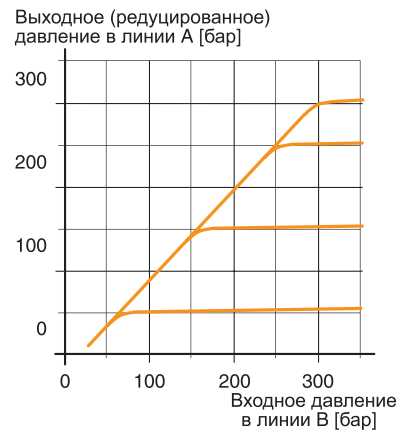


Рис. 6-18 График зависимости выходного давления от входного давления редукционного клапана, показанного на Рис. 6-17

Клапаны последовательности

На Рис. 6-19 показан клапан последовательности 3/2 (три линии, два положения), который управляется внутренним управляющим сигналом.

Золотник изменяет положение, когда давление в линии P повышается до уставки давления пружины. Клапан может быть либо нормально закрытым (как на Рис. 6-19), либо нормально открытым.

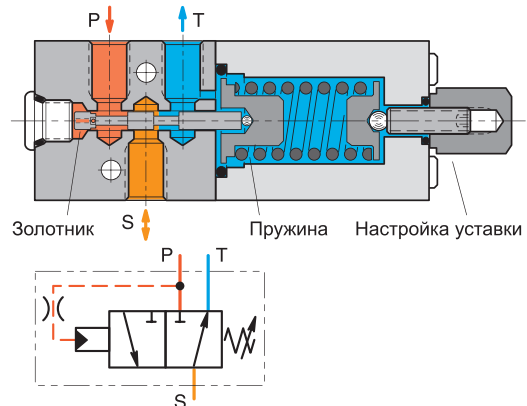


Рис. 6-19 Клапан последовательности в разрезе (с условным обозначением)

Клапаны последовательности поставляются в нескольких вариантах исполнения, например, 3/2 (показан выше), 2/2, и клапаны с пилотным (дистанционным) управлением. Они используются, например, в контурах управления с низким расходом, где необходимо закрывать или открывать соединение при заданном уровне управляющего сигнала из другого контура.

Другими областями применения клапана последовательности являются кран и лесопогрузчик. Этот клапан может входить в состав системы защиты от перегрузки. Он предотвращает любую попытку подъема нагрузки, которая будет превышать максимально допустимый опрокидывающий момент (вес × «плечо») основной конструкции крана или погрузчика.

Компенсаторы на входе

Компенсатор давления на входе/байпасный клапан может встраиваться в пропорциональный гидрораспределитель для обеспечения расхода, не зависящего от давления нагрузки. Эта клапанная функция используется в системах с замкнутым контуром и постоянным расходом (CFC) с нерегулируемыми насосами, поэтому скорость функции (привода) прямо пропорциональна положению рукоятки (определяющего степень открывания золотника, отверстия, или площадь).

Компенсатор на входе является нормально закрытым (не пропускающим) клапаном давления, расположенным на входе гидрораспределителя (Рис. 6-20). Он состоит из золотника компенсатора, пружины, предохранительного клапана и демпфирующего отверстия.

Разгрузочный клапан в контуре

На Рис. 6-20 показан золотник гидрораспределителя в нейтральной позиции. Поток из насоса, входящий в отверстие «Р», проходит вокруг золотника компенсатора и соединён с нижней торцевой поверхностью золотника. Камера пружины и предохранительный клапан (называемые контуром, чувствительным к нагрузке) имеют слив в бак через канавку измерения нагрузки на золотнике гидрораспределителя.

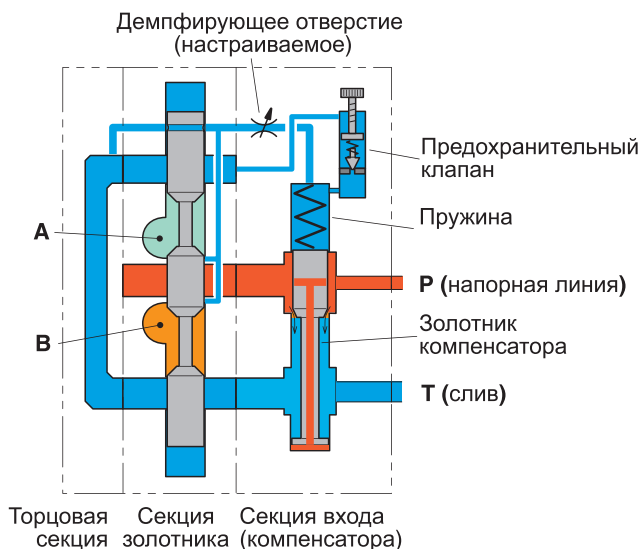


Рис. 6-20 Контур чувствительного к нагрузке клапана с компенсатором давления на входе (золотник в нейтральной позиции)

Поэтому любое давление насоса выше уставки пружины, обычно равной 6 бар (85 psi), будет вызывать сдвиг золотника компенсатора «вверх» и отвод потока насоса в бак при перепаде давлений 6 бар (85 psi).

Когда золотник гидрораспределителя перемещается «вниз» или «вверх» (Рис. 6-21), давление нагрузки в отверстии привода «А» или «В» (в зависимости от того, какое из них соединено с отверстием «Р») измеряется в 4-линейном корпусе и передается в пружинную камеру компенсатора

на входе и предохранительный клапан. Компенсатор поддерживает постоянный перепад давлений на 4-линейном золотнике с одновременным отводом любого избыточного потока насоса в бак.

Положение золотника гидрораспределителя задаёт определенный расход, и давление нагрузки измеряется в пружинной камере.

Давление нагрузки и усилие пружины смещают золотник компенсатора вниз, и одновременно давление насоса воздействует на нижнюю торцевую поверхность золотника. Поток из отверстия «Р» не поступает в отверстие привода до тех пор, пока давление насоса не превысит давления нагрузки плюс усилие пружины.

При работе клапана золотник компенсатора постоянно осуществляет регулирование, пропуская лишь поток, необходимый для функции и эквивалентный величине смещения золотника при перепаде давлений на его рабочих кромках, определяемом усилием пружины. Так как компенсатор постоянно сравнивает давление нагрузки с давлением насоса (поддерживает постоянный перепад давлений на четырёхлинейном золотнике), расход на выходе четырёхлинейного золотника является постоянным для определенного его положения независимо от изменений давления нагрузки; см. Формулу 6-3.

Формула 6-3 Падение давления на отверстии

$$p = C \times Q^2 / A^2$$

где: p - падение давления на отверстии
 (= кольцевая площадь золотника; Рис. 6-21)
 C - постоянная (зависящая от формы отверстия и плотности рабочей жидкости)
 Q - расход через отверстие
 A - площадь отверстия

Когда падение давления на отверстии поддерживается постоянным, расход прямо пропорционален площади отверстия, или Q (расход) является функцией A (площади).

ПРИМЕЧАНИЕ: Если потребность в выходном расходе стремится быть равной подаче насоса, компенсатор блокирует перепуск «Р» - «Т», и выходной расход не может компенсироваться.

Регулирование максимального давления нагрузки

Для ограничения давления нагрузки в компенсатор на входе встраивается предохранительный клапан, Рис. 6-21 и 6-22, который ограничивает давление нагрузки. Когда давление нагрузки превысит уставку предохранительного клапана, он открывается, ограничивая максимальное давление в пружинной камере до уставки предохранительного клапана. Таким образом, любое давление нагрузки выше уставки предохранительного клапана будет вызывать отвод потока насоса золотником компенсатора в бак при падении давления, эквивалентном уставке предохранительного клапана плюс усилие пружины.

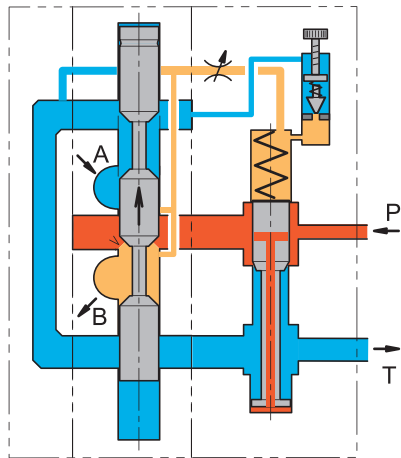


Рис. 6-21 Клапан компенсатора на входе активирован (золотник клапана сдвинут «вверх»)

Настраиваемое демпфирующее отверстие компенсатора используется для снижения его быстродействия. В результате компенсатор не будет «рыскать», пытаясь быстро отслеживать изменения давления нагрузки.

Редукционный компенсатор

Редукционный компенсатор, Рис. 6-22, используется в гидрораспределителе совместно с насосами с компенсацией по давлению или чувствительностью к нагрузке, контурами аккумуляторов или когда несколько гидрораспределителей соединены в контуре параллельно.

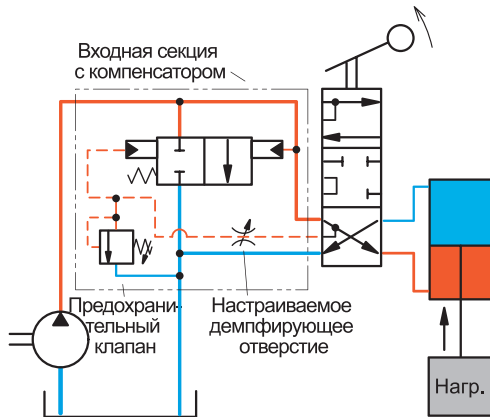


Рис. 6-22 Схема входного компенсатора

В некоторых конструкциях клапанов компенсатор используется как входной компенсатор, а в других – как компенсатор отдельной секции клапана. Компенсатор состоит из золотника, пружины, настраиваемого демпфирующего отверстия и иногда из предохранительного клапана.

Главным различием между редукционным (нормально открытым) компенсатором и ранее описанным разгрузочным (нормально закрытым) клапаном является то, что компенсатор удерживается в закрытом состоянии в своем исходном положении.

Редукционный компенсатор выполняет три основные функции:

- блокирует неиспользуемый расход насоса на входе, обеспечивая уменьшение рабочего хода насосов с компенсацией по давлению или чувствительностью к нагрузке.
- обеспечивает постоянное Δp на 4-линейном золотнике.
- ограничивает максимальное давление нагрузки.

Когда золотник гидрораспределителя находится в нейтральной позиции, компенсатор блокирует весь поток насоса на входе. Это позволяет уменьшить рабочий ход насоса или использовать поток насоса в любом другом месте системы.

Из пружинной камеры осуществляется слив в бак, как видно на Рис. 6-23. При давлении насоса выше установки пружины, обычно равной 6 бар (85 psi), золотник компенсатора сдвигается «вверх» и блокирует любой поток насоса.

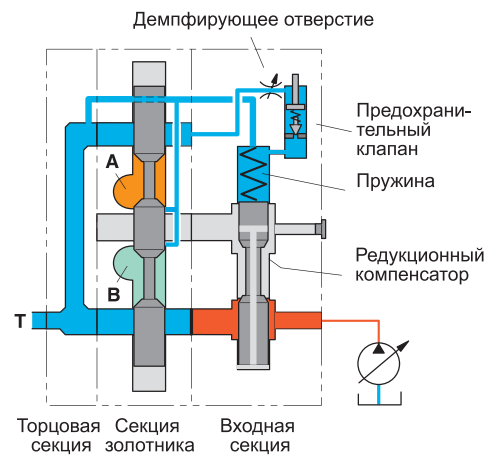


Рис. 6-23 Входная секция с редукционным компенсатором

Когда золотник гидрораспределителя сдвинут от нейтральной позиции (Рис. 6-24), редукционный компенсатор поддерживает постоянное Δp на 4-линейном золотнике; любой неиспользуемый поток насоса блокируется на входе. Давление нагрузки, измеряемое в камере пружины, и усилие пружины действуют на левый торец золотника компенсатора, в то время как давление насоса действует на противоположный торец.

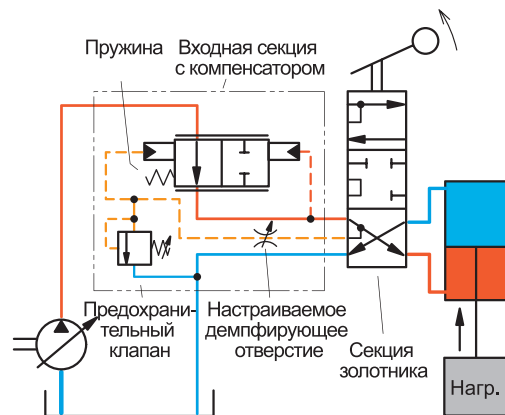


Рис. 6-24 Контур компенсатора давления (золотник регулирующего клапана сдвинут «вверх»)

При работе клапана золотник компенсатора постоянно осуществляет регулирование, пропуская лишь поток, необходимый для функции и соответствующий величине перемещения золотника при перепаде давлений, определяемом усилием пружины.

Поскольку компенсатор непрерывно отслеживает Δp на 4-линейном золотнике и выполняет регулирование для поддержания этого перепада давлений, выходной поток к нагрузке будет постоянным независимо от изменений в давлении нагрузки.

Настраиваемое отверстие используется для демпфирования колебаний компенсатора при очень сильных флуктуациях давления нагрузки. Предохранительный клапан измеряет давление нагрузки в камере пружины. Любое давление насоса выше уставки предохранительного клапана заставляет золотник компенсатора закрываться, максимизируя давление нагрузки.

Регуляторы нагрузки

Следующие клапаны могут быть использованы, например, для предотвращения неконтролируемого падения подвешенной нагрузки.

1) обратный клапан с пилотным управлением (гидрозамок. Прим. ред.).

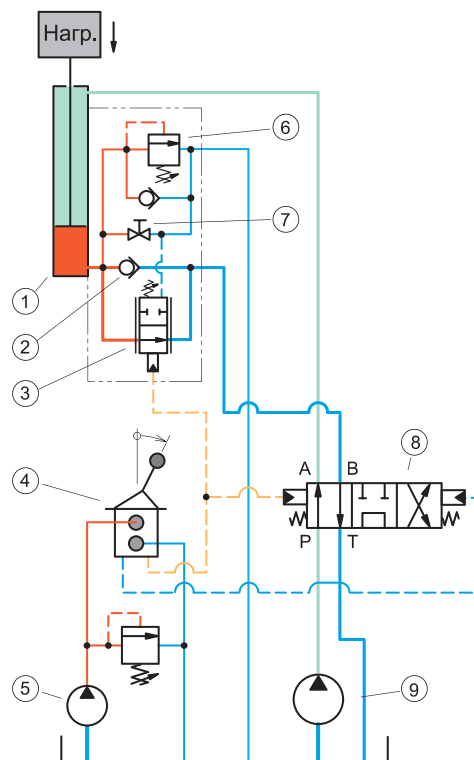
2) уравнивающий клапан

Регулятор нагрузки может потребоваться для следующих целей:

- блокировка нагрузки при разрыве шланга или трубопровода
- исключение опускания нагрузки вследствие утечки в гидрораспределителе
- обеспечение плавного регулирования в режиме опускания
- исключение удара давления в приводе при внезапном закрытии гидрораспределителя
- минимизация энергии при подъёме или опускании лёгкой нагрузки

Уравнивающий клапан обычно удовлетворяет всем перечисленным выше требованиям, в то время как обратный клапан с пилотным управлением – только первым двум.

ПРИМЕЧАНИЕ: В качестве альтернативы приведенным выше клапанам может использоваться так называемый клапан разрыва шланга (Рис. 6-25) с фланцевым монтажом на гидроцилиндре. В случае разрыва в линии, соединенной с отверстием «В», движение опускания нагрузки может быть плавно остановлено просто с помощью возврата рукоятки дистанционного управления в нейтральную позицию; не будет происходить какого-либо удара давления.



1. Гидроцилиндр
2. Обратный клапан функции подъёма
3. Клапан функции опускания
4. Клапан дистанционного управления
5. Насос управления
6. Амортизирующий клапан
7. Ручная блокировка регулирования
8. Главный гидрораспределитель
9. Главный насос

Рис. 6-25 Контур клапана разрыва шланга (режим опускания)

Кроме золотникового клапана функции опускания, клапан разрыва шланга содержит ручную блокировку регулирования и амортизирующий клапан, предотвращающий удары давления, для случая отказа линии сигнала управления.

Как показано на Рис. 6-25, клапан разрыва шланга используется совместно с гидрораспределителем с пилотным управлением.

Обратный клапан с пилотным управлением

Простой обратный клапан с пилотным управлением устанавливается, например, на гидроцилиндре, как показано на Рис. 6-26. В режиме опускания клапан удерживается в открытом состоянии посредством напорной линии управления. Как только в линии «А» пропадает давление, обратный клапан эффективно блокирует нагрузку в её положении (но не может предотвратить перемещение вследствие утечки в уплотнении гидроцилиндра).

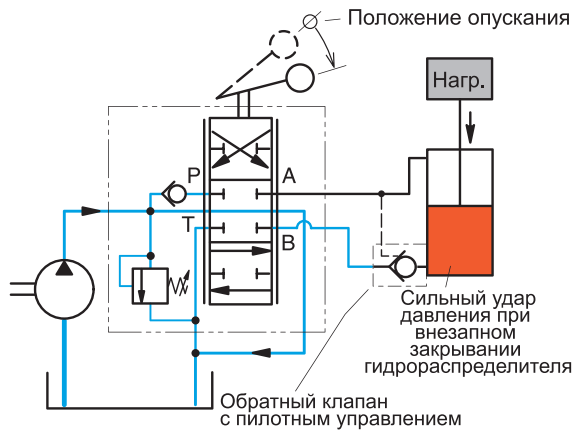


Рис. 6-26 Обратный клапан с пилотным управлением, установленный на гидроцилиндр в качестве клапана удержания нагрузки

Поскольку клапан либо закрыт, либо открыт, в гидроцилиндре может возникнуть сильный гидроудар, когда гидрораспределитель внезапно возвращается в нейтральную позицию из положения опускания; это можно предотвратить только медленным перемещением рукоятки гидрораспределителя.

Сильные удары давления также могут возникать, когда имеется разрыв в линии между обратным клапаном и отверстием «В». Обратный клапан с пилотным управлением может создавать ощутимые колебания давления системы (обнаруживаемые по сильному шуму) и, следовательно, его нельзя устанавливать в системе данного типа.

Уравновешивающий клапан

В мобильном гидрооборудовании этот клапан в основном используется как защитное устройство, такое как клапан разрыва шланга или клапан удержания нагрузки на гидроцилиндре стрелы.

Главной целью уравновешивающего клапана является обеспечение бескавитационного опускания нагрузки и предотвращение выбега привода под действием веса нагрузки. Он также действует как предохранительный клапан в одном направлении потока и как обратный клапан для свободного потока в противоположном направлении. Кроме того, он работает как клапан разрыва шланга при установке непосредственно на гидроцилиндре.

В мобильных системах золотник гидрораспределителя регулирует скорость выполнения рабочей функции. Тем не менее, в некоторых странах дополнительный уравновешивающий клапан является обязательным оборудованием.

Уравновешивающий клапан в гидросистеме

В гидросистеме на Рис. 6-27 гидрораспределитель направляет поток в штоковую камеру гидроцилиндра для опускания толкающей нагрузки. Вес нагрузки выталкивает рабочую жидкость из поршневой камеры гидроцилиндра, что вызывает неконтролируемое падение нагрузки

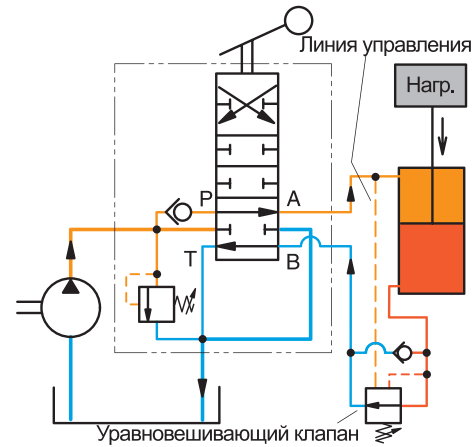


Рис. 6-27 Контур гидроцилиндра с уравновешивающим клапаном

(если скорость не ограничивается золотником главного гидрораспределителя). Поддачи насоса может не хватить для отслеживания движения поршня, что вызовет кавитацию в штоковой камере гидроцилиндра.

Для исключения такой ситуации в линию, идущую из поршневой камеры гидроцилиндра в отверстие «В», установлен уравновешивающий клапан, причём линия управления из штоковой камеры теперь контролирует его работу.

Для открывания этого клапана требуется управляющее давление, обычно составляющее от 10 до 30 % давления в поршневой камере. Если поршень стремится увеличить свою скорость, давление в штоковой камере будет падать, и клапан начнет ограничивать расход.

На Рис. 6-28 показана система с гидравлической лебёдкой. Уравновешивающий клапан предотвращает выбег подвешенной нагрузки, и для удержания клапана в открытом состоянии требуется определенное управляющее давление.

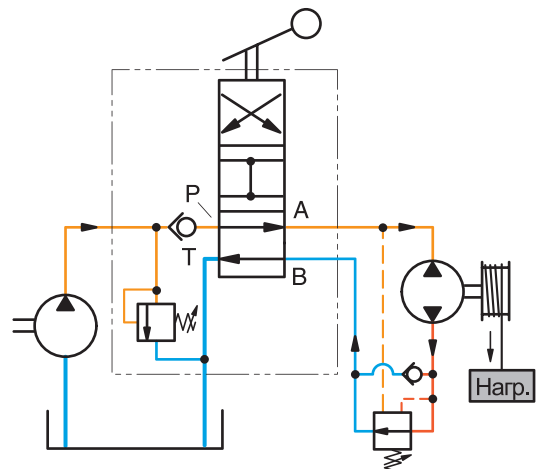


Рис. 6-28 Гидромотор двустороннего действия с уравновешивающим клапаном, действующим при опускании нагрузки

Глава 6 - Клапаны регулирования давления

Уравновешивающий клапан с пилотным управлением имеет следующие особенности:

- Он блокирует нагрузку (без утечки), когда гидрораспределитель не работает.
- Перемещение нагрузки останавливается в случае разрыва шланга или трубопровода.
- Он обеспечивает бескавитационное опускание нагрузки, регулируемое с помощью управляющего действия над расходом опускания и с помощью давления питания золотника, предотвращая выбег привода под весом нагрузки.
- Он обычно содержит обратный клапан для свободного потока в обратном направлении.
- Он содержит функцию предохранительного клапана, защищающую от ударов давления, вызываемых внешними силами или разгоном нагрузки (в случае, если золотник гидрораспределителя имеет открытый центр).

Для гидрораспределителя с закрытым центром требуются внешние предохранительные клапаны. При отсутствии компенсации, между главным золотником и клапаном удержания нагрузки будет создаваться противодействие.

Работа клапана

На Рис. 6-29 показан разрез типичной конструкции клапана (соответствующее условное обозначение показано вверх). Клапан имеет следующие режимы работы:

1. подъём нагрузки
2. удержание нагрузки
3. опускание нагрузки
4. функция ударной нагрузки (в режиме опускания нагрузки).

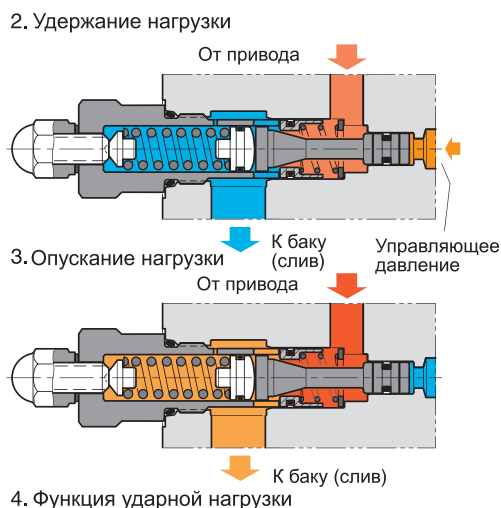
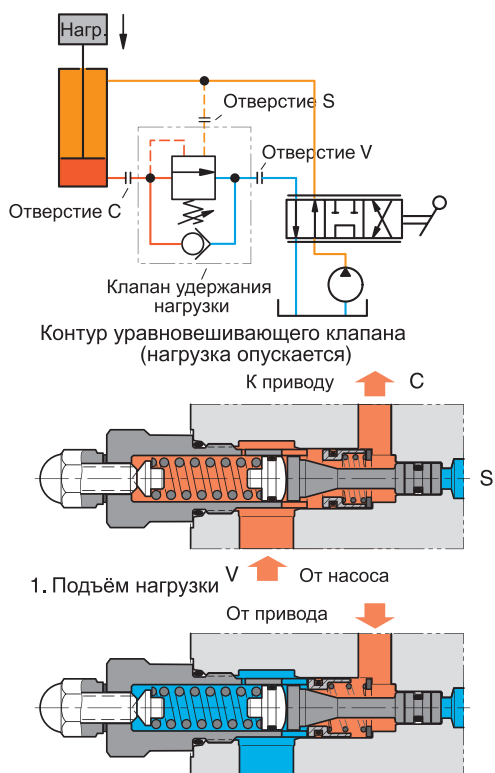


Рис. 6-29 Уравновешивающий клапан в четырёх режимах работы

Функция предохранительного клапана в уравновешивающем клапане должна быть способна остановить любой расход опускания (или возврата) при максимально допустимой нагрузке привода (соответствующей максимальному давлению, p_{max}). Предохранительный клапан обычно настраивается на значение не менее чем на 30% выше p_{max} (Формула 6-4).

Формула 6-4 Уставка предохранительного клапана по максимальному давлению нагрузки

$$p_s = 1,3 \times p_{max}$$

где: p_s = уставка предохранительного клапана уравновешивающего клапана

p_{max} = максимально допустимое давление нагрузки

Когда давление нагрузки действует на отверстие привода, клапан остается закрытым, пока отверстие управления не получит достаточного давления (удержание нагрузки). Давления управления и нагрузки действуют вместе для открывания клапана. Когда это объединённое давление достигает уставки клапана, нагрузка начинает двигаться.

Если нагрузка пытается превысить подачу насоса, давление в линии управления снижается. Предохранительный клапан при этом дросселирует (редуцирует) расход и отслеживает нагрузку. В противоположном направлении поток свободно проходит через обратный клапан, как показано на рисунке (подъём нагрузки).

Управляющее давление, необходимое для начала движения нагрузки, может быть вычислено по Формуле 6-5. Обратите внимание, что характеристика предохранительного клапана всегда повышается с расходом, который, в свою очередь, увеличивает запас устойчивости. Это означает, что управляющее давление должно задаваться более высоким для более высоких расходов.

Формула 6-5 Необходимое управляющее давление в соответствии с давлением нагрузки

$$p = (p_s - p_c)/R$$

где: p - необходимое управляющее давление
 p_s - уставка предохранительного клапана
 p_c - давление в отверстии С (Рис. 6-29)
 R - соотношение управляющих площадей уравнивающего клапана (обычно от 3 до 8)
 На рынке сегодня имеются клапаны с самыми различными соотношениями управляющих площадей.

Ниже приведены некоторые общие правила определения влияния соотношения управляющих площадей на работу уравнивающего клапана в системе.

- Высокое соотношение (обычно от 6 до 8) обеспечивает более низкое управляющее давление и более быструю работу привода. Оно также менее энергоёмко и лучше подходит для областей применения с относительно постоянным давлением нагрузки.
- Низкое соотношение требует более высокого управляющего давления и потребляет больше энергии. Тем не менее, оно обеспечивает более точное и плавное регулирование функции опускания. Низкое управляющее давление используется в системах с переменным давлением нагрузки, способным вызвать неустойчивость.

ПРИМЕЧАНИЕ: Следует уделить внимание аспектам устойчивости, когда клапаны удержания нагрузки устанавливаются в систему с чувствительностью к нагрузке. Это может потребовать анализа системы и настройки её компонентов.

Другие клапаны регулирования давления

Клапан противодействия используется в качестве обратного клапана с пружинным смещением и/или пилотным управлением при установке в сливной линии (см. Рис. 6-8 и 6-9). Он также может объединяться с гидрораспределителем. Такая схема повышает противодействие в сливной линии, что улучшает возможности подпитки и снижает тем самым риск кавитации привода.

Предохранительные клапаны аккумуляторов

В мобильных гидросистемах используются также специальные предохранительные клапаны. Одним из них является предохранительный клапан аккумулятора (Рис. 6-30), используемый в контуре рулевого управления и тормозном контуре, например, фронтального погрузчика. Он предназначен для регулирования расхода гидравлической жидкости, входящей в аккумулятор и выходящей из него, предотвращения обратного потока из аккумулятора в насос и демпфирования пиков давления в системе рулевого управления.

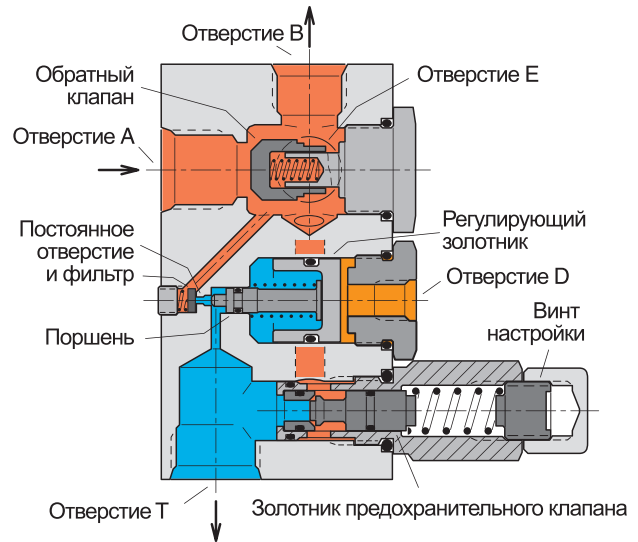


Рис. 6-30 Предохранительный клапан аккумулятора (показан с открытым главным обратным клапаном)

Клапан содержит обратный клапан, золотник предохранительного клапана, винт настройки, управляющий золотник, постоянное отверстие с фильтром и поршень.

Работа клапана

Согласно требованиям OSHA (Управления США по охране труда и промышленной гигиене) тяжёлые машины должны иметь средства рулевого управления в случае отказа двигателя или насоса рулевого управления. Вследствие такого требования производители машин часто используют в системе гидроаккумулятор, обеспечивающий необходимый расход и давление рабочей жидкости.

На схеме Рис. 6-31 показано, как предохранительный клапан аккумулятора используется для изоляции аккумулятора в системе. При запуске двигателя гидравлическая жидкость из насоса входит в клапан в точке «А» и открывает обратный клапан.

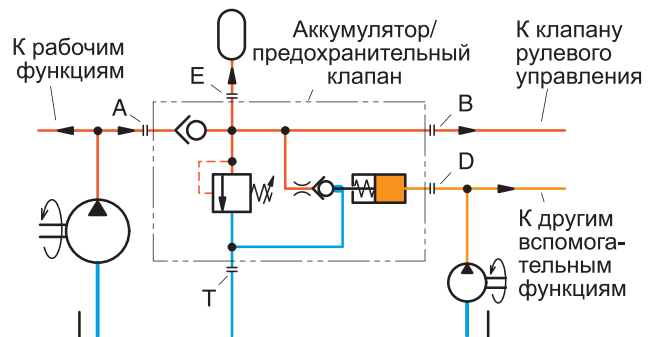


Рис. 6-31 Контур предохранительного клапана аккумулятора (поток насоса к клапану рулевого управления и аккумулятору)

Далее поток идет через отверстие «В» к клапану рулевого управления и аккумулятору через отверстие «Е». Поток рабочей жидкости также проходит через внутренние каналы клапана к торцу золотника предохранительного клапана, где он останавливается.

Постоянное отверстие в клапане блокировано управляющим давлением, действующим на площадь регулирующего золотника через отверстие «D» и перемещающим регулирующий золотник и поршень влево.

ПРИМЕЧАНИЕ: Управляющее давление должно подводиться от отдельного источника давления рабочей жидкости, такого как насос трансмиссии, рулевого управления или главный гидравлический насос.

Если в процессе работы системы рулевого управления в отверстии «В» возникнет ударное давление (Рис. 6-32), обратный клапан, показанный на Рис. 6-30, будет сдвинут влево, блокируя отверстие «А».

Это давление часто может поглощаться аккумулятором через отверстие «Е».

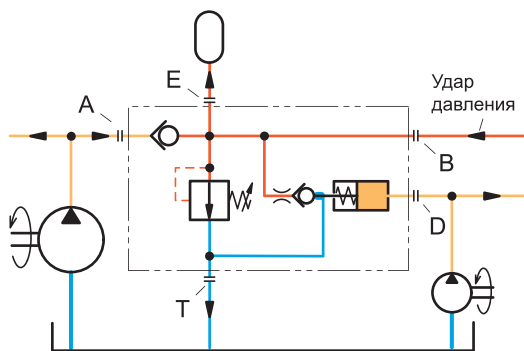


Рис. 6-32 Контур предохранительного клапана аккумулятора (удар давления из клапана рулевого управления воспринимается аккумулятором и/или открывает предохранительный клапан)

Когда аккумулятор заряжен до своей максимальной вместимости, пиковое давление воздействует на золотник предохранительного клапана, в большинстве случаев настроенный на открывание при давлении на 25...35 бар (от 400 до 500 psi) выше максимального давления системы. Если пиковое давление превышает уставку предохранительного клапана, он открывается и обеспечивает выход избыточного давления обратно в бак.

Когда двигатель машины выключается, подача рабочей жидкости в отверстие «А» прекращается, и обратный клапан закрывается, удерживая давление аккумулятора в системе рулевого управления. В качестве защиты от неконтролируемой работы рулевого управления машины при выключенном двигателе, накопленное в аккумуляторе давление автоматически выпускается обратно в бак (Рис. 6-33).

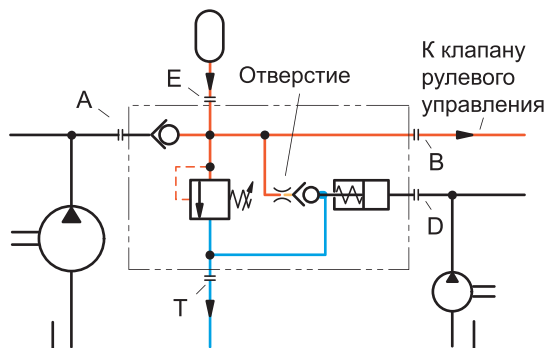


Рис. 6-33 Контур предохранительного клапана аккумулятора (поток аккумулятора подается на клапан рулевого управления и постепенно стравливается в бак)

Управляющее давление в отверстии «D», удерживающее управляющий золотник и поршень в левом положении, выпускается и сбрасывается при выключении двигателя. Усилие пружины вместе с давлением из аккумулятора толкают управляющий золотник вправо. При этом открывается площадь постоянного отверстия и давление аккумулятора медленно стравливается через отверстие обратно в бак (это отверстие может защищаться от засорения встроенным фильтром).

Снижение потерь энергии при холостом ходе машины

Когда машина работает в режиме холостого хода и не выполняется какой-либо полезной работы, происходит ненужная растрата мощности высокой подачи насоса при её прохождении через гидросистему. Снижение подачи насоса можно осуществить, например, следующими способами:

- уменьшая частоту вращения двигателя
- выпуская поток системы в бак посредством разгрузки установленного главного предохранительного клапана с пилотным управлением

Разгрузка предохранительного клапана с пилотным управлением

Разгрузка предохранительного клапана или «выпуск» из него связаны с выпуском рабочей жидкости, смещающей главный конус предохранительного клапана с пилотным управлением, как показано на Рис. 6-34.

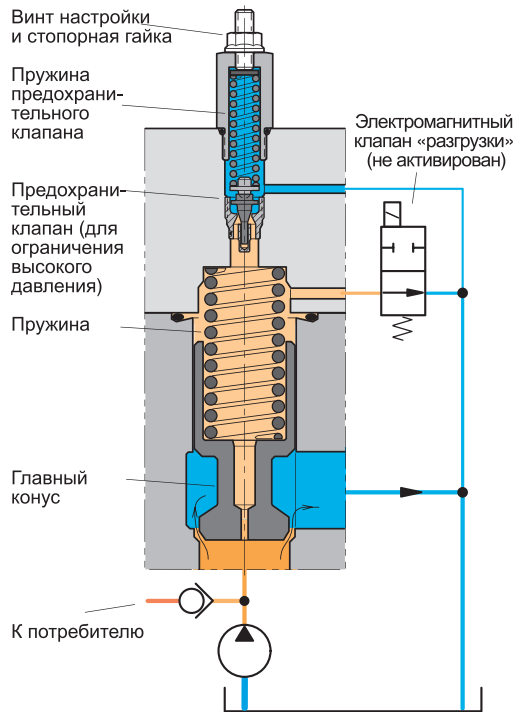


Рис. 6-34 Разгрузка насоса посредством выпуска из предохранительного клапана с пилотным управлением

При сбросе управляющего давления главный конус удерживается в закрытом положении только слабым усилием пружины. Это приводит к тому, что насос должен создавать относительно низкое давление, чтобы открыть конус.

ПРИМЕЧАНИЕ: Электромагнит может быть активирован, например, с помощью «аварийного выключателя» на приборной панели машины. Когда оператор нажимает (или вытягивает) ручку выключателя, поток насоса направляется в бак, и все включенные функциональные компоненты немедленно прекращают движение.

Разгрузка нерегулируемого насоса в контуре аккумулятора

В контуре аккумулятора при полностью заряженном аккумуляторе давление из насоса будет расти до тех пор, пока оно не преодолеет уставку предохранительного клапана с пилотным управлением. Контур поддерживает давление системы на постоянном уровне, но создает много тепла, которое может повредить насос и другие компоненты в контуре. Когда для создания потока системы используется аккумулятор, он выдает свой поток между максимальным и минимальным давлением.

При обычном предохранительном клапане с пилотным управлением в контуре, клапан будет задействовать насос как только давление в аккумуляторе упадет ниже уставки предохранительного клапана; это может быть нежелательным состоянием.

Для разгрузки насоса при очень низком давлении и поддержания его разгруженного состояния между циклами

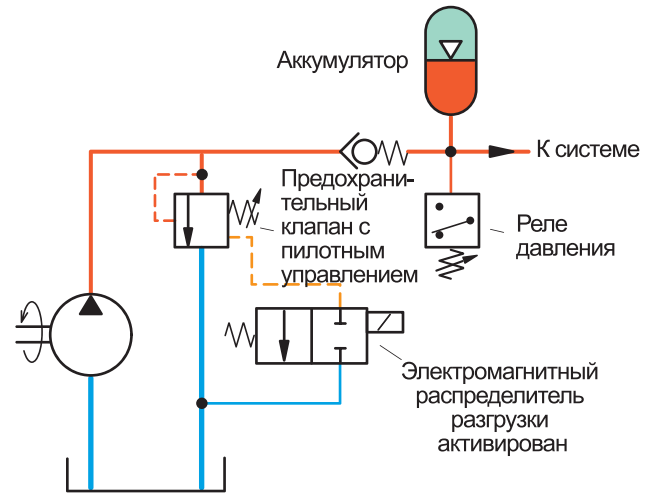


Рис. 6-35 Разгрузка нерегулируемого насоса (типичный метод с электромагнитом).

подзарядки аккумулятора могут быть использованы электрическое реле давления и двухлинейный электромагнитный седельный гидрораспределитель (Рис. 6-35).

Реле давления посылает электрический сигнал на электромагнит, управляющий двухлинейным седельным гидрораспределителем, который соединен с разгрузочным отверстием предохранительного клапана с пилотным управлением. Когда аккумулятор заряжается до необходимого максимального давления, реле давления замыкается, посылая сигнал на гидрораспределитель, который осуществляет разгрузку предохранительного клапана с пилотным управлением (Рис. 6-35).

Когда требуется подзарядка аккумулятора (при снижении давления до минимально допустимого уровня), реле давления размыкается, отключая электромагнит. Это позволяет пружине вернуть гидрораспределитель в закрытое состояние, прекращая выпуск из предохранительного клапана с пилотным управлением. Последний перекрывает канал возврата потока в бак, что позволяет насосу дозарядить аккумулятор и/или подавать рабочую жидкость в систему (насосно-аккумуляторный гидропривод. Прим. ред.).

Краткий итог главы

Клапан регулирования давления является очень важным компонентом гидросистемы. Он используется, в том или ином виде, в каждой мобильной гидросистеме. В соответствии с его названием, главная цель этого клапана — ограничивать давление в насосе или приводе, тем самым, исключая создание чрезмерного давления, которое может помешать функционированию компонента или даже разрушить его. Поэтому клапан регулирования давления может быть самым важным компонентом, способствующим предупреждению травматизма персонала.

Наиболее распространенным клапаном регулирования давления является предохранительный клапан, выпускаемый

Глава 6 - Клапаны регулирования давления

в двух вариантах: с прямым и пилотным управлением. Самым большим преимуществом клапана с прямым управлением является его быстрое открывание, и по этой причине он используется для ограничения ударов давления в приводе.

Клапан с пилотным управлением поддерживает давление около заданного значения независимо от расхода (до максимального заданного расхода). Другое преимущество заключается в том, что давление может задаваться дистанционно с помощью небольшого пилотного клапана.

Редукционный клапан поддерживает заданное давление на своём выходе. Он используется в той части гидросистемы, которая не может использовать (или выдерживать) полное давление системы (которое может значительно варьироваться).

Клапан последовательности является небольшим регулирующим клапаном, используемым для различных задач, в основном, в контурах пилотного управления.

Вариантами клапанов регулирования давления с пилотным управлением являются клапан компенсатора давления на входе/байпаса и редукционный компенсатор, встраиваемые в гидрораспределитель. Первый из упомянутых клапанов используется в системе «с постоянным расходом и замкнутым контуром» с нерегулируемым насосом, а второй — в чувствительной к нагрузке системе с насосом компенсированном по давлению.

Уравновешивающий клапан (или клапан удержания нагрузки) используется совместно с гидроцилиндром или гидромотором. Он предотвращает неконтролируемый выбег «подвешенной» нагрузки при опускании.

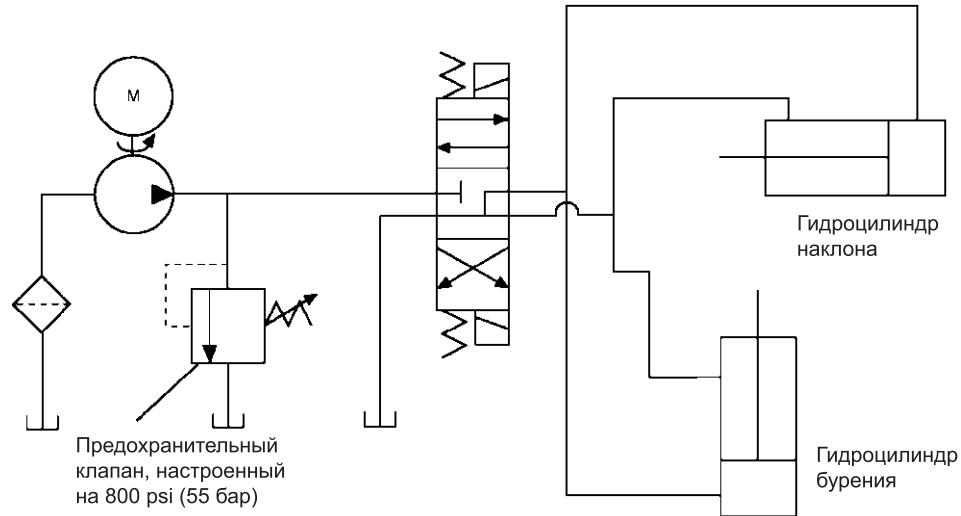
Примером специального клапана регулирования давления является предохранительный клапан аккумулятора, который используется, например, в контуре рулевого управления машины высокой проходимости, такой как фронтальный погрузчик. В случае отказа двигателя или насоса рулевого управления во время движения машины клапан рулевого управления соединяется с аккумулятором, который подаёт рабочую жидкость под давлением, необходимую для рулевого управления, до полной остановки машины.

Упражнения к главе 6

Клапаны регулирования давления

1. **Ситуация:** Гидроцилиндр наклона должен выдвигаться первым и удерживаться при давлении 35 бар (500 psi).

Проблема: Добавьте необходимые клапаны.



2. Предохранительный клапан патронного типа выполняет функции ____ и _____.
 - a. выпуска, стравливания
 - b. выпуска, подпитки
 - c. выпуска, задания последовательности
 - d. выпуска, удержания нагрузки

3. С какими гидравлическими компонентами наиболее часто используются перекрестные предохранительные клапаны? _____.
 - a. клапанами
 - b. насосами удержания нагрузки
 - c. двухштоковыми гидроцилиндрами
 - d. гидромоторами

4. _____ является одним из методов разгрузки насоса.
 - a. Использование компенсаторов на входе
 - b. Добавление клапана последовательности в контур
 - c. Встраивание обратных клапанов с пилотным управлением
 - d. Выпуск из предохранительного клапана

5. Главной целью _____ клапана является обеспечение бескавитационного опускания нагрузки и предотвращение выбега привода под действием веса нагрузки?
 - a. уравнивающего
 - b. последовательности
 - c. редуцирующего
 - d. предохранительного

6. Что из следующего не является функцией, выполняемой редуцирующим компенсатором? _____.
 - a. ограничение максимального давления нагрузки
 - b. разгрузка аккумулятора
 - c. блокировка неиспользуемой подачи насоса на входе
 - d. обеспечение постоянного Δp на 4-линейном золотнике

Глава 7

Гидроаппараты регулирования расхода

Управление скоростью в мобильной гидросистеме осуществляется регулированием расхода. Это может быть выполнено, с минимальной потерей энергии, изменением частоты вращения нерегулируемого насоса или настройкой рабочего объёма регулируемого насоса.

Управление расходом также осуществляется с помощью гидроаппаратов регулирования расхода (дресселей или регуляторов расхода) или дросселированием потока на рабочих кромках золотника гидрораспределителя; тем не менее, этого нельзя сделать без потери энергии. Гидроаппараты регулирования расхода (примеры показаны на Рис. 7-1) будут изучаться в этой главе.



Рис. 7-1 Условные обозначения гидроаппаратов регулирования расхода

Гидроаппарат регулирования расхода предназначен для снижения расхода в части контура. Он выполняет свою функцию посредством сужения канала прохождения потока. Если расход после аппарата является недостаточным, можно приоткрыть суженный канал (действительно для настраиваемых аппаратов) или повысить давление системы до дросселя.

Если аппарат регулирования расхода питается от нерегулируемого насоса, часть потока этого насоса будет вынуждена проходить по другому пути, обычно – через предохранительный клапан, или возвращаться в бак через трёхлинейный регулятор расхода.

Если дроссель, ограничивающий поток из насоса, помещён в линию привода (Рис. 7-2), нерегулируемый насос будет стремиться протолкнуть через него весь свой поток. Если проходное сечение дросселя достаточно узкое, давление насоса будет достигать уставки предохранительного клапана, и часть потока будет возвращаться через этот клапан в бак (величина этой части в примере равна 15 л/мин (4 гал/мин)).

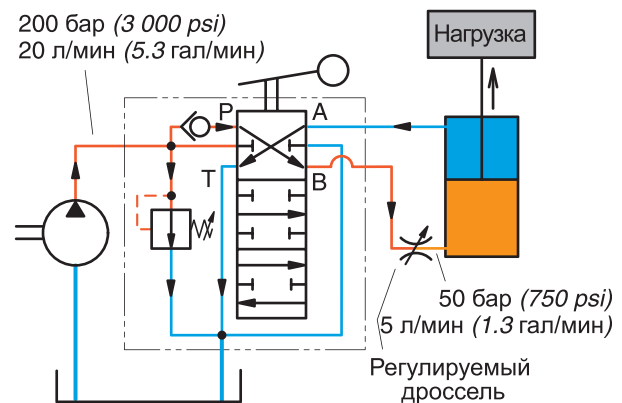


Рис. 7-2 Скорость нагрузки ограничивается регулируемым дросселем

Падение давления на предохранительном клапане и дросселе будет создавать потерю энергии, и если это будет достаточно долго продолжаться, может привести к перегреву и неправильной работе системы.

В приведенном выше примере потеря энергии в дросселе будет составлять 1,3 кВт (1,7 л.с.), а в предохранительном клапане — 5 кВт (6,7 л.с.).

ПРИМЕЧАНИЕ: В этой главе потери давления в гидрораспределителях и линиях контура считаются незначительными.

Постоянное отверстие

Постоянное отверстие является относительно узким каналом на пути прохождения рабочей жидкости (Рис. 7-3).

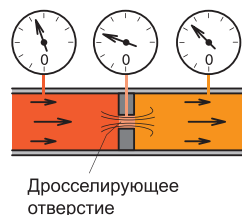


Рис. 7-3 Дросселирование потока постоянным отверстием создает падение давления (Δp)

На расход через постоянное отверстие влияют три фактора (Формула 7-1):

- 1) размер отверстия (и форма)
- 2) перепад давлений (Δp) на отверстии
- 3) вязкость рабочей жидкости.

Формула 7-1 Падение давления на постоянном отверстии

$$\Delta p = C \times \frac{Q^2}{A^2}$$

где: Δp - падение давления
 Q - расход через отверстие
 A - площадь проходного сечения отверстия

Примечание: Постоянная «С» варьируется в зависимости от вязкости рабочей жидкости и формы отверстия.

Влияние на расход формы отверстия

На расход через отверстие влияют три фактора. Примером может быть поливочный шланг с проколотой дыркой. Если дырка небольшая, утечка будет в виде капель, а если дырка больше, утечка будет значительной. В обоих случаях, дырка в шланге является ограничивающим отверстием, дозирующим поток воды на участок вокруг шланга.

Постоянное дросселирующее отверстие

Постоянное дросселирующее отверстие является суженным каналом с нерегулируемым размером. Примерами постоянных отверстий, используемых в гидравлике, являются пробки трубопроводов с просверленными насквозь малыми отверстиями, дроссельные винты или обратные клапаны с осевым отверстием (Рис. 7-4).

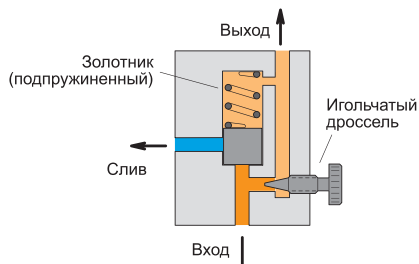


Рис. 7-4 Расход дросселируется осевым отверстием в запорном элементе

Если дросселирующее отверстие короткое и с заострённой кромкой (диафрагма. Прим. ред.), т.е. его длина меньше диаметра или равна ему (Рис. 7-5), проходящий поток будет турбулентным. На практике это означает, что на него не влияют изменения вязкости (вследствие колебаний температуры). Иначе поток был бы ламинарным, и на него бы сильно влияла вязкость.

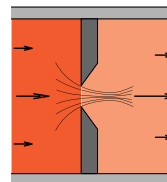


Рис. 7-5 Поток через отверстие с заострённой кромкой

Регулируемое дросселирующее отверстие

Во многих случаях более предпочтительным по сравнению с постоянным отверстием является регулируемое отверстие вследствие его большей гибкости применения. Дроссели с задвижкой, сферические и игольчатые дроссели являются примерами регулируемых отверстий.

Дроссель с задвижкой

В дросселе с задвижкой (Рис. 7-6) поток проходит прямо по центру. Вращением ручки, определяющей положение задвижки или клина на пути прохождения рабочей жидкости, можно изменить размер проходного сечения. Хотя задвижки не предназначены для ограничения расхода, их можно встретить в некоторых системах с грубым дозированием.

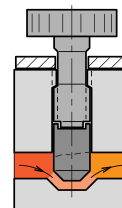


Рис. 7-6 Дроссель с задвижкой, регулирующей проходное сечение

Сферический дроссель

В сферическом дросселе (Рис. 7-7) путь прохождения потока не является прямым. Рабочая жидкость должна повернуться на 90° перед прохождением через проходное сечение, представляющее собой седло пробки или сферического наконечника. Размер проходного сечения регулируется винтом.

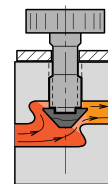


Рис. 7-7 Сферический дроссель с регулируемым проходным сечением

Игольчатый дроссель

Рабочая жидкость, проходящая через игольчатый дроссель (Рис. 7-8), должна повернуться на 90° и пройти через отверстие, являющееся седлом конического наконечника. Размер отверстия определяется положением конуса относительно своего седла.

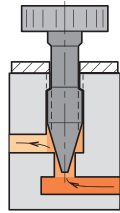


Рис. 7-8 Игольчатый дроссель с регулируемым проходным сечением

Размер отверстия изменяется очень плавно благодаря мелкой резьбе на штоке дросселя и форме конуса.

Игольчатые дроссели в контуре

Контур на Рис. 7-9 состоит из нерегулируемого насоса с подачей 20 л/мин (5,3 гал/мин), предохранительного клапана, гидрораспределителя, дросселя с настраиваемым проходным сечением и гидроцилиндра с площадью поршня 20 см² (3 дюйм²). При уставке предохранительного клапана 200 бар (3000 psi) насос стремится протолкнуть свой поток через проходное сечение дросселя.

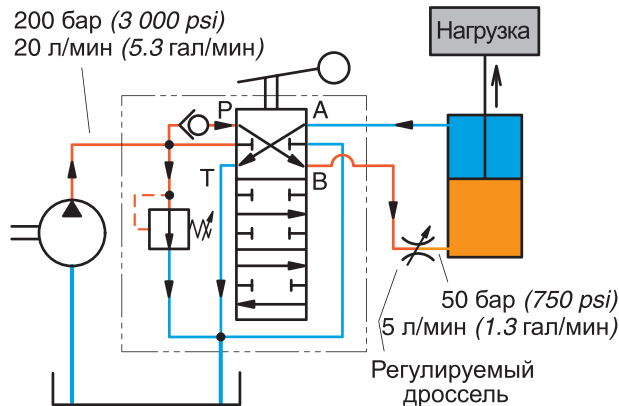


Рис. 7-9 Дроссель ограничивает поток к гидроцилиндру в контуре

Поскольку дроссель пропускает в поршневую камеру цилиндра только 5 л/мин (1,3 гал/мин); давление насоса достигает уставки предохранительного клапана, и остальная рабочая жидкость, 15 л/мин (4,0 гал/мин), сливается через предохранительный клапан в бак. Шток цилиндра движется со скоростью 4 см/с (8 фут/мин); см. Формулу 7-2.

Формула 7-2 Скорость штока гидроцилиндра является функцией расхода и площади поршня

В метрических единицах:

$$v = \frac{Q}{A} \times 16,7$$

где: v - скорость штока в см/с
Q - расход в л/мин
A - площадь поршня в см²

В британских единицах:

$$v = \frac{Q}{A} \times 19,25$$

где: v - скорость штока в фут/мин
Q - расход в гал/мин
A - площадь поршня в дюйм²

При вывинчивании ручки будет открываться отверстие игольчатого дросселя, и через него в гидроцилиндр будет поступать увеличивающийся поток, пока не будет достигнута уставка предохранительного клапана; при расходе 15 л/мин (4 гал/мин) скорость штока возрастет до 13 см/с (26 фут/мин).

При завинчивании ручки размер отверстия будет уменьшаться, и через дроссель будет проходить уменьшающийся поток, пока не будет достигнута уставка предохранительного клапана. Скорость штока снизится, так как гидроцилиндр получает меньший поток.

Влияние перепада давлений на расход

Когда в приведенных выше примерах изменялся размер дросселирующего отверстия игольчатого дросселя, перепад давлений, Δр, на этом отверстии (Рис. 7-9) оставался равным 150 бар (2250 psi). Давление перед дросселирующим отверстием равнялось уставке предохранительного клапана, а давление после него было давлением рабочей нагрузки.

Если бы дроссель был достаточно открыт (Рис. 7-10), перепад давлений Δр уменьшился бы, и давление насоса снизилось бы ниже уставки предохранительного клапана. Весь расход, 20 л/мин (5,3 гал/мин), проходил бы в гидроцилиндр. При давлении насоса 120 бар (1750 psi), Δр на дросселирующем отверстии равнялось бы 70 бар (1000 psi), так как давление нагрузки оставалось бы равным 50 бар (750 psi).

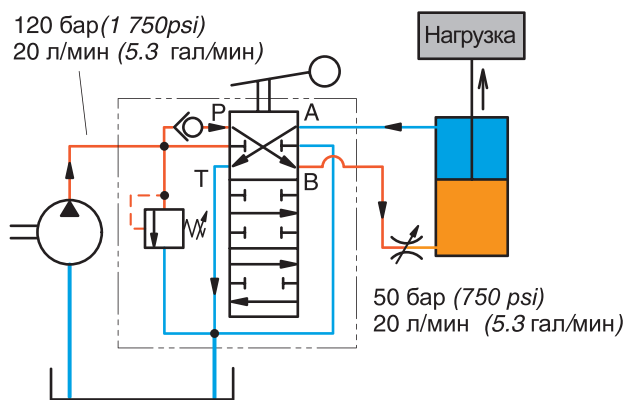


Рис. 7-10 Размер дроселирующего отверстия увеличен

Соответствующая скорость штока гидроцилиндра составляет 17 см/с (34 фут/мин). Расход через дроселирующее отверстие является функцией Δp на нём. Как ранее было установлено, давление в гидросистеме эквивалентно потенциальной энергии. Чем больше разница в давлении на дроселирующем отверстии, тем больше энергии будет требоваться для проталкивания потока через него.

Увеличение уставки предохранительного клапана

На Рис. 7-11 уставка предохранительного клапана была увеличена до 350 бар (5000 psi), при сохранении неизменными давления рабочей нагрузки и уставки игольчатого дросселя (сравните с Рис. 7-9).

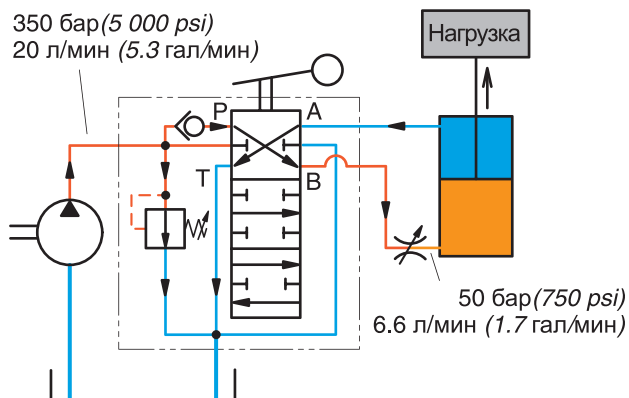


Рис. 7-11 Повышенное давление увеличивает расход через дроселирующее отверстие

Теперь перед игольчатым клапаном появилось это давление, и Δp на дроселирующем отверстии повысилось до 300 бар (4250 psi), поэтому расход через него увеличился до 6,6 л/мин (1,7 гал/мин), а скорость штока - до 6 см/с (11 фут/мин).

Следует заметить, что в этом примере расход 13,4 л/мин (3,6 гал/мин) отводится через предохранительный клапан при Δp 350 бар (5000 psi), что соответствует потере энергии 7,8 кВт (10,5 л.с.); см. Формулу 7-3.

Формула 7-3 Потеря энергии на предохранительном клапане или дроселирующем отверстии

$$P = \frac{Q \times \Delta p}{600}$$

где: P - мощность (кВт)
Q - расход (л/мин)
 Δp - падение давления (бар)

$$P = \frac{Q \times \Delta p}{1714}$$

где: P - мощность (л.с.)
Q - расход (гал/мин)
 Δp - падение давления (psi).

В то же время, полезная мощность, создаваемая для подъёма нагрузки, равна только 0,55 кВт (0,75 л.с.) или 5% выходной мощности насоса; 95% расходуется впустую. Следовательно, это можно допускать только кратковременно. Иначе гидросистема будет перегреваться.

Увеличение давления рабочей нагрузки

Если уставка предохранительного клапана останется равной 350 бар (5000 psi), а давление в цилиндре повысится до 200 бар (3000 psi) вследствие большей нагрузки (Рис. 7-12), расход через дроселирующее отверстие снова уменьшится до 5 л/мин (1,3 гал/мин), а скорость штока — до 4 см/с (8 фут/мин); сравните с Рис. 7-9.

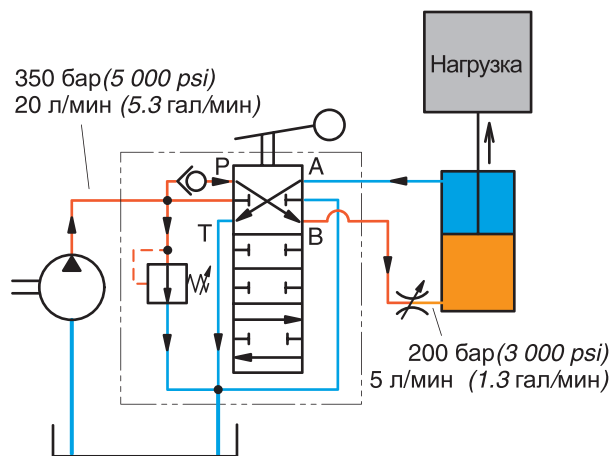


Рис. 7-12 Тот же контур, что и на Рис. 7-11, но с повышенным давлением нагрузки

Потеря мощности на предохранительном клапане такая же, как и до этого, 7,8 кВт (10,5 л.с.), но полезная мощность возросла до 1,7 кВт (2,3 л.с.). Причиной этому является то, что потеря мощности на дроселирующем отверстии, 1,25 кВт (1,5 л.с.), была снижена благодаря меньшему Δp , 150 бар (2000 psi).

Дроссель с обратным клапаном

Для ограничения расхода только в одном направлении используется комбинация дросселя и обратного клапана (Рис. 7-13). Этот аппарат монтируется линейно в трубопроводе, и дросселирующий эффект (верхний рисунок) регулируют вращением наружной гильзы. Поток «свободно» проходит (малое Δp) через аппарат при изменении направления на обратное (нижний рисунок).

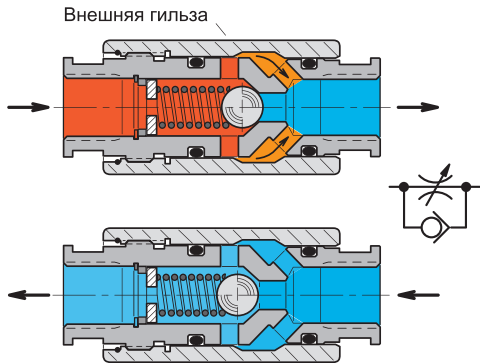


Рис. 7-13 Дроссель с обратным клапаном

Регуляторы расхода

Как можно было видеть из предыдущих примеров, любое изменение давления до или после дросселирующего отверстия влияет на расход через него, что приводит к изменению скорости привода. Такое изменение давления требуется минимизировать, или компенсировать, чтобы дросселирующее отверстие могло более точно дозировать рабочую жидкость.

Нерегулируемые ограничители расхода

Игольчатые дроссели являются специализированными аппаратами регулирования расхода без компенсации. Они хорошо выполняют дозирующую функцию до тех пор, пока Δp на дросселе остаётся постоянным.

Если требуется более точное дозирование, следует использовать регулятор расхода с компенсацией по давлению; при этом будут компенсироваться изменения давления до или после дросселирующего отверстия.

Нерегулируемые ограничители расхода с компенсацией по давлению выпускаются в двух основных вариантах. Оба варианта пропускают в одном направлении предустановленный изготовителем постоянный расход, не зависящий от давления (когда входной расход выше регулируемого расхода после аппарата).

Более простым вариантом является двухлинейный ограничитель расхода (Рис. 7-14), в то время как в другом варианте, байпасном (или трёхлинейном) ограничителе (Рис. 7-15), используется третье отверстие, через которое избыток масла направляется в бак. В обоих вариантах поток свободно пропускается в обратном направлении (не показано).

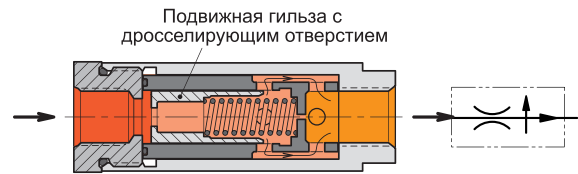


Рис. 7-14 Линейно монтируемый 2-линейный ограничитель расхода

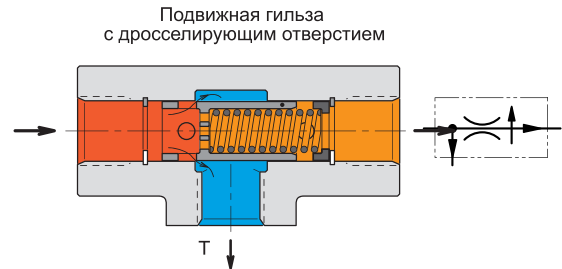


Рис. 7-15 Линейно монтируемый 3-линейный ограничитель расхода

Работа ограничителя расхода

Внутри корпуса перемещается прецизионно отшлифованный подпружиненный золотник с дросселирующими пазами регулирования расхода и дросселирующим отверстием (или отверстиями) с острыми кромками. Расход жидкости через дросселирующее отверстие вызывает перепад давлений Δp , уравновешивающий действующее на золотник усилие пружины; золотник будет всегда самонастраиваться, обеспечивая заданный расход независимо от колебаний давления рабочей жидкости до и после аппарата (в установленных пределах).

Золотник в трёхлинейном варианте будет одновременно открывать перепуск (байпас) в бак для избытка масла. Давление перед клапаном всегда будет равно давлению нагрузки после клапана плюс давление, создаваемое пружиной и составляющее обычно 7–15 бар (100–200 psi).

Регуляторы расхода

Трёхлинейный регулятор расхода с настраиваемым дросселирующим отверстием и компенсацией по давлению, показанный на Рис. 7-16, состоит из корпуса клапана с входом, выходом и вторичным сливным отверстием, игольчатого дросселя, золотника компенсатора и пружины.

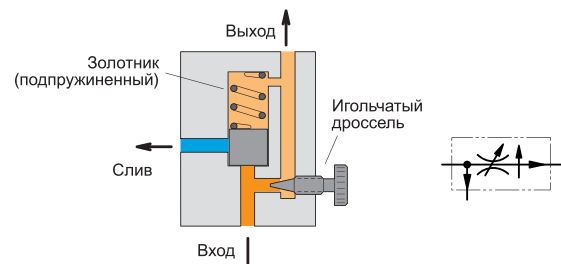


Рис. 7-16 Трёхлинейный регулятор расхода

Работа регулятора расхода

Золотник компенсатора в регуляторе расхода на Рис. 7-17 создаёт постоянный перепад давлений Δp на отверстии иглочатого дросселя, открывая и закрывая вторичный (сливной) канал.

В неактивированном состоянии золотник компенсатора смещён пружиной в закрытое (не пропускающее) положение. Если пружина имеет уставку 7 бар (100 psi), перепад давлений Δp между входным и выходным отверстиями будет ограничен этим значением.

Когда аппарат работает и на выходном отверстии нет давления, давление перед иглочатым дросселем стремится возрасти до уставки пружины. При достижении давления на входе до 7 бар (100 psi), золотник открывает вторичный канал, ограничивая давление входного отверстия (перед иглочатым дросселем) до 7 бар (100 psi).

Постоянное давление перед иглочатым дросселем не гарантирует всегда постоянства расхода. Если давление в выходном отверстии (после дросселирующего отверстия) изменяется, перепад давлений на дросселирующем отверстии также изменяется, и, следовательно, изменяется расход.

Для компенсации этого явления в верхнюю торцовую полость золотника через управляющий канал подводится давление после дросселирующего отверстия иглочатого дросселя (Рис. 7-17). Теперь золотник смещается двумя силами: усилием пружины и перепадом давлений на иглочатом дросселе.

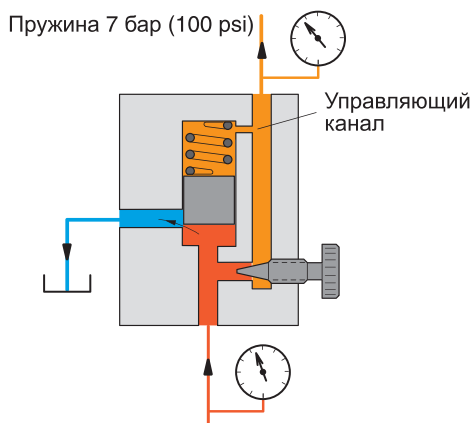
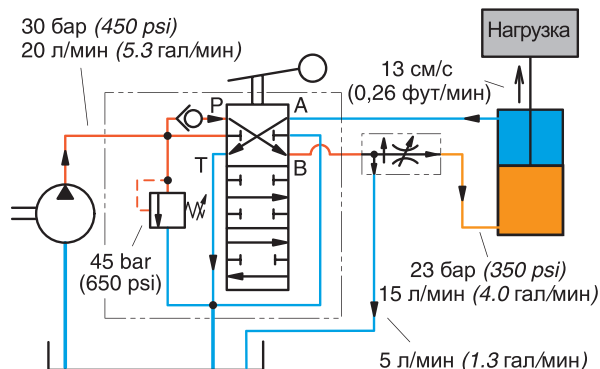


Рис. 7-17 Перепад давлений в регуляторе расхода

При наличии пружины с уставкой 7 бар (100 psi) давление рабочей жидкости во входном отверстии будет всегда ограничено этим значением плюс давление в выходном отверстии. При достаточно высокой уставке предохранительного клапана системы, перепад Δp на иглочатом дросселе будет всегда равен уставке пружины. Таким образом, для создания расхода через дросселирующее отверстие будет использоваться один и тот же перепад давлений независимо от изменения давлений.

Трёхлинейный регуляторы расхода в контуре

В показанном на Рис. 7-18 контуре регулятор расхода настроен на 15 л/мин (4 гал/мин). Уставка предохранительного клапана равна 45 бар (650 psi). Давление рабочей нагрузки составляет 23 бар (350 psi). Пружина золотника компенсатора создает усилие 7 бар



(100 psi)

Рис. 7-18 Контур с трёхлинейным регулятором расхода.

При подъёме нагрузки (как показано на рисунке) давление рабочей нагрузки и пружина смещают золотник компенсатора. Насос стремится протолкнуть свою полную подачу 20 л/мин (5,3 гал/мин) через дросселирующее отверстие иглочатого дросселя. Когда давление перед иглочатым дросселем достигает 30 бар (450 psi), золотник иглочатого дросселя открывает вторичный канал.

Из этого давления, 23 бар (350 psi) используются для преодоления сопротивления нагрузки, а 7 бар (100 psi) – для создания расхода через иглочатый дроссель. Расход в этом случае равен 15 л/мин (4,0 гал/мин).

Остальные 5 л/мин (1,3 гал/мин) отводятся обратно в бак при давлении на 15 бар (200 psi) ниже уставки предохранительного клапана, что уменьшает тепловыделение в системе.

Увеличение давления рабочей нагрузки и уставки предохранительного клапана

Если повысить давление рабочей нагрузки до 30 бар (450 psi), давление перед дросселирующим отверстием будет по-прежнему ограничиваться до 37 бар (550 psi) из-за наличия пружины (Рис. 7-19). Поэтому Δp 7 бар (100 psi) будет по-прежнему обеспечиваться для стабилизации расхода.

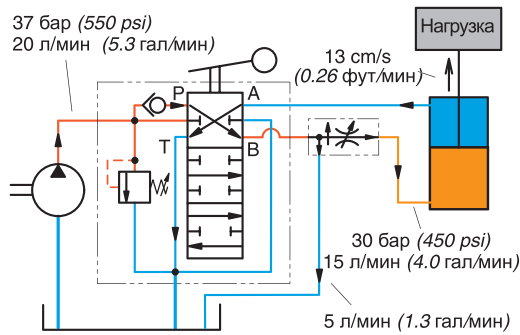


Рис. 7-19 Контур с трёхлинейным регулятором расхода

Обратите внимание, что когда в контуре используется трёхлинейный регулятор расхода, избыточный расход не может отводиться через предохранительный клапан. Рабочее давление до регулятора расхода всегда равняется усилию пружины плюс давление рабочей нагрузки.

Поскольку избыток расхода не возвращается в бак через предохранительный клапан, более высокая уставка предохранительного клапана не влияет на работу регулятора расхода. Тем не менее, если бы предохранительный клапан не был настроен на значение не менее усилия пружины плюс давление рабочей нагрузки, золотник компенсатора не мог бы нормально функционировать. Тогда бы расход через регулятор расхода не компенсировался по давлению, и избыток расхода проходил бы вместо этого через предохранительный клапан (Рис. 7-20).

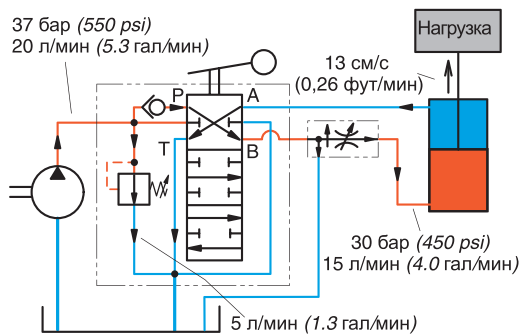


Рис. 7-20 При уставке предохранительного клапана на давление нагрузки компенсация регулятора расхода по давлению отсутствует

Другие применения регулятора расхода

Трёхлинейный регулятор расхода может управлять расходом к приводу. Он используется также как приоритетный делитель потока в таких типичных мобильных системах, как автопогрузчики.

Регулятор расхода, используемый в качестве делителя потока, имеет постоянное дросселирующее отверстие вместо регулируемого отверстия игольчатого дросселя. Приоритетные потребности контура в расходе выполняются первыми, а затем вторичный сливной контур получает оставшийся расход.

Контур с регулированием расхода на входе

До сих пор, когда описывалась работа конкретного регулятора расхода в контуре, он располагался непосредственно перед приводом, скорость которого регулировалась. В этой схеме весь расход дозировался (регулировался) при его входе в привод. Это называется контуром «с регулированием расхода на входе».

На Рис. 7-21 показана простая схема регулирования расхода на входе в обоих направлениях работы гидроцилиндра. Она реализована с помощью спаренного дросселирующего/обратного клапана. Аппарат ограничивает поток, входящий в отверстие гидроцилиндра, и свободно пропускает поток, выходящий из гидроцилиндра, через обратный клапан.

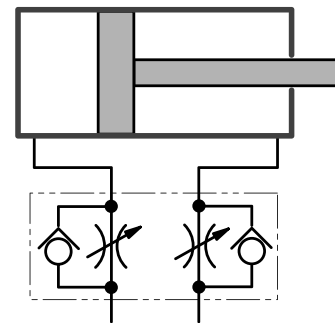


Рис. 7-21 Гидроцилиндр с регулированием расхода на входе

Контур с регулированием расхода на входе используется для управления скоростью привода, всегда работающего с положительной нагрузкой. Другими словами, когда дросселирующее отверстие дозирует рабочую жидкость на входе в гидродвигатель, давление рабочей нагрузки имеет непрерывное положительное значение. Примером может служить нагрузка, которую поднимают на рисунке «Подъём нагрузки» (Рис. 7-22).

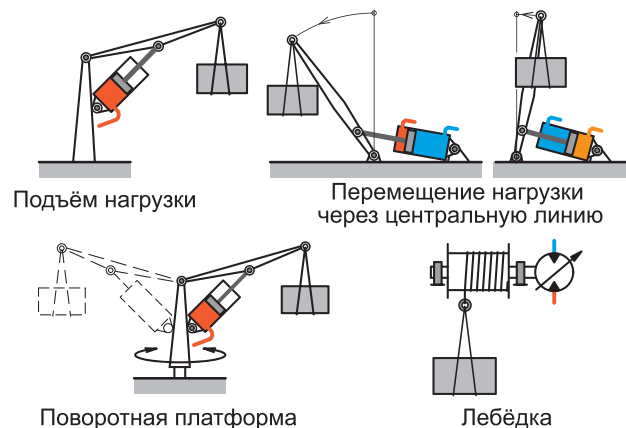


Рис. 7-22 Примеры нагрузок

Контур с регулированием расхода на входе является единственным видом контура, в котором может использоваться трёхлинейный регулятор расхода, описанный ранее.

Глава 7 - Гидроаппараты регулирования расхода

На Рис. 7-23 показан самый распространённый способ регулирования скорости рабочей функции. На этом рисунке настраиваемый дроссель регулятора расхода заменён дросселирующими кромками главного золотника гидрораспределителя, а золотник компенсатора увеличен. Перемещением рукоятки управления изменяется степень дросселирования и создаётся определённый выходной расход.

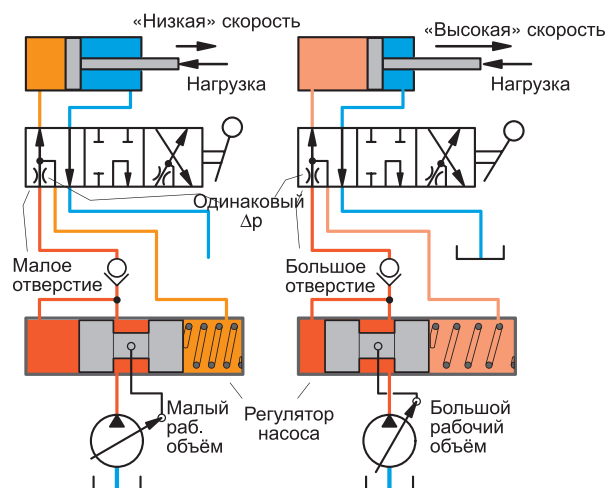


Рис. 7-23 Регулирование скорости рабочей функции в системе, чувствительной к нагрузке

На графике Рис. 7-24 показан расход как функция положения золотника. Когда золотник вытягивается больше (в новое положение), расход увеличивается до тех пор, пока не будет достигнут соответствующий Δp . Теперь расход остается одинаковым независимо от рабочего давления.

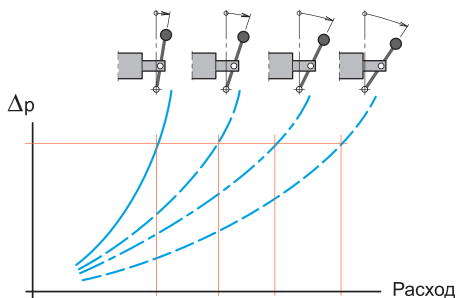


Рис. 7-24 Зависимость расхода от положения золотника (рукоятки)

Контур с регулированием расхода на выходе

В некоторых случаях применения рабочая нагрузка меняет направление и/или величину. Примерами являются переход нагрузки через верхнее центральное положение стрелы, как показано на Рис. 7-22 («Перемещение нагрузки через центральную линию»), или когда давление рабочей нагрузки внезапно изменяется до нуля (например, когда бур проваливается через породу), или когда поворотная платформа экскаватора увлекается своей собственной инерцией. В этих случаях теряется управление нагрузкой.

Регулятор расхода, расположенный на выходном отверстии привода, регулирует расход, задающий скорость выдвигания

привода. Такой контур «с регулированием расхода на выходе» (Рис. 7-25) обеспечивает положительное регулирование скорости приводов, используемых в операциях бурения, распиловки, поворота, сверления и опрокидывания.

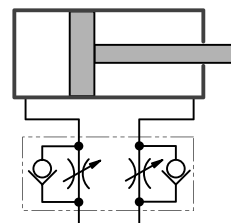


Рис. 7-25 Гидроцилиндр с регулированием расхода на выходе

Контур с регулированием расхода на выходе является очень распространенным, особенно в системах с гидромоторами лебёдок и поворотных платформ (Рис. 7-22). Если в отверстия привода требуется регулирование расхода, как на входе, так и на выходе, последовательно соединяются два дросселирующих/обратных клапана (навстречу друг другу).

Клапан тормоза опускания

Клапан тормоза опускания является специальным вариантом регулирования расхода на выходе. Он часто используется, когда необходимо ограничить скорость опускания. Типичным применением является функция опускания главной стрелы в автокране; Рис. 7-22, «Подъём нагрузки».

Эта функция имеет компенсацию по давлению и обеспечивает заданную максимальную скорость опускания, не зависящую от давления нагрузки. В клапанах некоторых конструкций эта функция встроена в главный золотник гидрораспределителя (Рис. 7-26). Она состоит из цилиндрического плунжера со сквозным отверстием и пружинным смещением; необходимый максимальный расход достигается подкладкой соответствующих шайб под пружину.

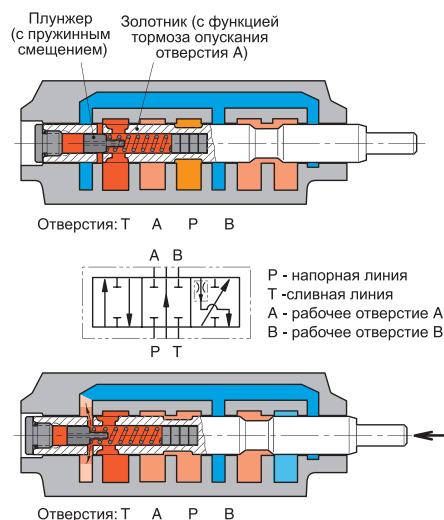


Рис. 7-26 Гидрораспределитель с клапаном тормоза опускания, встроенным в золотник

Краткий итог главы

Гидроаппараты и функции регулирования расхода широко используются в мобильном гидрооборудовании. Основной целью регулирования расхода является обеспечение необходимой скорости гидродвигателя (цилиндра или гидромотора). Это реализуется ограничением расхода, поступающего в гидродвигатель (или из него) посредством различных постоянных или регулируемых дросселирующих отверстий.

С помощью ограничения расхода на дросселирующем отверстии создается падение давления. Это означает, что соответствующая энергия (расход, умноженный на падение давления) преобразуется в тепло, которое частично рассеивается в окружающую атмосферу, и частично проявляется в виде повышения температуры рабочей жидкости.

Если допустить чрезмерное повышение температуры рабочей жидкости, будет очень сильно уменьшаться её вязкость (см. Главу 10 «Рабочие жидкости»), а также срок службы. Это может вызвать неправильную работу гидросистемы машины вследствие повреждения её компонентов.

Решение этой проблемы состоит в использовании регулируемого насоса, который обеспечивает поток рабочей жидкости, необходимый только для задействованных в данное время функций. Для дроссельных же систем регулирования самым важным является ограничение расхода и времени дросселирования рабочей жидкости до возможного минимума с целью ограничения количества вырабатываемого тепла.

Как было показано, существует широкий ассортимент аппаратов регулирования расхода, каждый из которых адаптирован к определённой задаче в гидросистеме. Простейший дроссель состоит из пробки со сквозным отверстием – он широко используется в регуляторах рабочего объёма насосов и гидромоторов.

Двух- и трёхлинейные регуляторы расхода с компенсацией по давлению поддерживают (с некоторыми ограничениями) заданный расход независимо от любых колебаний давления до и после аппарата.

Важными понятиями являются «регулирование расхода на входе» и «регулирование расхода на выходе» – они объясняются в связи с регулированием расхода, поступающего к гидродвигателю (или из него). «Клапан тормоза опускания» является примером функции с регулированием расхода на выходе – он используется в гидрораспределителях подъёмных кранов; дозирование (в обоих направлениях потока) обычно обеспечивается специальными усиками, выполненными на рабочих кромках золотника гидрораспределителя. Во многих случаях они дополняются компенсатором давления, расположенным до золотника.

В мобильном гидрооборудовании гидрораспределитель, обсуждаемый в Главе 8, является наиболее распространенным типом аппарата, применяемого для регулирования расхода потока, идущего к гидродвигателям (цилиндрам и гидромоторам) и от них.

Когда золотник смещается влево (нижний рисунок), плунжер перемещается усилием пружины, и рабочая жидкость начинает течь из отверстия привода «А», через просверленные в золотнике отверстия в бак. В то же время, вследствие сопротивления между плунжером и отверстиями, на правый торец плунжера, нагруженный пружиной, действует пониженное давление. Через осевой канал в плунжере давление из линии «А» подводится к левому торцу плунжера.

Эти три силы, действующие на плунжер, в конечном счёте, придут к равновесию, что, в свою очередь, будет определять соответствующий расход через клапан тормоза опускания.

Регулирование расхода посредством дросселирующих канавок на золотнике гидрораспределителя

Для удовлетворения потребности непрерывного изменения расхода в мобильной гидросистеме очень удобно использовать золотник гидрораспределителя в качестве регулятора переменного расхода.

Это можно реализовать с помощью выштамповки или механообработки дросселирующих канавок (усиков) на рабочих кромках золотника гидрораспределителя (Рис. 7-27). Изменяя их конфигурацию можно получить соответствующую характеристику для конкретной системы.

Чувствительный к нагрузке гидрораспределитель, показанный на Рис. 7-27, также снабжен компенсатором давления перед главным золотником. Компенсатор (схематически показанный на Рис. 7-23) поддерживает постоянный перепад давлений и, следовательно, образует контур с регулированием расхода на входе, не зависящий от колебаний давлений нагрузки и насоса. Золотник действует как регулируемый ограничитель, обеспечивая определённый расход для выбранного положения золотника.

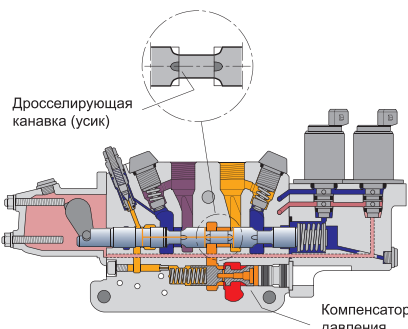


Рис. 7-27 Вид в разрезе гидрораспределителя, чувствительного к нагрузке

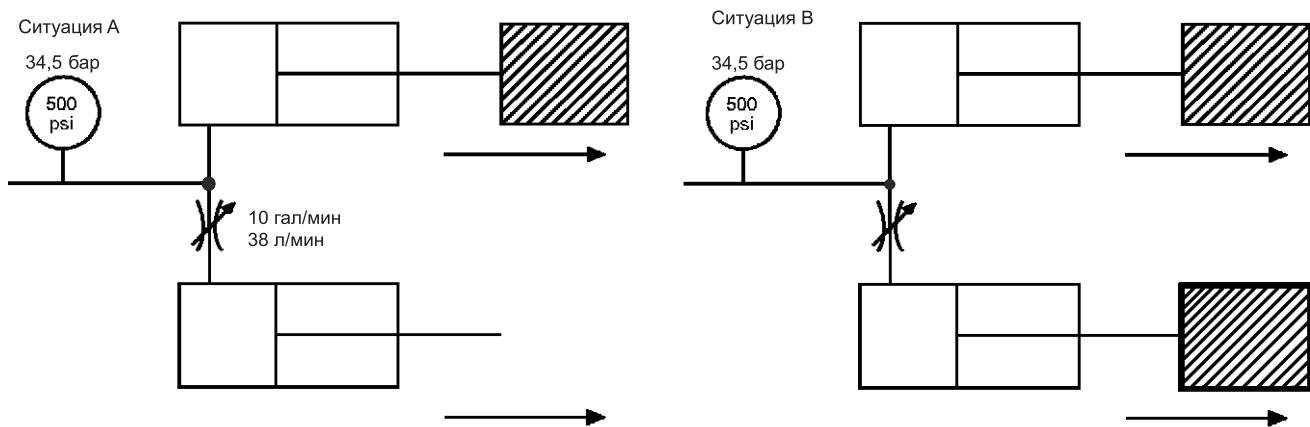
Главный золотник можно сконструировать так, чтобы использовать силы потока и получать компенсацию по давлению, и, в свою очередь, исключить отдельный золотник компенсатора. Такая конструкция часто используется для компенсации стороны с регулированием расхода на выходе; более подробную информацию см. в Главе 8 «Гидрораспределители».

Упражнения к главе 7

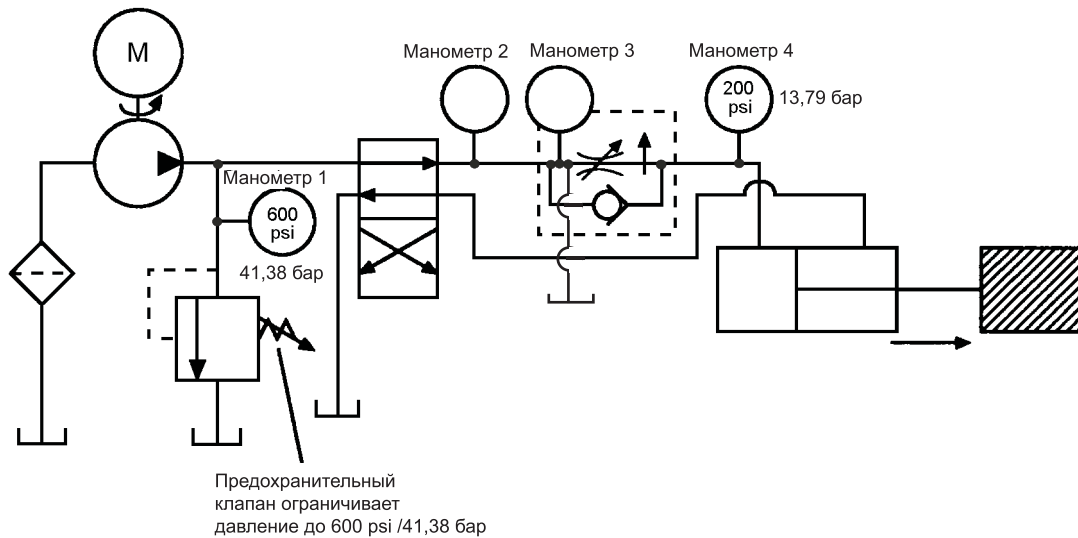
Инструкции: Ответьте на следующие вопросы или решите следующие проблемы по мере надобности.

1. Допуская, что гидроцилиндры имеют одинаковые размеры и нагрузки, укажите, как изменится расход через игольчатый дроссель от ситуации А к ситуации В?

- a. расход останется примерно одинаковым
- b. расход уменьшится
- c. расход увеличится



2. Пренебрегая потерями давления в трубопроводе, укажите показания манометров. (Усилие пружины, действующей на золотник в регуляторе расхода с компенсацией по давлению, соответствует 35 бар (100 psi)).



Упражнения к главе 7 (продолжение)

3. Что из следующего является примером регулируемого дросселирующего отверстия: _____
- a. дроссель с задвижкой
 - b. сферический дроссель
 - c. игольчатый дроссель
 - d. ничего из перечисленного выше
4. Падение давления (Δp) на дросселирующем отверстии (дросселе) пропорционально _____ расхода потока через отверстие.
- a. квадрату
 - b. квадратному корню
 - c. кубу
 - d. вязкости
5. Трёхлинейные регуляторы расхода следует использовать только в _____ контурах.
- a. с регулированием расхода на выходе
 - b. тормозных
 - c. с регулированием расхода на входе
 - d. статических

Глава 8

Гидрораспределители

Гидрораспределители — один из основных компонентов гидросистемы. Они управляют подачей насоса и регулируют её под выбранную функцию и соответствующий объём (Рис.8-1).



Рис. 8-1 Мобильный гидрораспределитель

Пропускная способность, функциональность и качество распределителя – это решающий фактор в получении требуемой эксплуатационной характеристики для мобильной машины. Распределитель может сочетаться со многими встраиваемыми компонентами, иметь дистанционное или прямое управление.

Главный предохранительный клапан позволяет устанавливать грузоподъёмность машины на определенном максимальном уровне. Отдельные перепускные и антикавитационные клапаны в каждом канале привода не позволяют давлению гидравлического удара повредить электродвигатель или цилиндр.

Антикавитационный клапан обеспечивает компенсационную способность. При его использовании опускание привода может без задержки быть изменено на подъём. Это относится также к функции удержания нагрузки. Кроме того, он устраняет риск кавитации и снижает риск повреждения уплотнений.

Гидрораспределители могут быть приспособлены к различным системам, таким как: системы постоянного потока, постоянного давления, чувствительности к нагрузке (LS), а также к широкому диапазону областей применения. Таким образом, открывается возможность создания гидросистемы, представляющей собой лучший компромисс между экономичностью, безопасностью, функциональностью и эксплуатационными характеристиками. В многозолотниковых распределителях внутренние каналы могут быть соединены последовательно и/или параллельно, а также внешне между корпусами отдельных распределителей.

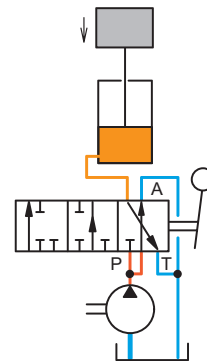


Рис. 8-2 Простая схема с цилиндром одностороннего действия и мобильным распределителем

Распределители обычно именуется в соответствии с числом каналов и положений золотника внутри корпуса распределителя, например, 5/3, что означает пять каналов и три позиции. В этом примере распределитель управляет цилиндром одностороннего действия и открывает и закрывает (блокирует) пять каналов потока (Рис. 8-2). Каналы именуется Р (напорный), Т (сливной) и А (подключение гидродвигателя).

Для управления цилиндром двустороннего действия (Рис. 8-3) требуется распределитель 6/3 (шесть каналов, включая канал подключения гидродвигателя В; три позиции):

- Позиция 1: соединение Р - А и В - Т
- Позиция 2: как показано, в центральном (нейтральном) положении, каналы А и В закрыты, а канал Р соединен с Т
- Позиция 3: соединение Р - В и А - Т

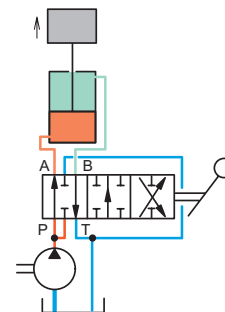


Рис. 8-3 Простая схема с цилиндром двустороннего действия и мобильным распределителем

Как показано на рисунке, распределитель управляет движением цилиндра в обоих направлениях и блокирует поршень в любом положении, как только золотник распределителя возвращается в нейтральную позицию.

Наиболее распространенный тип распределителя на мобильной машине – распределитель золотникового типа. Другие конструкции распределителей – тарельчатый/седельный, а также сочетание золотникового и седельного типов.

Обратные клапаны

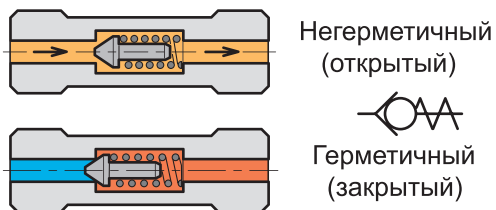


Рис. 8-4 Обратный клапан прямого действия (с обозначением)

Простейший направляющий аппарат – это обычный обратный клапан. Он позволяет жидкости течь в одном направлении и блокирует другое. Он может быть прямого действия (Рис. 8-4), либо управляемым (Рис. 8-5) (гидрозамком. Прим. ред.).

Вариантом клапана прямого действия является челночный клапан, часто применяемый в пилотных и управляющих линиях (Рис. 8-6). Следует отметить, что поток должен всегда входить в клапан, как показано (через канал 1 или 2). В противоположном направлении, поток, входящий через канал 3, может выйти из клапана через канал 1 или 2.

Если обратный клапан предварительно нагружен пружиной, он обычно называется клапаном противодействия; его давление открытия определяется настройкой пружины.

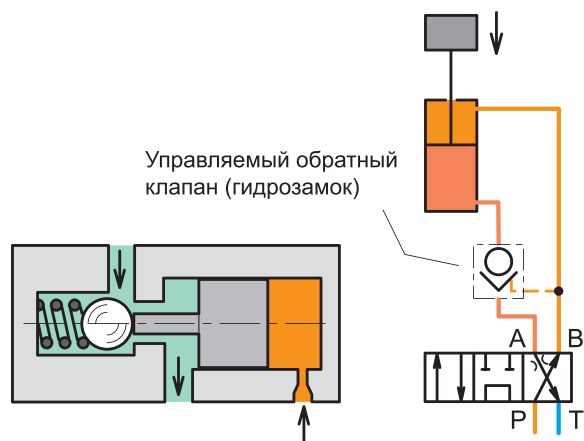


Рис. 8-5 Управляемый обратный клапан и простая схема с гидроцилиндром (нагрузка опускается)

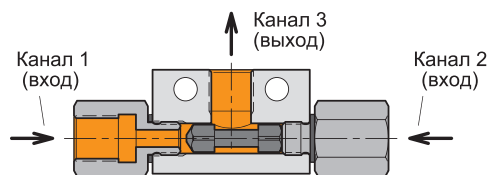


Рис. 8-6 Челночный клапан

Патронные клапаны

Имеются патронные (ввертные. Прим. ред.) гидрораспределители для установки в клапанных блоках или ввинчивания в отдельный корпус с каналами для подключения гидролиний.

Патронный гидрораспределитель может управляться «погружным» или «сухим» соленоидом с пружинным возвратом в нейтральную позицию. Обычно имеется возможность ручного переключения. Замена катушки соленоида не требует разборки аппарата.

При мобильном применении напряжение соленоида составляет 12 или 24 В постоянного тока. Клапан может иметь функцию включено-выключено или пропорциональную. Одинарные соленоидные конфигурации – 2/2, 3/2 и 4/2; двойные соленоиды – 3/4 и 4/3 (Рис.8-7).

Версия 2/2 часто имеет конструкцию тарельчатого/седельного клапана с гидравлическим внутренним управлением для случаев применения, в которых требуется полная герметичность.



Рис. 8-7 Патронные гидрораспределители (слева: 3/2; справа: 4/3)

Функции, соответствующие требованиям заказчика, могут быть получены сочетанием различных патронных аппаратов и соответствующей механической обработкой клапанного блока. Современный гидрораспределитель может содержать несколько патронных аппаратов.

Седельные/тарельчатые распределители

Седельный или тарельчатый распределитель отличается от золотникового тем, что он практически герметичен. Считается, что распределитель этого типа является одним из наиболее стойких к утечке в обычной гидросистеме. Он состоит из многих частей.

Золотниковые гидрораспределители

Чтобы обеспечить нормальную функцию 4/3 для работы цилиндра двойного действия, в секции гидрораспределителя необходимо заменить один золотник четырьмя седельными клапанами.

Ввиду того, что между седельными клапанами нет механической связи, могут возникнуть некоторые ограничения при управлении несколькими цилиндрами, работающими параллельно; достижение точного одновременного открытия и закрытия клапанов может представлять некоторую трудность.

С другой стороны, эти обстоятельства могут давать определённые преимущества там, где требуются независимые функции в каналах А и В (Рис. 8-8).

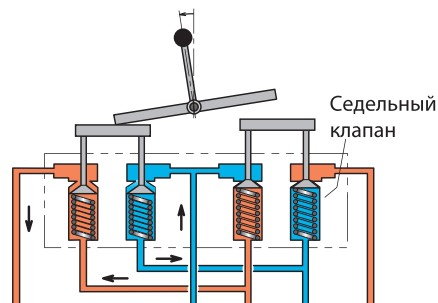


Рис. 8-8 Два седельных клапана, задействованных в расширении цилиндра

Имеются также конструкции, сочетающие патроны золотникового и седельного/тарельчатого аппаратов. Здесь золотник используется как входной измерительный элемент в обоих каналах привода, а два седельных/тарельчатых клапана – как выходные элементы, с целью обеспечить удержание нагрузки без утечки при управлении цилиндром двустороннего действия (Рис. 8-9).

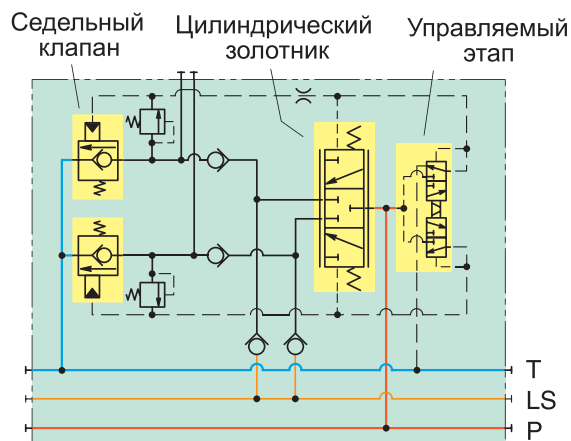


Рис. 8-9 Направляющий распределитель с золотником и седельными клапанами

Гидрораспределитель золотникового типа – наиболее распространенный направляющий распределитель в мобильных гидросистемах. По этой причине мы сосредоточим внимание именно на этом варианте. Будут рассмотрены различные функции распределителя и различные типы гидросистем.

Гидрораспределитель золотникового типа состоит из корпуса с внутренними проходами и каналами, которые коммутируются и синхронизируются движущейся частью — золотником (Рис. 8-10).

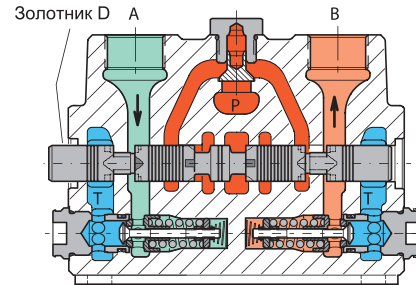


Рис. 8-10 Секция распределителя (Золотник типа D; P - B; A - T)

Гидрораспределители мобильных машин бывают двух основных типов:

- моноблочные
- секционные.

Моноблочные гидрораспределители имеют корпуса для размещения одного и более золотников, т.е. 2-золотниковый, 6-золотниковый распределитель и т.д. Некоторые конструкции допускают соединение двух и более моноблочных распределителей вместе, с целью получения определенных конфигураций, например, в многонасосных системах (Рис. 8-11).

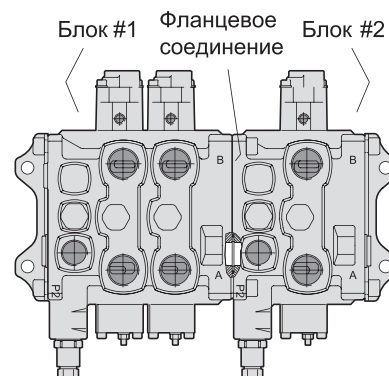


Рис. 8-11 Два моноблочных распределителя с фланцевым соединением

Секционные распределители обычно имеют одну или две золотниковых секции (возможно больше. Прим. ред.) и соединяются болтами между впускной и выпускной секциями. (см. Рис. 8-12).

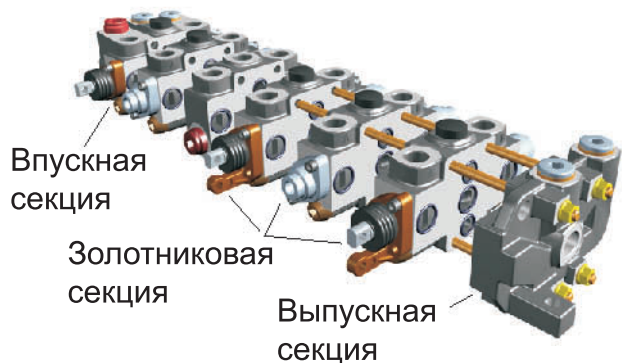


Рис. 8-12 Отдельные секции в секционном распределителе

Между двумя секциями секционного распределителя могут быть установлены специальные клапанные блоки, содержащие опциональные и/или указанные заказчиком функции, например, уравнивающие клапаны, элементы регулирования давления и т.д.

Моноблочные распределители могут иметь до 6 секций, а секционные – до 12. По сравнению с секционными моноблочные отличаются следующими особенностями:

Моноблочный распределитель:

- 1) меньше по размеру и имеет более жёсткий корпус (меньше риск заедания золотника);
- 2) менее склонен к внешней утечке (меньше потенциальных путей утечки);
- 3) более сложный в изготовлении (литьё, механообработка);
- 4) имеет негибкую внутрисистемную конструкцию;
- 5) дороже в обслуживании, ремонте и при замене.

Для получения более жёсткого корпуса некоторые небольшие секционные распределители изготавливаются из двухсекционных блоков.

Впуск распределителя

В зависимости от конструкции распределителя, впускная секция (Рис. с 8-13 по 8-21) может содержать:

- канал (или каналы) для подсоединения насоса;
- обычно один канал для сливной линии;
- встроенный главный предохранительный клапан (прямого или непрямого действия).

Впускная секция может включать также аварийный стоп, обычный обратный клапан удержания нагрузки, специальную функцию прототипа, функцию разгрузки насоса, соединительные элементы и/или принадлежности для внешнего последовательного или параллельного соединения с другими аппаратами а также линии

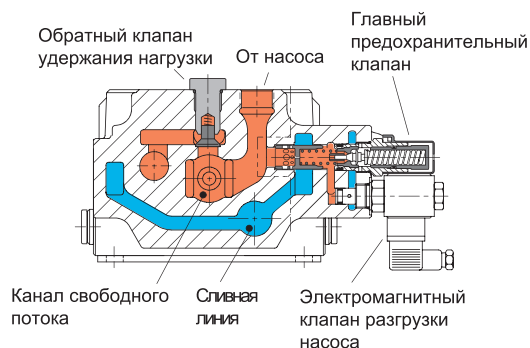


Рис. 8-13 Впуск распределителя с постоянным потоком и открытым центром с обратным клапаном удержания нагрузки

соединения с компенсаторами насосов. В зависимости от типа и основных требований гидросистемы, могут быть добавлены и иные принадлежности.

Обычный обратный клапан удержания нагрузки

Обратный клапан удержания нагрузки иногда устанавливается на впуске распределителя с постоянным потоком и открытым центром. Это препятствует жидкости из напорной линии привода течь назад в проход свободного потока (Рис. 8-13).

Обратный клапан заменяет отдельные клапаны удержания нагрузки в каждой секции распределителя и может использоваться в случае, если не происходит одновременного срабатывания различных секций.

Многие конструкции распределителей предусматривают затворы удержания нагрузки в каждой из линий подключения гидродвигателей. Данная конструкция будет препятствовать сдвигу гидродвигателя из-за утечки по цилиндрическому золотнику, когда давление в проходе свободного потока меньше, чем в напорной линии данного гидродвигателя. Кроме того, такая конструкция будет сводить к минимуму сдвиг гидродвигателя из-за утечки по цилиндрическому золотнику в бак.

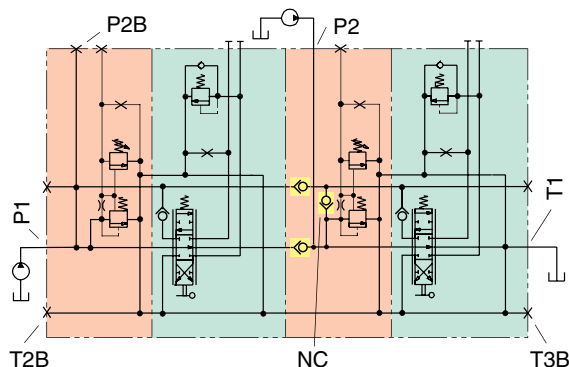


Рис. 8-14 Распределители с постоянным потоком и открытым центром в работе многонасосной системы; обратные клапаны допускают любой избыточный поток от насоса «1» в секцию «2».

Если блоки распределителей соединены параллельно в одно- или многонасосной системе, в последующих блоках требуется установка обратных клапанов удержания нагрузки (Рис. 8-14; «NC»).

Байпасный золотник /главный перепускной клапан

На входе распределителя с запирающим в средней позиции стоит байпасный/впускной компенсатор. Он пропускает излишек жидкости в сливную линию во время работы, а также всю подачу насоса, если система не работает.

Байпасный золотник предварительно нагружен пружиной, которая создает перепад давлений между давлением насоса и давлением нагрузки. Максимальное давление нагрузки направляется в камеру пружины байпасного золотника через проходы в его корпусе.

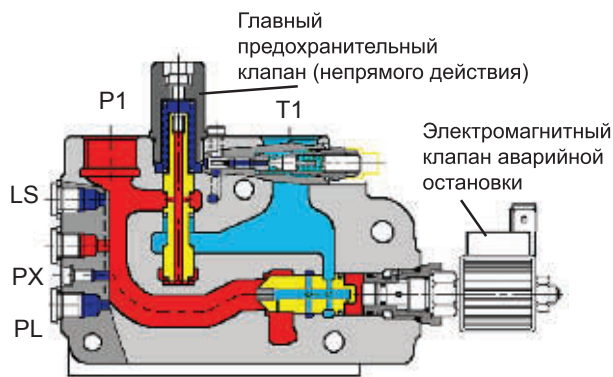


Рис. 8-15 Входная секция распределителя с постоянным потоком и запирающим в средней позиции

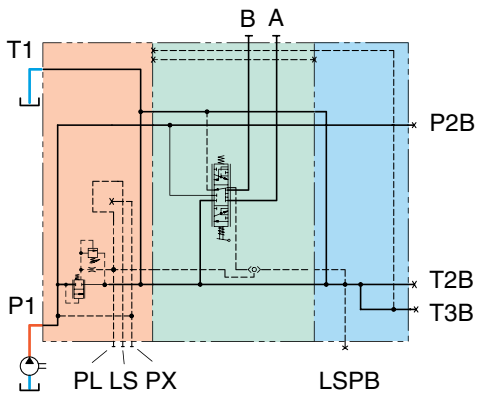


Рис. 8-16 Распределитель с постоянным потоком и запирающим в средней позиции с впускным компенсатором/управляемым главным предохранительным клапаном

Когда давление нагрузки падает до нуля, байпасный клапан направляет весь поток на слив при давлении, определяемом усилием его пружины, см. рис. 8-15 и 8-16.

Некоторые конструкции распределителей имеют дополнительную функцию разгрузки насоса, которая еще больше снижает падение давления между линиями P - T, когда не используется никаких функций. Электрическая схема показана на рис.8-13, -17 и -18.

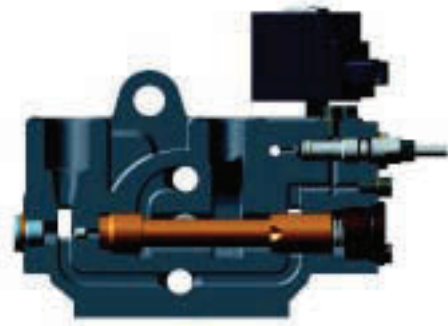


Рис. 8-17 Впускная секция распределителя с постоянным потоком и запирающим в среднем положении с предохранительным клапаном непрямого действия и электроразгрузкой

Байпасный золотник может выполнять функции главного предохранительного клапана непрямого действия, если оснастить его элементами управления. Если давление насоса увеличивается выше установки предохранительного клапана, байпасный золотник открывается и пропускает всю подачу насоса. Таким образом, вся гидравлическая энергия может быть превращена в тепловую.

В распределителе с постоянным потоком и открытым центром с байпасным золотником часть масла может быть направлена в бак, и лишь часть потока требуется пропустить через проход свободного потока. Это снижает потерю энергии в многозолотниковых распределителях, когда все золотники находятся в нейтральной позиции.

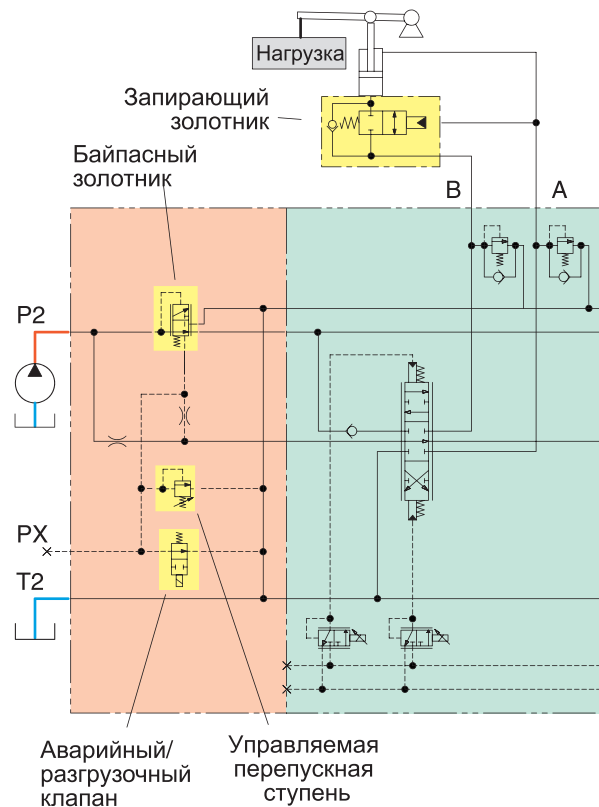


Рис. 8-18

Функции разгрузки насоса и аварийной остановки активируются электрически управляемым патронным распределителем вкл.-выкл., который сбрасывает давление из торцевой камеры байпасного золотника, таким образом, открывая большой проход от Р к Т. Вместе с запирающим золотником эта функция позволяет иметь функцию аварийного останова (Рис. 8-15 и 8-18).

Функция аварийного останова

В соответствии с Директивой ЕС по машинному оборудованию, машины должны быть оснащены одним (или более) аварийным останомом, с целью устранения возникшей или предотвращения возможной опасности.

Директива по машинному оборудованию гласит: «Устройство аварийного ОСТАНОВА должно иметь чётко различимые, видимые и легко доступные элементы управления. Оно должно быть в состоянии максимально быстро останавливать опасный процесс без возникновения дополнительных рисков».

Кроме того, при срабатывании устройства аварийного останова подача энергии на функционирование должна прерываться. Как показано, этим требованиям отвечает электрически управляемая функция разгрузки насоса. Заметьте, что соленоид должен быть активирован до начала любой работы; см. рис. 8-15,-18 и -20.

Сигнальное отверстие разгрузки

Разгрузочный распределитель с постоянным потоком (ПДО), имеющий функцию разгрузки, обычно работает с регулируемым насосом. Компенсатор насоса старается удерживать давление на постоянном заданном значении путем увеличения или уменьшения подачи насоса (Рис. 8-19).

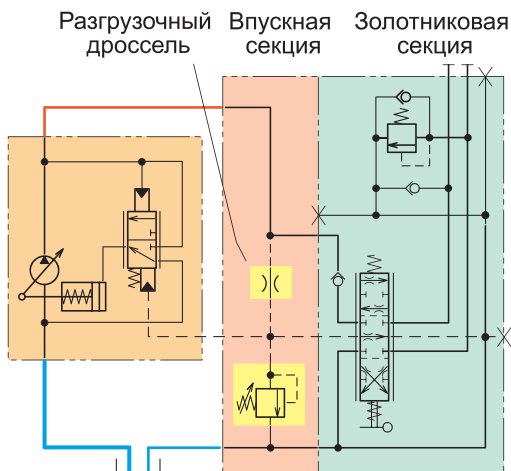


Рис. 8-19 Разгрузочный распределитель с постоянным потоком, сигнальным разгрузочным дросселем и ограничителем давления насоса во впускной секции

Если насос имеет особое компенсаторное управление, можно запустить систему с разгрузочной функцией, когда система не активирована. Разгрузочный сигнал поступает с входа распределителя, а небольшое отверстие (разгрузочный дроссель) пропускает некоторую часть подачи насоса в бак через дросселированную «линию открытого центра», когда все золотники находятся в нейтральной позиции. Этот нулевой сигнал также передается на вход распределителя и компенсатор насоса, который снижает давление до «уровня режима ожидания», предустановленного компенсатором насоса - около 20 бар (300 фунтов на кв.дюйм).

При активации любого из золотников распределителя линия «открытого центра» закрывается, а сигнальное давление является равным давлению насоса, которое затем автоматически поднимается с установки режима ожидания до максимальной установки «постоянного давления».

Максимальное значение давления задаётся компенсатором насоса или перепускным клапаном во впускной секции, как показано на рис. 8-19. Это означает, что насос работает при одном из двух уровней давления:

- максимальный уровень
- уровень режима ожидания

Если насос быстро реагирует на изменения давления, при активации нагрузки могут возникнуть «всплески» или «пики» давления. По этой причине, с целью уменьшения пиков давления, на входе гидрораспределителя настоятельно рекомендуется использовать быстродействующий перепускной клапан (прямого действия) (Рис. 8-20)

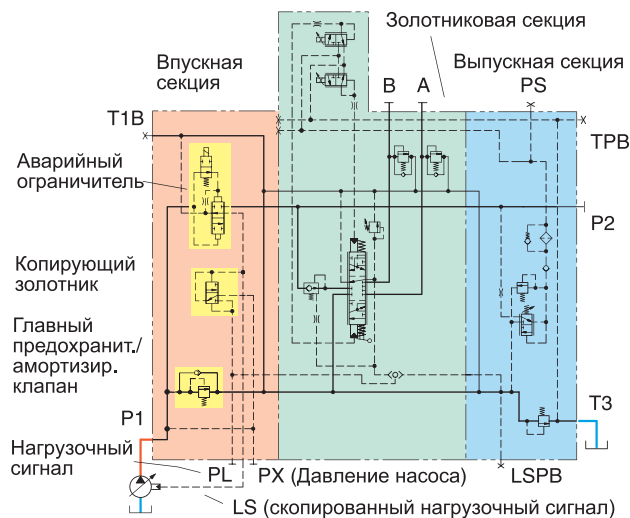


Рис. 8-20 Распределитель с сигналом чувствительности к нагрузке с неактивированным главным золотником (впускная секция с главным предохранительным клапаном прямого действия, копирующим золотником для сигнала LS, клапаном аварийной остановки с электрическим управлением; сигнал LS сбрасывается в бак)

Соединитель сигнала чувствительности к нагрузке

В системе, чувствительной к нагрузке (LS), вход распределителя практически аналогичен входу распределителей с постоянным потоком и закрытым центром и разгрузочных распределителей с постоянным потоком. Регулируемый насос оснащён компенсатором давления режима ожидания и максимального давления.

Сигнал чувствительности к нагрузке поступает на насос с входа распределителя и направляется на соответствующий компенсатор насоса (в распределителях с постоянным потоком и закрытым центром этот сигнал поступает к торцу байпасного золотника). В результате вход распределителя не нуждается в байпасной функции, так как компенсатор насоса обеспечивает и поддерживает постоянный перепад давлений Δp между давлением насоса и сигналом чувствительности к нагрузке посредством изменения подачи насоса (Рис. 8-20).

Перепад давлений Δp задаётся на компенсаторе насоса аналогично байпасному клапану в распределителе с постоянным потоком и закрытым центром.

Основное различие между разгрузочными распределителями с постоянным давлением и распределителями с чувствительностью к нагрузке состоит в том, что первый лишь посылает сигнал «вкл.-выкл.» на компенсатор насоса, в то время как второй посылает сигнал, который равномерно меняется с давлением нагрузки.

Распределитель с чувствительностью к нагрузке должен иметь на входе быстродействующий предохранительный клапан, по той же причине, что и система разгрузочного распределителя с постоянным давлением, описанная выше.

В конструкции распределителя, показанной на рис. 8-15 и -20, предусмотрены отверстия манометра для нагрузки, насоса и сигналов чувствительности к нагрузке (LS), а также для функций аварийного останова и копирования сигнала LS.

Копировальная функция

Эта функция позволяет избежать какой-либо потери жидкости под давлением из цилиндра, когда сигнал LS посылается на компенсатор насоса. Этим предотвращается разрушительное «микрооседание» нагрузки в начале операции подъёма.

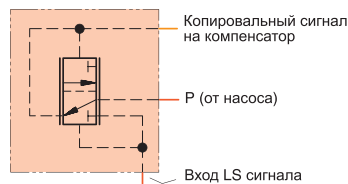


Рис. 8-21 Копировальная функция

Это происходит по той причине, что сигнальная жидкость поступает от насоса, а не от нагрузки. Сигнальное давление копируется, и жидкость с насоса направляется на компенсатор насоса; см. рис. 8-20 и 8-21.

Выход распределителя

Выход распределителя может содержать:

- один или два сливных канала;
- канал насоса;
- последовательные (S) и параллельные (P) соединители и принадлежности для последующих распределителей;
- клапан противодавления и редуцирующий клапан для питания контура управления (Рис. 8-22 и -23).

Последовательное соединение

Один из сливных каналов обычно используется для подсоединения «вне мощности». Это подсоединение высокого давления отделяет проход свободного потока от сливной линии внутри распределителя. Эта функция позволяет последовательно работать двум и более распределителям. Тогда один насос может питать оба распределителя. Для реализации этой функции, может возникнуть необходимость в модифицировании распределителя. Эта модификация может быть простой и заключаться лишь во вставке устройства отклонения потока в сливной линии распределителя. Этим осуществляется соединение прохода линии открытого центра через все распределители с баком через последний распределитель. Так делается, когда требуется последовательное соединение распределителей с постоянным потоком и открытым центром. Следует заметить, что расположенные ниже по течению распределители получают лишь «остатки» с первого распределителя. Расположенные ниже по течению распределители получают полную подачу насоса, только если золотники первого распределителя находятся в нейтральных или центральных позициях.

Другая особенность подключения распределителей таким образом состоит в том, что каждый распределитель требует своей собственной линии слива (Рис. 8-22).

Подключение вне мощности устанавливается, когда требуется последовательное соединение распределителя с постоянным потоком и открытым центром, соединяющее проход линии открытого центра (S) через все распределители с баком (Рис. 8-22).

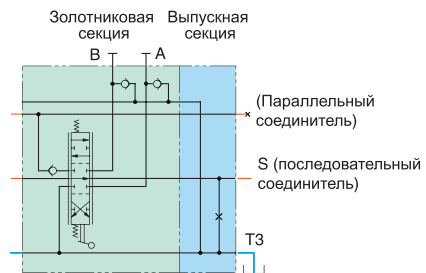


Рис. 8-22 Выпускная секция распределителя с постоянным потоком и открытым центром с последовательным и параллельным соединителями

В системе разгрузочных распределителей с постоянным давлением линия разгрузочного сигнала может быть аналогичным образом подсоединена от распределителя к распределителю и, наконец, к баку.

Распределители с чувствительностью к нагрузке обычно имеют возможность последовательного соединения линии управления LS с линиями последующих распределителей; см. канал LSPB на рис. 8-20.

Клапан противодействия

Клапан противодействия устанавливается в одном из сливных каналов. Он увеличивает сливное противодействие внутри распределителя, с целью улучшения антикавитационных характеристик и характеристик потока подпитки.

Повышенный подпор на сливе особенно желателен в LS-системах, где площади поршневой и штоковой камер цилиндра сильно отличаются, либо при быстром опускании, когда насос разгружается (Рис. 8-23).

ПРИМЕЧАНИЕ: Многие компоненты можно разместить либо во впускной, либо в выпускной секции.

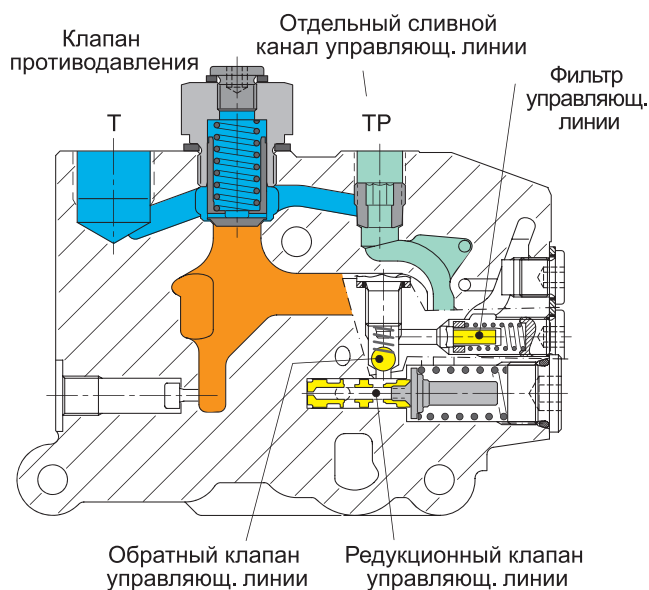


Рис. 8-23 Выпускная секция распределителя с постоянным потоком и закрытым центром/с чувствительностью к нагрузке

В распределителе с открытым центром со встроенными управляемыми золотниками клапан противодействия поддерживает минимальное управляющее давление.

Клапаны противодействия могут контролироваться с приложением внешнего или внутреннего управляющего давления. Альтернативно они снабжаются пружинами с фиксированными настройками.

В конструкциях некоторых распределителей клапан противодействия активируется электрически; см. рис. 8-24.

Если гидрораспределитель оснащен встроенным источником управляющего давления, рекомендуется отделить его сливную линию от основной сливной линии, воздействие на которую оказывает клапан противодействия (обратитесь к поз. TP на рис. 8-23).

Подача внутреннего управляющего давления

Подача внутреннего управляющего давления - это функция клапана, который работает как редукционный или предохранительный в управляющем контуре.

Он снижает давление насоса до подходящего уровня и подает управляющее давление изнутри на электрогидравлические золотники управления (рис. 8-23 и 8-24).

В целях безопасности этот редукционный клапан оснащен также функцией понижения давления, которая исключает опасность превышения максимально допустимого редуцированного давления в системе управления.

На этой иллюстрации также показан сетчатый фильтр с перепускным клапаном в контуре подачи внутреннего управляющего давления. Фильтр защищает управляющий контур от загрязнения, в особенности во время запуска системы.

Показанная конструкция даёт возможность подключения к внутреннему фильтру управляющего потока, обеспечивая, таким образом, подачу в управляющий контур более чистой жидкости по сравнению с жидкостью в рабочей системе (рис. 8-24, «PF» и «PS»).

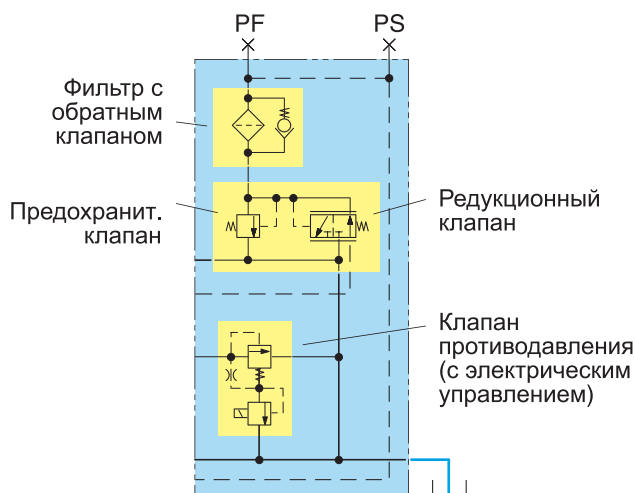


Рис. 8-24. Выпуск клапана с подачей управляющего давления

Обратный клапан предотвращает протечки управляющей жидкости обратно в линию насоса, таким образом, позволяя поддерживать необходимое давление в управляющем контуре в случае временного падения давления насоса, например, при быстром опускании цилиндра.

Для обеспечения управляющего давления при снижении давления насоса к каналу «PS» извне должен быть подключен аккумулятор. При этом управляющее давление можно будет регулировать через канал PS, например, с помощью гидравлических джойстиков дистанционного управления или внешней системы аккумулятора/тормоза.

Обратите внимание, что большая часть компонентов может быть размещена во впускной или выпускной секции в зависимости от изготовителя распределителя. Как уже было показано, эти концевые секции могут выполнять много функций и быть очень сложными. Однако ключевой секцией мобильного направляющего распределителя является золотниковая секция. Именно эта секция осуществляет направление и контроль гидравлической энергии на приводы.

Секция распределителя

В зависимости от гидросистемы, типа распределителя и конструкции секция распределителя может содержать следующие компоненты, показанные на рис. 8-25 и 8-26. Современный гидрораспределитель с LS-функцией, показанный ниже, содержит:

- основной цилиндрический золотник (60), здесь управляемый дистанционно электрогидравлическими приводами (50);
- челночный клапан (61) для передачи сигнала чувствительности к нагрузке на впуск клапана;
- обратный клапан удержания нагрузки, здесь совмещенный с компенсатором давления (66) и дроссель LS-сигнала (67);
- редукционные клапаны, поддерживающие максимальную подъёмную силу (75);
- амортизирующий клапан (76B), соединенный с встроенным отдельным обратным клапаном (76A);
- подпиточный клапан и/или клапан спускного тормоза, поддерживающий максимальную скорость подъёма или опускания (не показано).

На рис. 8-26 показана секция гидрораспределителя с LS-функцией, в которой золотник (установленный в почти предельной правой позиции) управляется дистанционно пропорциональными электрогидравлическими гидрораспределителями с соленоидными приводами.

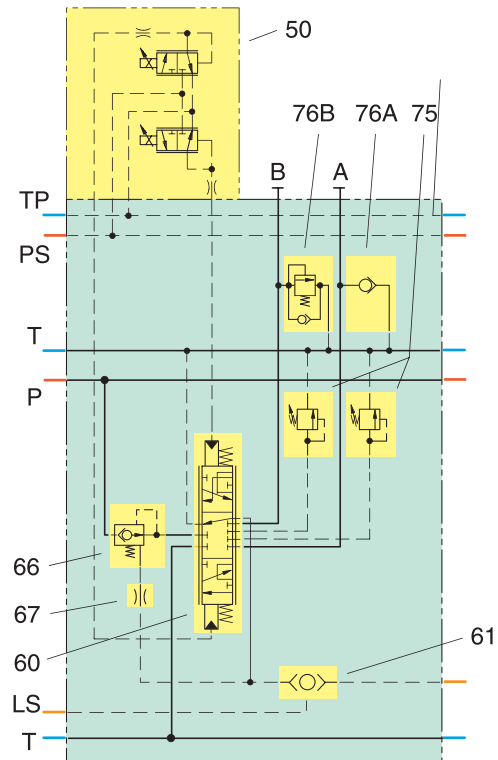


Рис. 8-25. Схема золотниковой секции распределителя с LS-функцией

Кроме того, золотником можно управлять вручную. Ход золотника ограничен устанавливаемыми извне регулируемые ограничителями хода (72).

На иллюстрации подача управляющего давления под левый торец золотника осуществляется от правого распределителя через канал в корпусе, в то время как жидкость из-под правого торца сливается в бак.

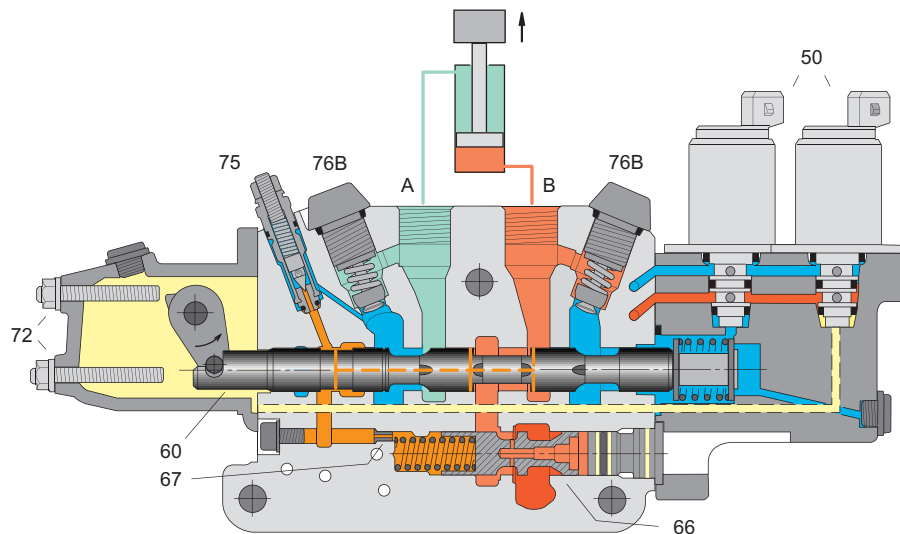


Рис. 8-26. Золотниковая секция гидрораспределителя с LS-функцией

Как показано, золотник соединяет линии P - B и A - T. Давление сигнала нагрузки из канала B поступает на редукционный клапан и камеру пружины компенсатора давления через небольшие отверстия (каналы) в золотнике.

Каналы подключения гидродвигателя защищены объединёнными амортизирующими и антикавитационными картриджами.

Обратный клапан удержания нагрузки

Если давление нагрузки выше давления насоса и золотник распределителя установлен в позиции «подъём», движение может осуществляться в противоположном направлении, если в канале подачи не установлен обратный клапан удержания нагрузки. Обратный клапан (Рис. 8-27) предотвращает обратный поток, когда давление насоса является недостаточно высоким для подъёма нагрузки.

Обратный клапан

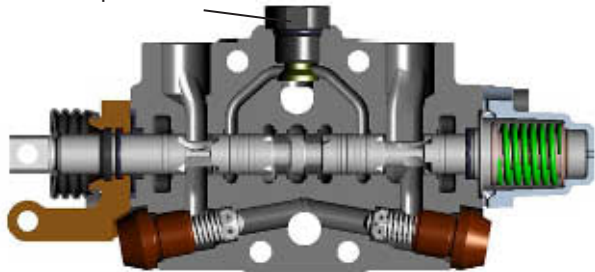


Рис. 8-27. Секция распределителя с постоянным потоком и открытым центром с обратным клапаном удержания нагрузки

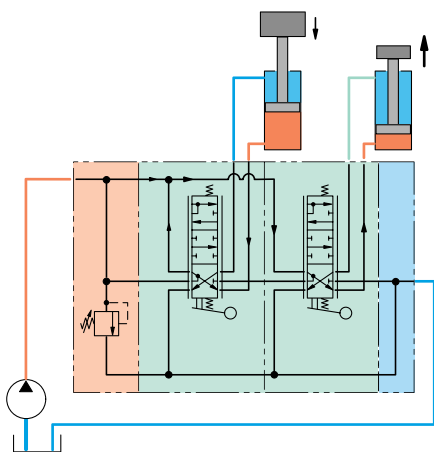


Рис. 8-28. Секции распределителя без обратных клапанов

В контуре с двумя функциями подъёма (но без обратного клапана), осуществляемыми одновременно с неравными давлениями нагрузки (рис. 8-28), более лёгкая нагрузка поднимается, в то время как более тяжёлая опускается, помогая поднимать более лёгкую нагрузку. Цилиндр с лёгкой

нагрузкой увеличивает свою скорость, пока оператор не изменит позиции (дресселирующие площади) отдельных золотников или пока не поднимутся обе нагрузки.

Если обратный клапан удержания нагрузки был установлен как показано на рис. 8-29, более тяжёлая нагрузка будет удерживаться на месте, пока давление насоса не поднимется на достаточный уровень, чтобы её поднять.

Обратные клапаны удержания нагрузки в системах постоянного давления и чувствительности к нагрузке не слишком полезны пока регулируемый насос функционирует в пределах своего диапазона регулирования. Это связано с тем, что давление насоса равняется или превышает давление нагрузки.

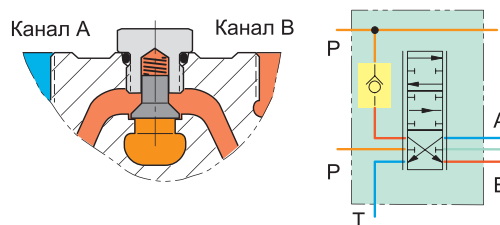


Рис. 8-29. Обратный клапан удержания нагрузки

Однако при достижении максимальной подачи насоса значение этой функции кардинальным образом изменяется (поскольку насос теперь работает как нерегулируемый). Насос осуществляет работу по самому низкому давлению нагрузки в системе, и жидкость самой высокой нагрузки направляется к цилиндру с самой лёгкой нагрузкой. По этой причине применение обратных клапанов удержания нагрузки следует рассматривать всегда, даже в системах постоянного давления с LS-функцией.

Отверстие манометра обратного клапана

Типовым дополнением при использовании обратных клапанов удержания нагрузки является отверстие для манометра, упрощающее измерения давления в канале привода при переключении золотника.

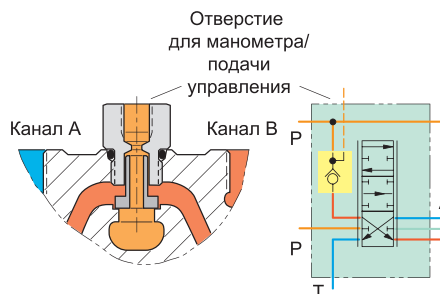


Рис. 8-30. Обратный клапан управления нагрузкой с отверстием для манометра

Отверстие для манометра также может быть использовано для подачи внешнего управляющего давления при условии, что это не нарушает рабочие циклы (Рис. 8-30).

Ограничитель/дрессель обратного клапана

Обратный клапан удержания нагрузки может быть соединен с регулируемым ограничителем (дрессель регулирования расхода), как показано на рис. 8-31.

Клапан регулирует (снижает) расход жидкости, поступающей на золотник, снижая тем самым скорость привода. Это видно в системах с постоянным давлением, золотники распределителя в которых не компенсированы по давлению, то есть управляются вручную.

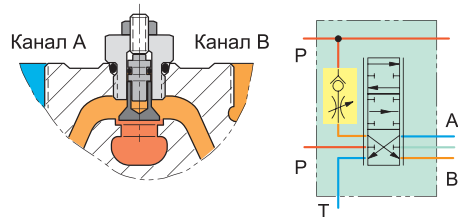


Рис. 8-31. Ограничитель обратного клапана удержания нагрузки

Это усиливает чувство контроля управления оператора. Однако при достижении наиболее низкого из возможных уровней падения давления в линии подачи полость расточки может оставаться пустой (Рис. 8-32).

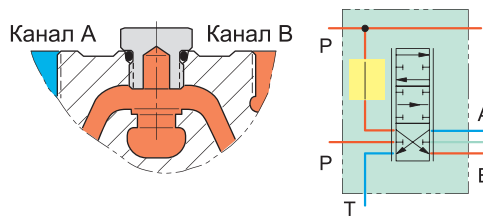


Рис. 8-32. Канал обратного клапана (заглушен)

Тормоз подъема/подачи

Иногда в канал, используемый для обратного клапана удержания нагрузки, устанавливается тормоз подъема/подачи.

Этот вставной клапан (Рис. 8-33) является компенсированным по давлению регулятором расхода. Это гарантирует отсутствие влияния на максимальную скорость привода со стороны перепадов давлений нагрузки.

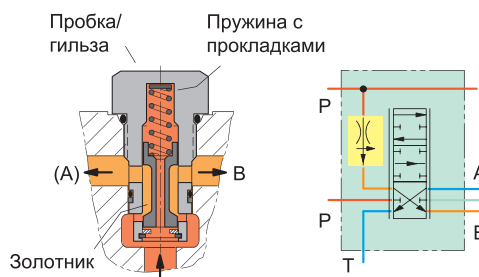


Рис. 8-33. Тормоз подъема/подачи

Тормоз подачи – это специальное устройство, регулирующее поток на входе для распределителей с постоянным потоком и открытым центром. Он используется как предохранительное устройство, когда необходимо поддерживать максимальную скорость привода. Это устройство применяется для функции поворота на автокранах.

Конструкция, приведенная на рис. 8-33, состоит из пробки/гильзы, золотника с внутренним каналом и пружины, отрегулированной прокладками для необходимого расхода. Пружина прижимает золотник, пропуская напорный поток на привод через золотник распределителя.

Давление нагрузки подводится под оба торца золотника через внутреннее отверстие. Повышение потока, проходящего через золотник, приводит к изменению гидродинамических сил, пытающихся его закрыть. Сжимая пружину, гидродинамические силы регулируют выходной расход на привод, который остается относительно постоянным.

ПРИМЕЧАНИЕ: давление насоса может легко достичь максимального уровня, приводя к прямому сливу избыточного потока в бак через главный предохранительный клапан, если используется только эта функция.

Редукционный клапан

В некоторых конструкциях гидрораспределителей вместо обратного клапана удержания нагрузки устанавливается редукционный клапан.

Он предназначен для поддержания определённого ограниченного уровня давления в гидродвигателе. Результатом этого становится ограничение давления подачи на указанный привод (Рис. 8-34).

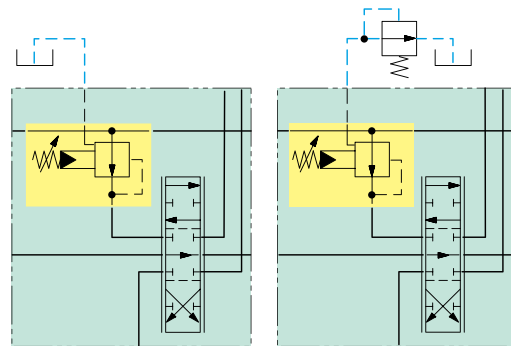


Рис. 8-34. Редукционный клапан на стороне подачи

Например, редукционный клапан на автокране работает как предохранительное устройство и не допускает перегрузок, ограничивая грузоподъемность.

ПРИМЕЧАНИЕ: в распределителях с постоянным потоком и открытым центром избыточный поток направляется в бак через главный предохранительный клапан, если не используется полный расход насоса. Однако этого не происходит в системах постоянного давления и чувствительности к нагрузке с регулируемыми насосами.

Важно сочетать приведенную выше функцию с описанными ранее обратными клапанами удержания нагрузки.

Гидрораспределитель с LS-функцией также может быть оснащён «отдельными функциями понижения давления» для каналов привода. Они используются для тех функций, требуемый уровень максимального давления которых ниже нормального рабочего давления в системе.

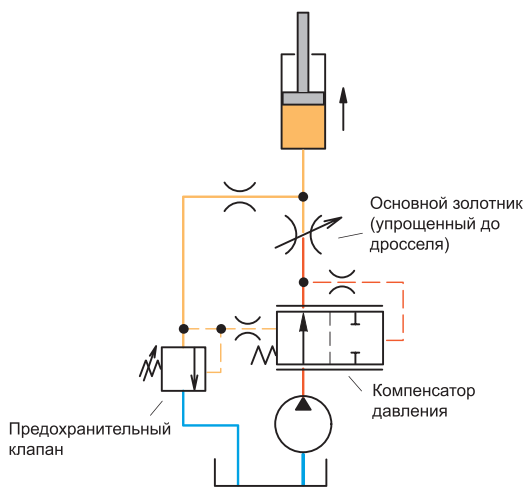


Рис. 8-35. Упрощенный контур, демонстрирующий взаимодействие между основным золотником (регулируемый дроссель), компенсатором давления и функцией понижения давления.

Предохранительный клапан сигнала LS (рис. 8-35 и "75" на рис. 8-25 и 8-26) является регулируемым. Он снижает давление подачи, ограничивая давление сигнала LS за компенсатором так, чтобы давление расхода (подачи) в секции его установки не превышало заданного значения.

Применение функции понижения давления ограничивает давление путём использования управляющего потока 2 л/мин (0,5 гал./мин) или ниже. Поскольку представленный на иллюстрации предохранительный клапан является двухлинейным, пики давления после него (в канале привода) должны быть ограничены предохранительным клапаном канала.

Последний должен быть настроен на давление, примерно на 10 бар (150 фунт/кв. дюйм) выше значения настройки редуцирующего клапана. Обратите внимание, что в этом случае в секции клапана должен быть установлен компенсатор давления.

Еще одним альтернативным способом ограничения давления в канале привода является применение только предохранительного клапана канала. По достижении заданного давления клапан открывается, сбрасывая большой поток в бак. Однако это приводит к большим потерям мощности (обратитесь к Главе 6 Клапаны регулирования давления).

Перепускной клапан канала и антикавитационный клапан

В качестве предохранительного (амортизирующего) клапана в канале привода обычно используется клапан патронного типа, часто выполняющий также антикавитационную функцию (рис. 8-36 и 8-38, "2"). Он предназначен для

защиты клапана и привода от пиковых перепадов давлений в системе.

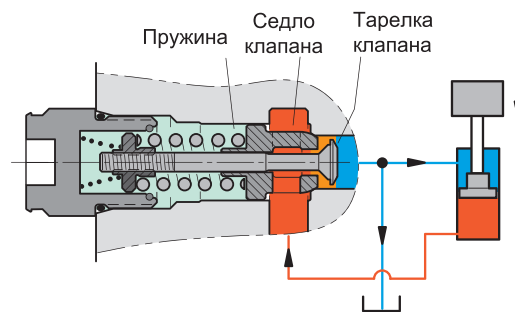


Рис. 8-36. Перепускной клапан канала патронного типа

К этому клапану предъявляются следующие требования: очень быстрое открытие (короткое время срабатывания), устойчивость запорного элемента, герметичность (сопротивление протечкам) и хорошие характеристики давления.

Картридж, как показано, удерживается в седле пружиной малой жёсткости. Когда давление в канале привода увеличивается до заданного значения настройки, тарелка клапана открывается, и жидкость из канала привода перепускается в бак. На диаграмме рис. 8-37 представлены типовые графики рабочих характеристик картриджного перепускного клапана при расходе 70 л/мин (18 гал/мин).

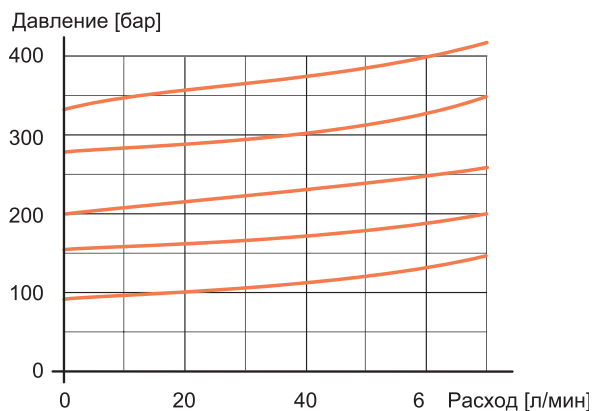


Рис. 8-37. График давление-расход для перепускного клапана картриджного типа при выбранных уровнях давления открытия

Антикавитационная (подпиточная) функция осуществляет подачу жидкости из сливной линии в канал привода в случае пониженного давления. При этом весь вставной блок картриджа перемещается влево, сжимая слабую коническую пружину и открывая проход жидкости из сливной линии в канал привода.

В зависимости от типа выбранного картриджного клапана расточка или полость корпуса клапана (как показано на рис. 8-36) может использоваться для различных функций. Это делает мобильный гидрораспределитель высокоадаптивным.

Дополнительные принадлежности канала привода

В качестве альтернативы предохранительному клапану канал привода может быть оснащен отдельным антикавитационным клапаном. Это позволяет подавать жидкость из сливного канала в канал привода (канал подключения гидродвигателя) для предотвращения пониженного давления и кавитации (Рис. 8-38, "3").

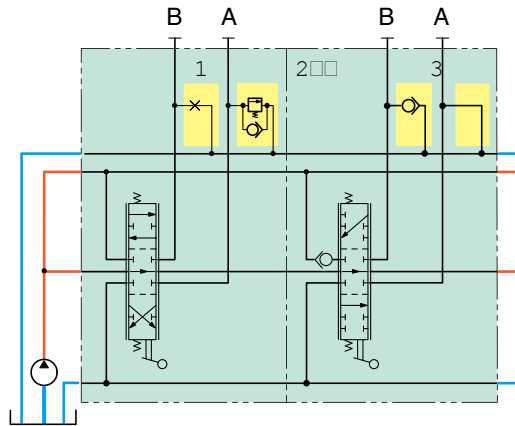


Рис. 8-38. Схема золотниковой секции, отображающая различные функции канала привода

Диаграмма (рис. 8-39) отображает соотношение перепада давлений (Δp) и расхода для типового обратного антикавитационного клапана по результатам измерений между сливной линией и каналом привода.

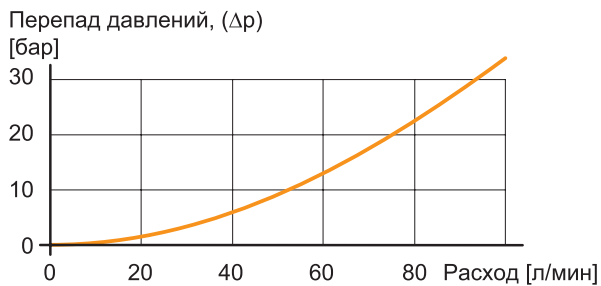


Рис. 8-39 Характеристика подпиточного потока антикавитационного клапана

Это соединение иногда блокируется пробкой (рис. 8-38, "1"), исключая из работы амортизирующий клапан и отключая антикавитационную функцию.

Четвертая альтернатива – оставить канал слив-привод открытым ("4"). Это решение используется с применением золотника типа "Е" для привода одностороннего действия, такого как плунжер или плунжерный цилиндр, для которого не требуется наличие второго порта привода, вследствие чего его можно перекрыть (или пренебречь им).

Другой тип цилиндра одностороннего действия имеет вентиляционное отверстие, которое может быть соединено с каналом привода, показанным в "4". Таким образом, все протечки над поршнем автоматически направляются в резервуар, а защита цилиндра от коррозии осуществляется

автоматически, поскольку доступ воздуха к цилиндру перекрыт.

Компенсатор давления

Основное предназначение компенсатора давления заключается в поддержании выбранного постоянного расхода вне зависимости от изменений давления в системе. Это представляет особую ценность при подъёмных операциях.

В тех случаях, когда несколько функций выполняются одновременно, каждая золотниковая секция должна быть оснащена отдельным встроенным компенсатором давления. При условии доступной подачи насоса, оборудованные ими секции обеспечивают заранее установленный постоянный расход независимо от других одновременно выполняемых функций и независимо от изменений давления нагрузки или подачи.

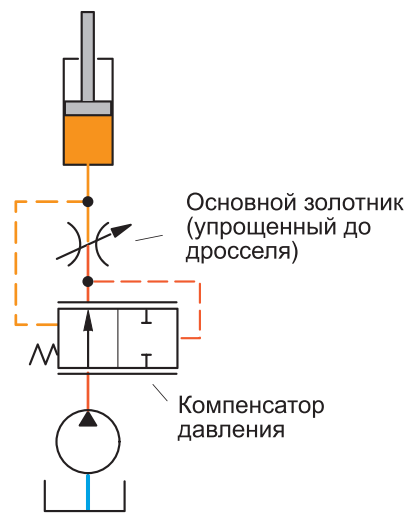


Рис. 8-40 Контур компенсатора давления (основной золотник показан как регулируемый дроссель)

Компенсатор давления этого типа должен иметь быстрое время срабатывания и включать в свой состав встроенный обратный клапан управления нагрузкой, обратитесь к рис. 8-26, "61", и 8-40.

Как уже было объяснено ранее в главах 6 и 7, функция компенсатора давления заключается в поддержании постоянного перепада давлений Δp на кромках основного золотника.

Это обеспечивает постоянный расход, являющийся функцией проходного сечения золотника и усилия пружины компенсатора.

Для выполнения определенных требований к расходу можно использовать более слабую или сильную пружину либо регулируемое проходное сечение дросселя. Другой подход заключается в изменении размера проходного сечения потока основного золотника.

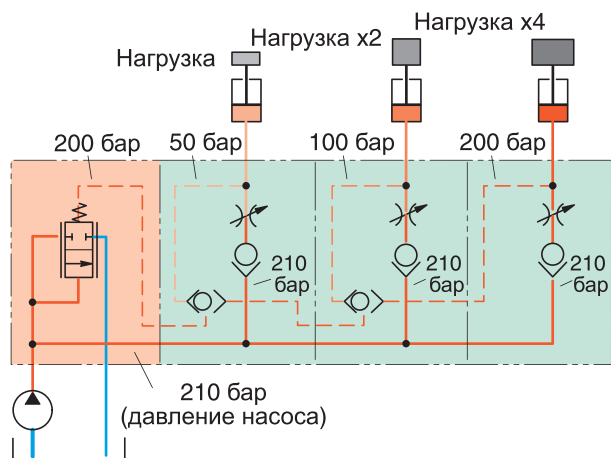


Рис. 8-41. Распределитель с дросселированием на входе

На рис. 8-41 показан трёхсекционный распределитель, золотники которого изображены как дроссели на входе. Секции оснащены обратными клапанами подачи и входом с обычным компенсатором. Здесь давление насоса равняется самому высокому давлению нагрузки плюс значение настройки пружины компенсатора 200+10 бар (3000+150 фунтов/кв. дюйм). Остальные нагрузки соответственно не компенсированы.

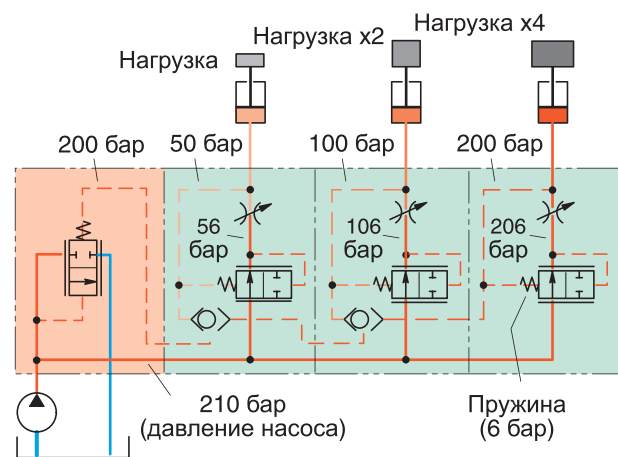


Рис. 8-42. Распределитель с отдельными компенсаторами давления

На рис. 8-42 показан распределитель, оснащенный отдельными компенсаторами; все нагрузки отдельно компенсированы на стороне управления потоком, обратитесь также к рис. 8-41.

Сигнальная система чувствительности к нагрузке

Сигнальная система чувствительности к нагрузке с обратной связью по давлению состоит из определенного числа челночных клапанов, сравнивающих сигналы из различных золотниковых секций: сигнал самого высокого уровня направляется во входную секцию распределителя (Рис. 8-42).

Во входной секции сигнал передается на копирующий золотник и компенсатор насоса или непосредственно на компенсатор насоса при отсутствии копирующего золотника.

Система пропускает определённый поток жидкости к насосу по сигнальной линии нагрузки, не изменяя сигнал уровня нагрузки. Это, в свою очередь, упрощает конструкцию системы, позволяя при этом устанавливать внешние логические системы в контур измерения нагрузки.

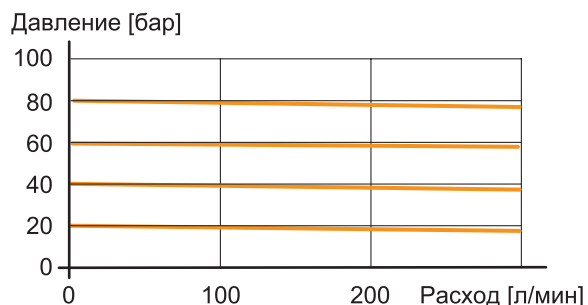


Рис. 8-43 Характеристика компенсатора при выбранных уровнях давления

Благодаря дренажному расходу через LS- компенсатор насоса жидкость в контуре LS всегда остаётся теплой, что приводит к улучшению качества рабочих функций и времени срабатывания при работе в зимний период, обратитесь к рис. 8-43.

Золотники

К мобильным гидрораспределителям предъявляются следующие обычные требования:

- низкие утечки через золотник;
- низкие усилия на рукоятках управления;
- хорошие рабочие характеристики.

Золотник распределителя является важнейшим звеном между рукояткой, приводимой в движение оператором, и соответствующим перемещением управляемого гидродвигателя.

Вследствие этого конструкция золотника должна соответствовать указанным требованиям к каждой функции. Это осуществляется за счёт подбора подходящих параметров золотника распределителя. Конкретная конструкция золотника выбирается в соответствии с функцией распределителя в гидросистеме, требованиями к уровню контроля, характеристиками нагрузок и способом управления золотником (Рис. 8-44).

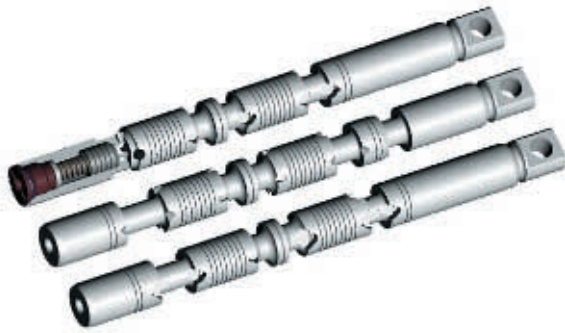


Рис. 8-44. Примеры золотников гидрораспределителей

Номенклатура золотников

Стандартное графическое обозначение золотника содержит число позиций золотника в распределителе, функцию золотника и количество линий. Количество каналов в одном квадрате равняется количеству линий или путей потоков.

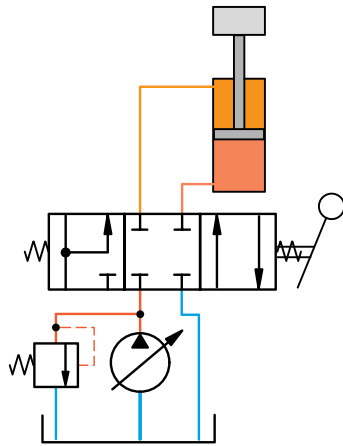


Рис. 8-45. Простой контур с золотником гидрораспределителя в нейтральной позиции

На гидравлических схемах подключённые каналы и трубы обычно указываются для нейтральной позиции золотника (Рис. 8-45).

Горизонтальные линии выше и ниже обозначения золотника означают «пропорциональную функцию». Без этих линий гидрораспределитель выполняет функцию вкл./выкл. (Рис. 8-46).

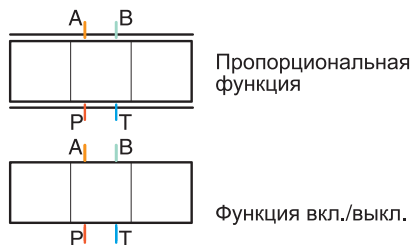


Рис. 8-46. Обозначения золотников: пропорционального и вкл./выкл.

Типовые мобильные гидрораспределители используются для управления гидродвигателями двустороннего действия, такими как цилиндры и гидромоторы. Для функции ППО (постоянный поток, с открытым центром) требуется шестилинейный трёхпозиционный золотник (обозначение "6/3"). В корпусе распределителя у этого золотника есть три позиции:

- крайняя левая
- центральная
- крайняя правая.

В центральной позиции (рис. 8-47, слева) поток насоса направляется в линию слива; причём необходимо обеспечить минимум потерь давления с целью минимизации выделения тепла. Каналы цилиндра заблокированы.

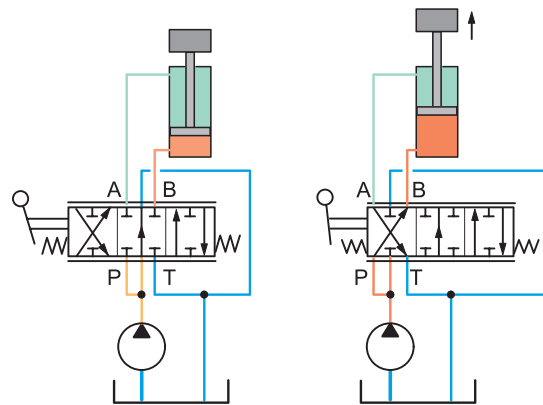


Рис. 8-47 Золотник направляющего распределителя в нейтральной (слева) и рабочей позиции

При смещении золотника вправо поршневая полость цилиндра соединяется с насосом, а штоковая – с баком; цилиндр выдвигается. Нагрузка опускается при смещении золотника в противоположном направлении – влево. Обратите внимание, что гидравлические обозначения на схемах указывают только на гидравлическую функцию. На деле добиться осуществления этой функции можно различными способами. Например, один и тот же корпус распределителя нередко используется для установки распределителей с различными золотниками, и на схемах эти распределители могут быть обозначены как 4/3 или 6/3.

Центральная позиция золотника

Золотник гидрораспределителя соединяет и разъединяет различные внутренние каналы. Большинство золотников имеют три позиции. Крайние позиции золотника определяют необходимое перемещение гидродвигателя. Эти позиции являются «рабочими». Центральная позиция используется для удовлетворения потребностей системы в нерабочем положении. Обычно в мобильных распределителях используются два вида центральной позиции. Наиболее распространенным является открытый центр. В нейтральной позиции поток обгибает золотник в направлении следующего золотника или сливается непосредственно в бак (Рис. 8-48).

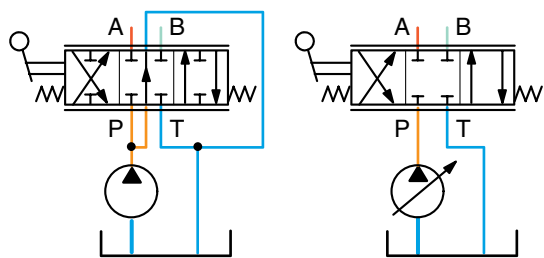


Рис. 8-48 Контуры с открытым (слева) и закрытым (упрощенно) центром

В исполнении с закрытым центром давление поддерживается на входе распределителя. Наиболее часто это вариант используется в распределителях постоянного расхода с закрытым центром (оснащенных перепускным клапаном) и в распределителях с постоянным давлением и чувствительностью к нагрузке (LS).

Компенсация давления

Разность давлений, устанавливаемая при регулировании насоса или на регуляторе перепуска на входе распределителя, приводит к тому, что расход, поступающий на наибольшую нагрузку всегда компенсирован по давлению; поток через канал привода не зависит от изменений давления нагрузки.

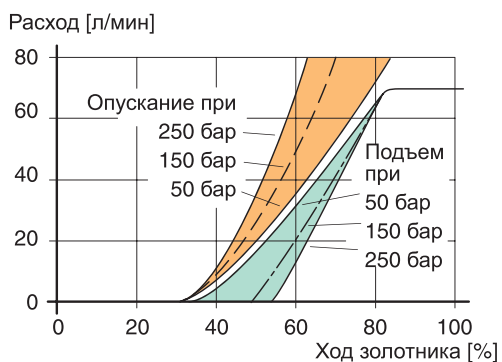


Рис. 8-49 Диаграмма расхода для распределителя ГПО с ручным управлением

Функции могут быть компенсированы по давлению двумя способами:

- 1) Установкой отдельного компенсатора в каждой золотниковой секции, поддерживающего постоянный перепад давлений на дросселе золотника. Это означает, что распределители с прямым (ручным) управлением можно компенсировать по давлению, но это намного усложнит их конструкцию; сравните рис. 8-26 и 8-52 (объяснение функции приведено в главе 7, рис. 7-23 и 7-24). На рис. 8-49 показан распределитель ГПО с ручным управлением без компенсаторов.
- 2) Использованием гидродинамических сил (так называемых сил Бернулли) на пропорциональном золотнике распределителя с гидравлическим управлением. Это обеспечивает простоту и надежность функционирования с компенсацией давления при подъёме и опускании.

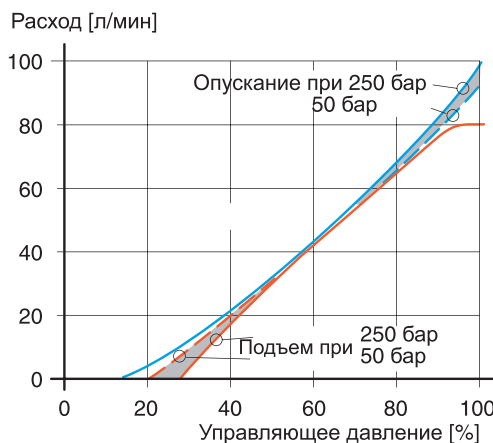


Рис. 8-50 Диаграмма расхода для распределителя ГПО с пилотным управлением

Контролируемый расход остаётся постоянным для заданных положений рукоятки управления и не зависит от изменений давления нагрузки или входного давления; дополнительные компоненты не требуются (Рис. 8-50).

Утечка золотника

Обычно золотники распределителей выполняются с твёрдым хромовым покрытием, обеспечивающим снижение трения и практическое отсутствие износа (при условии отсутствия в смазке загрязнений). Кроме того, важно расположить золотник по центру канала для минимизации утечек, трения и износа.

С этой целью на золотниках выполняются «разгрузочные канавки», нарезаемые по внешнему диаметру той части золотника, которая может войти внутрь отверстия корпуса. Канавки образуют «гидростатический подшипник» и минимизируют трение (Рис. 8-51).

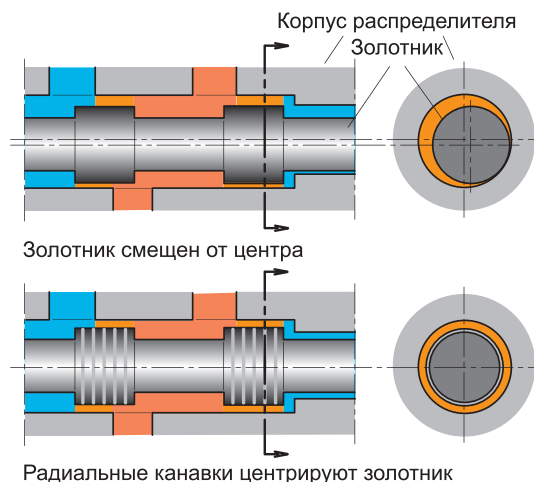


Рис. 8-51. Позиция золотника в отверстии корпуса распределителя

В дополнение к этому на рабочих кромках золотника нарезаются или выполняются штамповкой канавки или выточки управления потоком (Рис. 8-52).

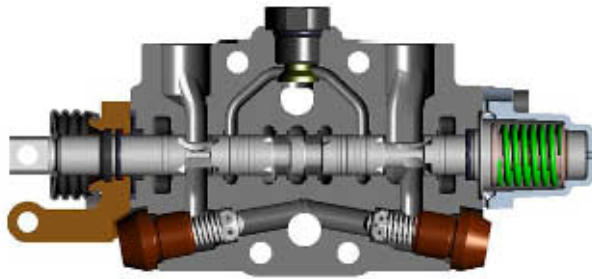


Рис. 8-52 Золотник с канавками, улучшающими рабочие характеристики

Форма и размеры этих канавок определяют характеристики (расход в функции смещения золотника) распределителя.

Хотя радиальный зазор между золотником и отверстием корпуса невелик, он приводит к внутренним утечкам. Для минимизации утечки в нейтральной позиции золотники обычно проектируются с осевым «перекрытием» (положительным перекрытием. Прим. ред.). Это перекрытие называется зоной нечувствительности или мёртвой зоной (Рис. 8-53).

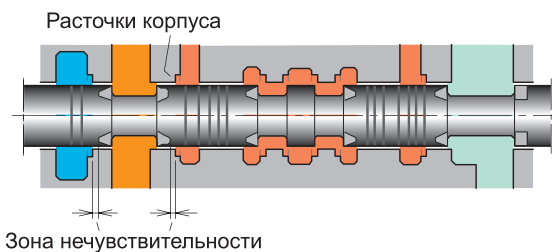


Рис. 8-53. Осевое перекрытие золотника («зона нечувствительности»)

Радиальный зазор между золотником и корпусом распределителя составляет около 5 мкм (0,0002"). Утечки через седло золотника могут быть обусловлены:

- величиной зазора;
- разницей давлений на уплотняющем пояске золотника;
- вязкостью жидкости;
- длиной зоны нечувствительности.

ПРИМЕЧАНИЕ: при механообработке расточек корпуса зону нечувствительности можно ограничить жёсткими допусками по длине. Соответственно максимальный и минимальный уровни утечек также находятся в узких пределах.

Перекрытие золотника

На стандартном схематическом обозначении мобильного распределителя указываются только функции золотника в основных позициях.

Однако важно знать, что происходит в промежуточных положениях между этими основными позициями, т.е. в процессе управления гидродвигателем. Это можно показать дополнительными квадратами, которые наносятся пунктирными линиями.

В распределителе ППО (с золотником двустороннего действия, обеспечивающим возвратно-поступательное перемещение цилиндра) управление нагрузкой осуществляют три взаимосвязанных дросселирующих элемента, путём изменения размеров которых можно получить промежуточные значения давления, повышая тем самым уровень контроля функции (нагрузки).

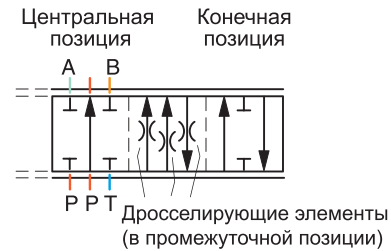


Рис. 8-54 Обозначение распределителя – отрицательное перекрытие

Если у золотника отрицательное перекрытие или зазор по рабочим кромкам и золотник перемещается влево (в правую крайнюю позицию; рис. 8-54 и 8-55), каналы В-Т и Р-А открываются до того, как будет закрыт канал Р-Т. Это приводит к снижению росту давления на протяжении выполнения операции (Р-А и В-Т); и соответственно к уменьшению потерь мощности.

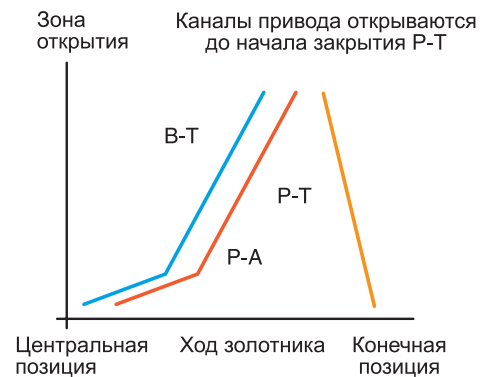


Рис. 8-55. Характеристика распределителя – отрицательное перекрытие

Иными словами, все три дросселирующих элемента открываются одновременно во время хода золотника, оптимизируя потребление энергии.

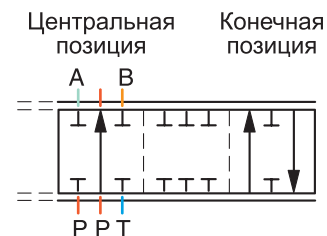


Рис. 8-56. Обозначение распределителя – положительное перекрытие

Если у золотника положительное перекрытие (рис. 8-56 и 8-57), канал Р-Т закрывается раньше, чем открываются

каналы В-Т и Р-А, что означает максимальное давление насоса, вследствие чего система работает как система с постоянным давлением.

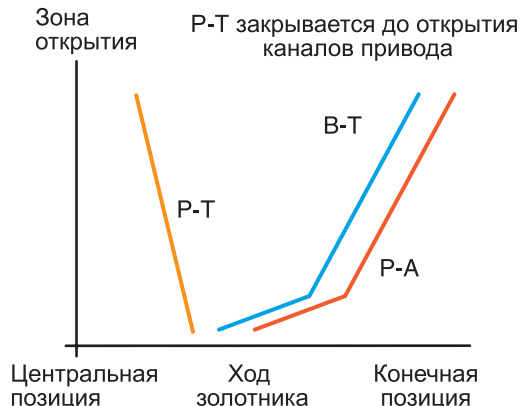


Рис. 8-57. Характеристика распределителя – положительное перекрытие

В промежуточной части хода золотника все каналы закрыты или заблокированы. При положительном перекрытии оптимизировано маневрирование. Диаграммы на рис. 8-55 и 8-57 демонстрируют различие в зоне между отрицательным и положительным перекрытием в выбранной позиции золотника.

В конструкциях современных распределителей было воплощено определенное количество компромиссов, позволяющих получать характеристики между двумя крайними вариантами – положительным и отрицательным перекрытием.

Нулевое перекрытие означает, что каналы Р-А и В-Т открываются одновременно с закрытием канала Р-Т; это состояние является обычным для сервораспределителей. Более подробную информацию об электрогидравлических распределителях вы найдете в конце этой главы.

Конфигурация золотника

Направление потоков через гидрораспределитель определяется конфигурацией его золотника. Золотники представлены в большом ассортименте, и подходящий золотник подбирается, исходя из типа конкретной системы, расхода, условий нагрузки и соотношения рабочих камер гидродвигателя. Имеется также возможность выбора различных уровней обратной связи по давлению.

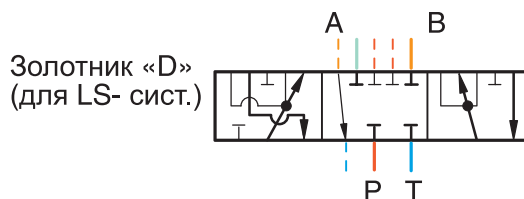
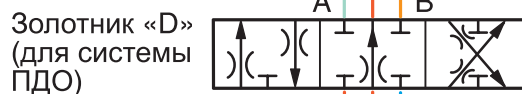
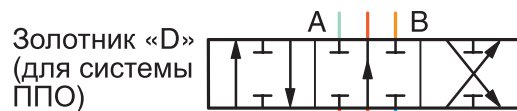


Рис. 8-58. Обозначение золотников типа «D» для систем ППО, ПДО и LS

Обозначение золотников типа D для различных типов систем приведено на рис. 8-58. На рис. 8-59 представлены обозначения ППО для наиболее распространенных типов золотников.

Золотник типа D

Это двусторонний золотник, обеспечивающий перемещения привода в обоих направлениях. Каналы привода (или подключения гидродвигателя. Прим. ред.) (А и В) обычно заблокированы в нейтральной позиции. Канал насоса соединен с баком (ППО) или заблокирован (ПД, РН).

При смещении золотника вправо давление подводится в канал А, а канал В соединяется с баком. При смещении влево - давление подводится в канал В, а канал А соединяется с баком.

Золотник типа Dm

Это двусторонний золотник с небольшими сливными каналами или каналами утечки (А-Т и В-Т) в нейтральной позиции. Это минимизирует нарастание давления в каналах привода. Этот золотник обычно используется в сочетании с уравнивающими клапанами.

Золотник типа Da

Этот двусторонний золотник обладает сливным каналом или каналом утечки А-Т, что предотвращает нарастание давления в канале А в нейтральной позиции. Он используется в сочетании с уравнивающим клапаном, установленным на линии привода, соединенной с каналом А.

Золотник типа Db

Двусторонний золотник со сливным каналом или каналом утечки В-Т предотвращает нарастание давления в канале В в нейтральной позиции. Этот золотник используется в сочетании с уравнивающим клапаном, установленным на линии привода, соединенной с каналом В.

Золотник типа S

Два варианта исполнения этого одностороннего золотника позволяют использовать канал А или В для подключения цилиндра или нереверсивного двигателя при одновременной блокировке второго канала.

Цилиндр вытягивается, благодаря встроенной пружине или толкающей нагрузке. При снижении нагрузки, вытягивающей цилиндр, линия насос-слив нормально открыта во избежание ненужного нарастания давления (ППО).

В случае золотника LS сигнал LS не подаётся при снижении нагрузки, таким образом, исключая нарастание давления.

Золотник типа M

Этот золотник предназначен для управления гидромоторами. В отличие от золотника D, в золотнике M каналы А и В соединены с баком в центральной позиции, исключая внезапную остановку гидромотора и снижая риск кавитации.

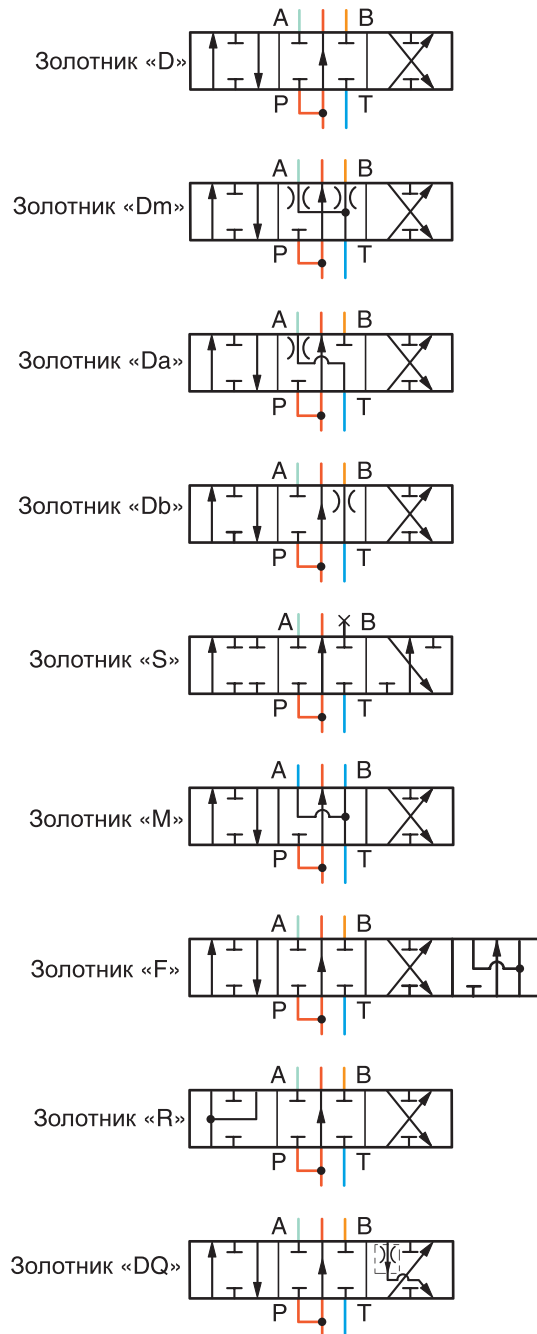


Рис. 8-59. Обозначения золотников (для использования в контурах ППО)

Остановка «живой массы» или другой высокоинерционной нагрузки с использованием, например, золотника типа D, может вызвать очень резкий пик давления, способный повредить гидросистему.

Кроме того, золотник M используется в системах, в которых каналы A и B заблокированы управляемыми обратными или уравнивающими клапанами. В этих случаях предотвращается нарастание давления между золотником и уравнивающим клапаном, исключая, таким образом, риск открытия обратного клапана/уравнивающего клапана.

Золотник типа F

Этот золотник аналогичен золотнику D по трём его позициям. При этом он имеет дополнительную четвертую позицию – плавающий режим, аналогичный средней позиции золотника M.

В плавающем режиме каналы A и B соединены с баком, обеспечивая свободное течение в обоих направлениях. Канал насоса соединен с баком (ППО) или заблокирован (РН, ПД). Обычно для удержания золотника в этой позиции используется пружинный фиксатор.

Как подразумевается из названия, плавающая позиция используется для свободного перемещения нагрузки. Например, когда погрузчик или скрепер выполняет дорожные работы, ковш повторяет контуры дорожной поверхности при движении машины вперед.

Золотник типа R

Это так называемый регенеративный золотник. В нейтральной и одной из крайних позиций золотник R совершенно аналогичен золотнику D.

Во второй крайней позиции (регенеративная позиция) штоковая полость цилиндра соединяется с поршневой и оказывается под полным давлением (дифференциальное включение. Прим. ред.). В результате можно добиться повышенной скорости при уменьшенной силе. Как правило, золотники R применяются в наружных секциях телескопических стрел кранов и контурах сброса скреперов.

Золотник типа DQ

Это двусторонний золотник для цилиндра двустороннего действия, который блокирует каналы в нейтральной позиции. Встроенный клапан ограничения потока (тормоз спуска) ограничивает скорость опускания; обратитесь к главе 7. Обычно клапан тормоза спуска компенсирован по давлению, что предотвращает влияние изменения давления нагрузки на максимальную скорость опускания. Функцию тормоза спуска могут выполнять все золотники, рассмотренные выше.

Номенклатура золотников

Золотники, описанные выше, представляют собой примеры наиболее распространенных типов, но при этом доступны еще целый ряд других функций золотников. В принципе есть возможность разработки золотника для специфического применения. Однако классификация специфических золотников не стандартизована.

Выбор золотника

Выбор золотника является одним из ключевых моментов в работе конструктора гидросистем, который должен рассмотреть все альтернативы применения, функционирования и управления оператором. Далее приведены некоторые рекомендации общего порядка.

При выборе золотников для системы ППО (постоянный поток, с открытым центром) основное значение имеет подача насоса. Весь поступающий от насоса напорный поток должен проходить через линию открытого центра распределителя обратно в бак. Гидродинамические силы воздействуют на все золотники распределителя, увеличиваясь при повышении подачи насоса, а также при соответствующих перепадах давлений. В нейтральной позиции золотники находятся в так называемом гидравлическом равновесии. Равновесие изменяется при перемещении золотника и открытии канала к приводу. После этого на золотник начинают оказывать воздействие гидродинамические силы обоих каналов привода и линии открытого центра.

При очень большом потоке насоса и/или привода всегда существует риск, что золотник окажется не в состоянии вернуться в нейтральную позицию из крайней позиции, поэтому очень важно не превышать ограничения расхода, установленные изготовителем распределителя.

В системе ПД (постоянного давления) в зонах дросселирования золотника в каналах насос-привод и привод-бак осуществляются контроль скорости привода, пока доступен достаточно высокий уровень давления насоса.

Формула 8-1. Перепад давлений на дросселирующих кромках золотника

$$\Delta p = C \times \frac{q^2}{A^2}$$

где: Δp – перепад давлений на дросселирующих кромках золотника;

C – константа (которая зависит от формы кромок и удельной плотности жидкости);

q – расход через дросселирующую кромку;

A – площадь проходного сечения.

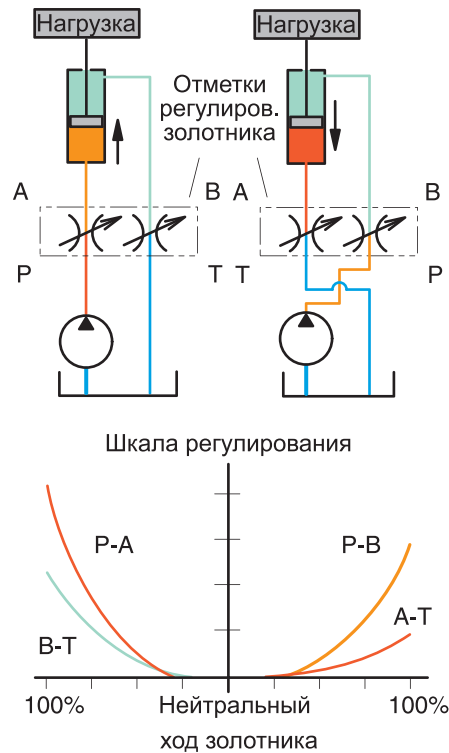


Рис. 8-60. Зоны дросселирования золотника в функции его смещения

При выборе золотников для системы ПД основным параметром является функция регулирования скорости (расхода через канал привода). Следующий по значимости параметр – это разность давлений Δp между насосом и нагрузкой.

При оценке скорости привода, проходящего потока или проходного сечения золотника (A) для расчётов сопротивления в линиях P-A и B-T используется простая формула перепада давлений (формула 8-1). В системе LS (с обратной связью) давление нагрузки в канале привода используется как контрольный сигнал на компенсатор насоса с обратной связью, который поддерживает требуемое давление.

Если одновременно контролируется несколько нагрузок, насос работает с давлением, несколько превышающим уровень давления самой большой из них. Следовательно, эта нагрузка компенсируется по давлению компенсатором насоса, в то время как остальные, меньшие нагрузки функционируют так же, как в системе ПД (если секции распределителя не оснащены отдельными компенсаторами).

При выборе золотников для системы LS должны быть выполнены дополнительные требования:

- 1) С целью обеспечения наилучшего контроля со стороны оператора и снижения потерь в системе соотношение перепадов давлений (Δp) на входных и выходных дросселирующих кромках золотника, как показано в главе 6, должно соответствовать управляемой функции. На это соотношение оказывает влияние разность площадей поршневой и штоковой полостей цилиндра а также тип нагрузки.
- 2) Нагрузка может быть тяговой или толкающей или и то и другое одновременно.
 - Чисто толкающая нагрузка предусматривает регулирование на входе (насос) и не нуждается в ограничении на выходе.
 - Чистое тяговое усилие требует регулирования на выходе (в сливной линии) и не нуждается в существенных ограничениях на входе (Рис. 8-60).
- 3) Усилие двустороннего действия требует более внимательного изучения, при котором перемещения в обоих направлениях должны быть рассмотрены по отдельности.

Приводы золотников

В гидрораспределителе золотник можно установить в любое положение между левым и правым ограничителями хода, в которое он смещается приводом золотника (устройством управления. Прим. ред.) Привод может быть механическим, ручным, электрическим, гидравлическим или пневматическим, а также комбинацией перечисленных вариантов (как показано на рис. 8-61).

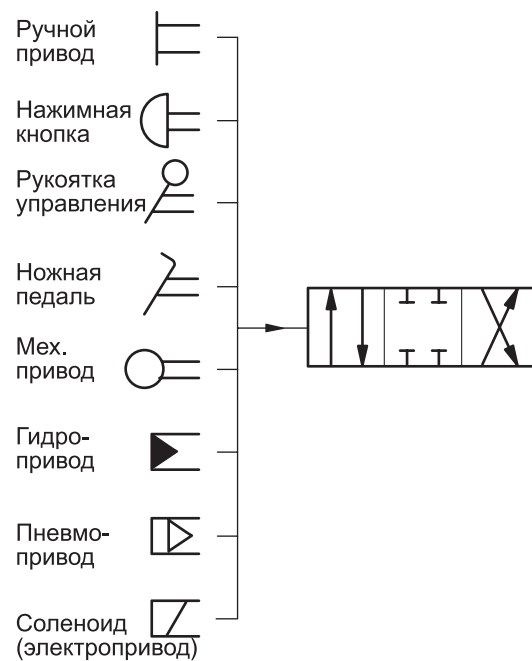


Рис. 8-61. Приводы золотников

Механические приводы

Простейшим типом механического привода является плунжер с роликом (рис. 8-62). Ролик перемещается вдоль кулачка, закрепленного на штоке цилиндра (или на рабочем органе).

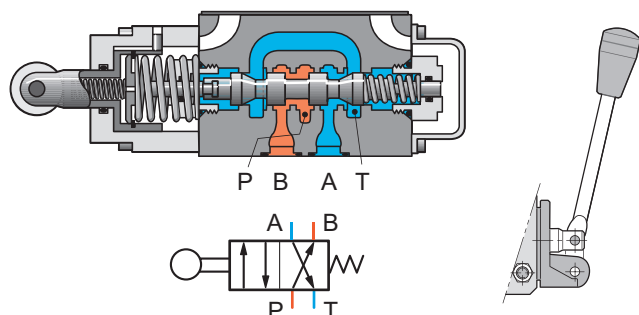


Рис. 8-62 Золотник с кулачковым приводом
Рис. 8-63. Рукоятка управления

Такие распределители используются для выполнения последовательных операций.

К ним предъявляется требование надёжного переключения в момент достижения приводом заданной позиции.

Ручные приводы

Гидрораспределитель, золотники которого перемещаются под воздействием мускульной силы, известен как распределитель с ручным приводом или ручным управлением. Ручные приводы включают рукоятки управления (рис. 8-63), нажимные кнопки и ножные педали.

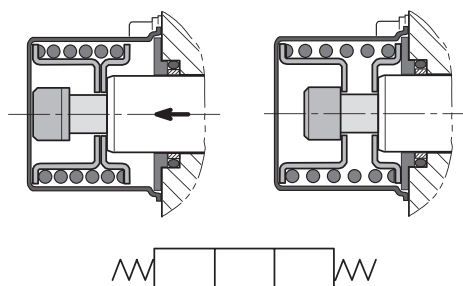


Рис. 8-64 Управление с пружинным возвратом

Наиболее распространенным ручным рабочим органом управления является рукоятка, которая тянет или толкает золотник на нужную позицию. Обычно в состав управляющего устройства входит пружина, возвращающая золотник в центральную (нейтральную) позицию, как только рукоятка будет отпущена (Рис. 8-64).

В управляющем устройстве с фиксатором (рис. 8-65) фиксатор удерживает золотник в одной из трёх выбранных позиций.

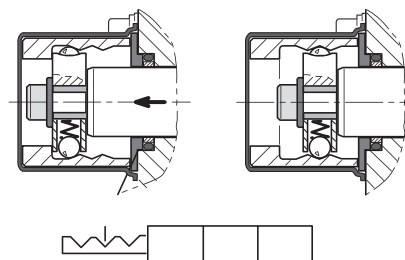


Рис. 8-65 Трёхпозиционное управление с фиксатором

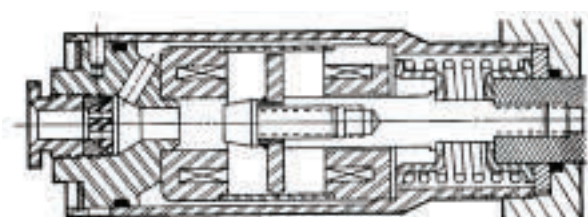


Рис. 8-65а Магнитный фиксатор

Существует также немеханический фиксатор, известный как магнитный (Рис. 8-65а). Якорь магнитного фиксатора прикрепляется к концу золотника и перемещается между двумя электромагнитными катушками, известными как «полюсные башмаки». В каком бы направлении ни перемещался якорь, он все равно перемещается в сторону одного из полюсных башмаков. По достижении полной длины хода якорь контактирует с полюсным башмаком, который постоянно находится под напряжением. Он удерживается на месте до тех пор, пока на обмотку этого полюсного башмака подаётся электрический ток.

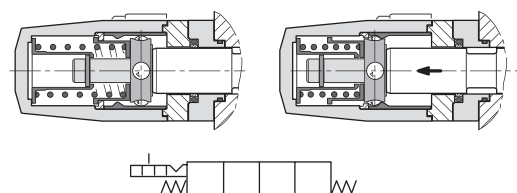


Рис. 8-66. Четырёхпозиционное «плавающее» управление

Также доступна комбинация органов управления с фиксатором и пружинной центровкой. Например, плавающий («F») золотник должен иметь фиксатор в плавающей (четвертой) позиции (золотник 6/4), а в остальных трёх, нормальных позициях, золотник центрируется пружиной (Рис. 8-66).

Золотники с пилотным управлением

Золотники гидрораспределителей могут перемещаться пневматическим или гидравлическим давлением. Управляющее давление подводится к торцам золотника или к отдельному управляющему поршню, соединённому с золотником.

Пневматическое управление

Перемещение золотника можно обеспечить с помощью небольшого пневматического цилиндра (рис. 8-67) в сочетании с обычным устройством пружинной центровки. Цилиндр управляется пропорционально пневматическим джойстиком или электропневматическими распределителями.

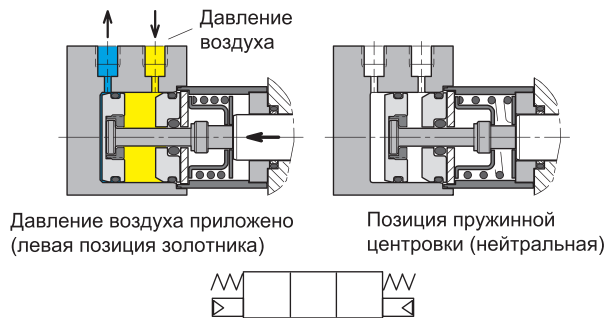


Рис. 8-67 Пневмоуправление

При активации одного из соленоидов (рис. 8-68) воздух под давлением поступает в одну из полостей цилиндра, и золотник перемещается в соответствующую конечную позицию. Электропневматическое управление обычно используется для дистанционных гидрораспределителей, работающих в релейном режиме.

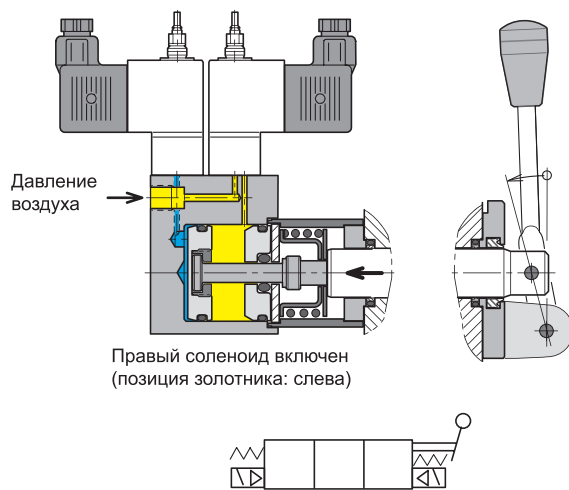


Рис. 8-68. Электропневматическое управление с дублирующим ручным

Установка пневматического органа управления золотника на одном конце распределителя позволяет использовать рукоятку на другом его конце, как показано на приведенной иллюстрации.

Гидравлическое управление

При гидравлическом управлении (рис. 8-69) управляющее давление подводится к одному торцу золотника, преодолевая силу пружины, которая (в данной конструкции) расположена с противоположной стороны.

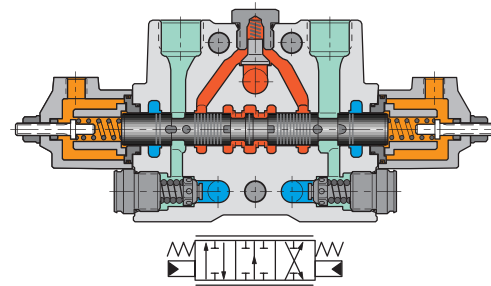


Рис. 8-69. Гидравлическое управление

Поскольку сжатие пружины находится в прямой зависимости от соотношения силы/деформации, перемещение золотника прямо пропорционально величине управляющего давления. Это, в свою очередь, обеспечивает очень хорошие характеристики контроля и воспроизводимости устройства управления оператора. Еще одним преимуществом этого типа управления является отсутствие уплотнительных колец на корпусе распределителя, что уменьшает гистерезис (трение), улучшает контроль и разрешение (минимально различимое изменение).

Дополнительным преимуществом гидравлического управления является то, что усилие пружины (центровки золотника) можно задавать снаружи и что максимально возможное смещение золотника можно ограничивать без демонтажа устройств управления. Гидравлический привод золотника управляется дистанционно от гидравлического джойстика или другого подобного устройства; обратитесь к главе 9, Дистанционные системы управления.

Соленоидное дискретное управление

На распределителях с прямым приводом якорь соленоида притягивается к катушке и толкает золотник, деформируя пружину. Перемещение золотника требует большой магнитной силы, что ограничивает область применения таких устройств только небольшими распределителями (с номинальным диаметром резьбы NG 10 или 3/8") (Рис. 8-70). В мобильном оборудовании питание соленоидов обычно осуществляется от сети постоянного тока 12 или 24 В.

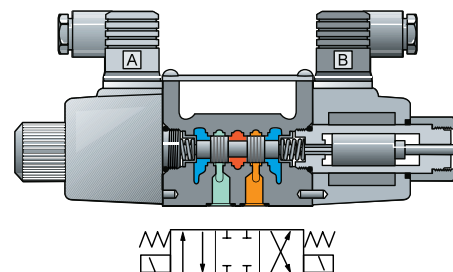


Рис. 8-70. Прямое соленоидное управление

Большие распределители управляются дистанционно с помощью небольших соленоидных распределителей (пилотов) с электроуправлением (Рис. 8-71). При включении одного из соленоидов пилота якорь перемещает его золотник в крайнюю позицию, и доступное управляющее давление поступает в торцовую камеру главного цилиндрического золотника, как показано ниже.

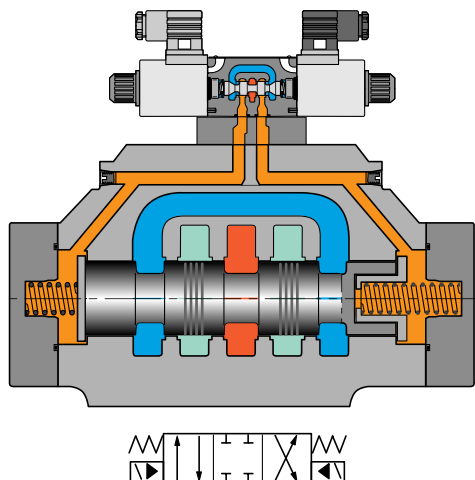


Рис. 8-71. Электрогидравлическое управление

Существуют «мокрые» и «сухие» соленоиды в зависимости от того, окружает арматуру масло или воздух. Соленоиды мокрого типа часто используются в мобильном оборудовании, поскольку смазка лучше защищает якорь от износа, обеспечивает улучшенную амортизацию и охлаждение по сравнению с сухими условиями. По сравнению с соленоидами переменного тока соленоиды постоянного тока обладают повышенной надёжностью в эксплуатации и «мягким переключением», а также гораздо реже перегорают в случае заклинивания золотника.

Электрогидравлическое пропорциональное пилотное управление

Этот тип управления золотниками основан на пропорциональных соленоидах, являющихся согласующими устройствами между электронными и гидравлическими контрольными сигналами.

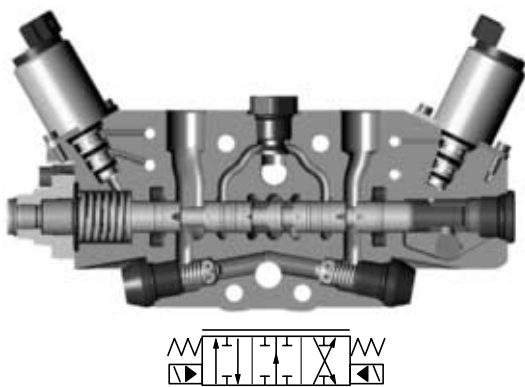


Рис. 8-72 Распределитель мобильного типа с пропорциональным соленоидным электрогидравлическим управлением

Пропорциональные соленоиды осуществляют воздействие с силой, пропорциональной потребляемому току и остающейся практически постоянной на протяжении всей длины хода.

Эта сила управляет редукционным клапаном, который регулирует соответствующее давление гидравлического управления на торцах золотника основного распределителя.

В современных многозолотниковых распределителях управляющее давление подводится к соленоидам изнутри от главного насоса через редукционный клапан по общему внутреннему каналу подачи управляющего давления.

Затем пропорциональный соленоид изменяет давление в торцевой камере золотника, пропорционально поступающему электрическому сигналу управления (Рис. 8-72).

Этот электрический сигнал чаще всего относится к типу широтно-импульсной модуляции (ШИМ), причём в него обычно «подмешиваются» вибрации для снижения гистерезиса распределителя (проиллюстрировано на рис. 8-73).

Гидрораспределитель, оснащенный электрогидравлическим дистанционным управлением и соответствующим оборудованием электронного управления (что снижает трение и эффекты от перемены температуры), обладает характеристиками, близкими к параметрам сервораспределителя.

Дальнейшее усовершенствование достигается за счет установки датчика положения золотника, соединенного с управляющей электроникой и отслеживающего его перемещение.

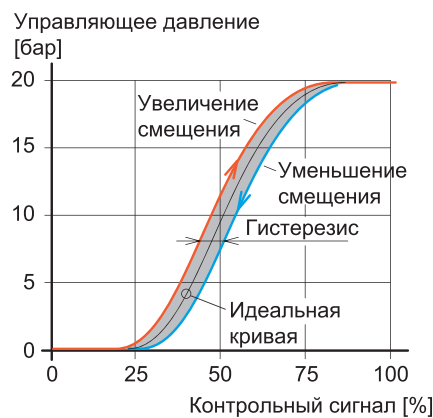


Рис. 8-73 Петля гистерезиса на графике управляющего давления по контрольному сигналу

Еще одним вариантом пилотного управления является клапан управления давлением импульсного типа, представляющий собой нормально закрытый, пружиненный, приводимый в действие соленоидом двухпозиционный быстродействующий клапан запираания-отпираания потока. Он работает как регулируемый дроссель между источником подачи управляющего давления и торцевой камерой золотника (Рис. 8-74), причём в торцевой камере установлен нерегулируемый дроссель, соединенный с баком.

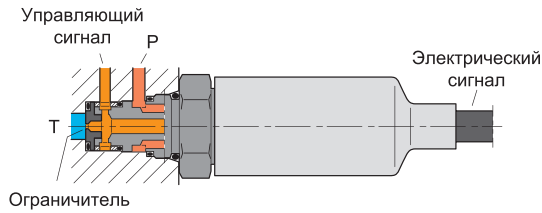


Рис. 8-74 Блок двухпозиционного соленоидного распределителя импульсного типа

Соленоид при получении сигнала ШИМ вырабатывает управляющее давление, прямо пропорциональное продолжительности включения. Чем больше ширина импульса, регулируемая управляющим воздействием оператора, тем больше масла будет направлено в торцовую камеру, причём в результате увеличения перепада давлений на сливном дросселе возрастёт управляющее давление в торцовой камере основного золотника, нагруженной центрирующей пружиной с другой стороны.

Третья конструкция, показанная на рис. 8-75, использует давление главного насоса, которое изнутри подводится к управляющему золотнику. Когда соленоиды бездействуют, канал контура управления закрыт, и торцовые камеры золотника соединены с баком, поэтому основной золотник пружинами устанавливается в нейтральную позицию. При активации, например, правого соленоида якорь толкает управляющий золотник влево с силой, прямо пропорциональной входному сигналу. В результате давление насоса подводится в левую торцовую камеру основного золотника.

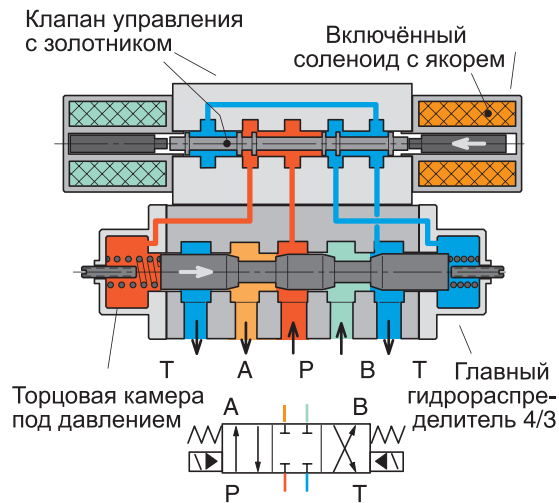


Рис. 8-75 Пропорциональный соленоидный распределитель с пилотным управлением (для стыкового присоединения)

Поскольку правый торец золотника остается соединенным с баком, золотник перемещается вправо, сжимая центрирующую пружину. Увеличенное сопротивление пружины приводит к повышению управляющего давления в левой торцовой камере, соединенной с левым торцом управляющего золотника, который начинает перемещаться вправо, когда сила давления сравняется с

силой соленоида; это останавливает перемещение основного золотника. Скорость перемещения можно регулировать дросселирующими отверстиями, максимальный расход – ограничением хода основного золотника. Распределители вышеперечисленных типов нормально управляются электрическими или электронными джойстиком.

Электрогидравлические дросселирующие гидрораспределители



Рис. 8-76 Типичный пропорциональный распределитель мобильного типа

За прошедшие годы в индустрии мобильной гидравлики всё более возрастали потребности в быстродействующих, жёстких системах, улучшенных характеристиках расхода и эффективных средствах взаимодействия электронных систем управления (джойстики, электронные контроллеры и т.д.) с гидравлическими системами управления. Эта потребность была удовлетворена применением электрогидравлических дросселирующих гидрораспределителей.

В целом есть два типа электрогидравлических распределителей, а именно пропорциональные (рис. 8-76) и сервораспределители (дросселирующие гидрораспределители. Прим. ред.). Какой из этих типов используется в конкретной гидравлической системе, зависит от уровня сложности и необходимого уровня производительности системы.

Сравнение пропорциональных и сервораспределителей

Есть несколько моментов, которые отличают электрогидравлические пропорциональные распределители от сервораспределителей. Эти моменты связаны с общим временем срабатывания, точностью выполнения рабочих кромок золотника, гистерезисом, повторяемостью, зоной нечувствительности и требованиями к фильтрации. Поскольку оба типа распределителей (пропорциональные и серво-) являются электрогидравлическими, при описании их конструкций, функционирования и эксплуатационных характеристик используются одни и те же термины. В этом разделе повторяются некоторые термины из предыдущих разделов, это было сделано для лучшего объяснения распределителей и дополнительного закрепления их значения.

Время срабатывания

Термин «время срабатывания» имеет два различных значения. Первое — «реакция на ступенчатое воздействие» (рис. 8-77) обычно определяется для пропорциональных распределителей как время, необходимое распределителю для выхода на максимальный номинальный расход (как правило, в крайнем положении золотника) после поступления электрического входного ступенчатого командного сигнала. В зависимости от размера распределителя время «реакции на ступенчатое воздействие» может варьироваться от 30 до 70-80 мс или более.

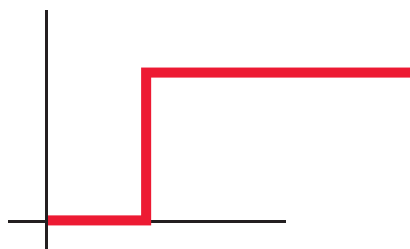


Рис. 8-77 Реакция на ступенчатое воздействие

Второе значение данного термина – это «амплитудно-частотная характеристика» (Рис. 8-78). Этот термин обычно используется при работе с сервораспределителями, хотя все чаще применяется и к пропорциональным аппаратам. Амплитудно-частотная характеристика выражается в герцах и представляет собой частоту слабого синусоидального командного сигнала, вызывающего изменение относительной амплитуды выходного сигнала распределителя с отклонением -3дБ по сравнению с амплитудой выходного сигнала при низкой частоте (0,1 Гц).

Точка -3дБ соответствует снижению амплитуды выходного сигнала до 70,7% от значения амплитуды при низкой частоте.

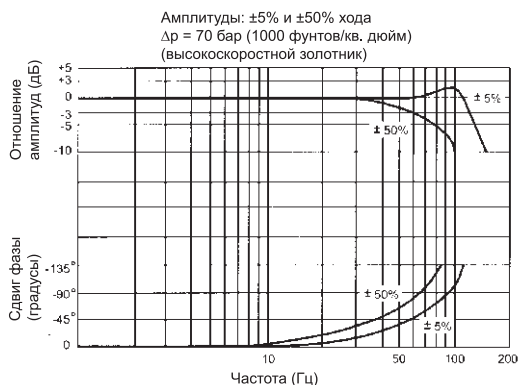


Рис. 8-78 Амплитудно-частотная характеристика

«Амплитудно-частотная характеристика» для пропорциональных и сервораспределителей составляет 2-10 Гц и 10-300 Гц соответственно.

В зависимости от требований к эксплуатационным характеристикам системы точность выполнения рабочих кромок золотника может быть гораздо важнее характеристик времени срабатывания.

Точность выполнения рабочих кромок золотника

Точность выполнения рабочих кромок или проходные характеристики основного золотника распределителя существенно отличаются для пропорциональных и сервораспределителей, особенно в отношении стоимости распределителя, его устойчивости и эксплуатационных характеристик.

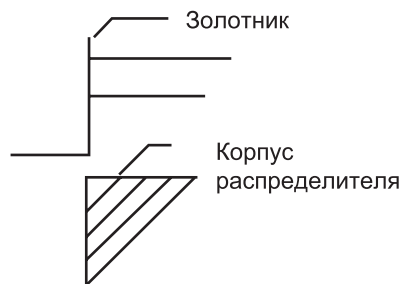


Рис. 8-79 Критически подогнанный золотник

Сервораспределители с помощью прецизионной механообработки «критически подгоняются» (рис. 8-79) по ширине и размещению поясков золотников в каналах корпуса распределителя.

Иными словами, золотник и корпус распределителя или гильза подгоняются линия в линию (нулевое перекрытие. Прим. ред.) для идеального соответствия размеров путём доводки вручную (это существенно увеличивает их стоимость).

Пропорциональные распределители проектируются таким образом, чтобы золотники и корпуса распределителей были взаимозаменяемыми. Обычно это приводит к «перекрытию» (рис. 8-80) золотника и канала расхода на величину порядка 10-30% от общего хода золотника.

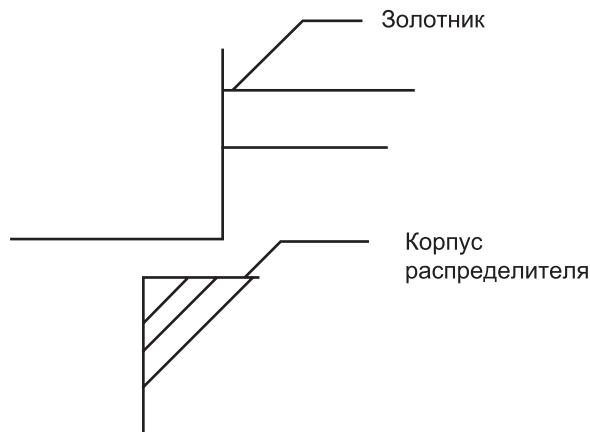


Рис. 8-80 Золотник с перекрытием

Это «перекрытие» вызывает состояние потока, известное как «зона нечувствительности» или «мёртвая зона». Хотя и не являясь проблемой для контуров с управлением по скорости, «зона нечувствительности» может вызвать нарушение устойчивости и потерю разрешающей способности в замкнутых системах с обратной связью.

Гистерезис, повторяемость, зона нечувствительности

Гистерезис – это принятая оценка разности электрического сигнала управления в процентном отношении к номинальному электрическому сигналу для заданного уровня расхода, когда значение расхода по-разному определяется при возрастании и убывании сигнала по отношению к заданному расходу. Повторяемость – это показатель способности распределителя повторить заданный расход при повторном приложении к распределителю заданного электрического командного сигнала. Зона нечувствительности – это наименьшее дискретное изменение электрического сигнала управления, вызывающее соответствующие изменения расхода. Пропорциональные распределители с разомкнутым контуром показывают уровни пороговых значений до 10%. Типичные значения для пропорциональных и сервораспределителей с замкнутым контуром составляют 3% и ниже. Подробное определение этих электрогидравлических терминов можно найти в книге «Лексикон III – Справочник электрогидравлических терминов и электрогидравлических аналогий» (Lexicon III -- Directory of Electrohydraulic Terms and Electrohydraulic Analogies) издательства компании Parker.

Требования к фильтрации

Дисперсное загрязнение – это враг всех гидросистем и особенно сервораспределителей. В связи с их жёсткими допусками установлены требования к тонкости фильтрации в 3 мкм. Пропорциональные распределители являются более терпимыми к загрязнению и требуют тонкость фильтрации в 10 мкм.

ПРИМЕЧАНИЕ: в некоторых пропорциональных распределителях в качестве управляющего каскада используются небольшие сервоклапаны, вследствие чего требуется дополнительная фильтрация жидкости.

Конструкция пропорционального распределителя

Типичный промышленный пропорциональный распределитель с пилотным управлением (рис. 8-81) состоит из управляющего клапана с моментным двигателем, блока адаптера, сетчатого фильтра системы управления, внутреннего регулятора управляющего давления, основного золотника и корпуса, а также ЛРДД (линейного регулируемого дифференциального датчика).

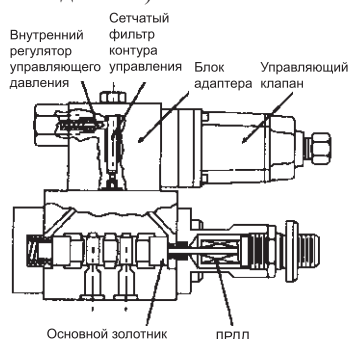


Рис. 8-81 Пропорциональный распределитель с пилотным управлением

В пропорциональных распределителях другого типа для управления основным золотником используются пропорциональные соленоиды с позиционным датчиком, закрепленным на конце золотника распределителя и обеспечивающим сигнал обратной связи.

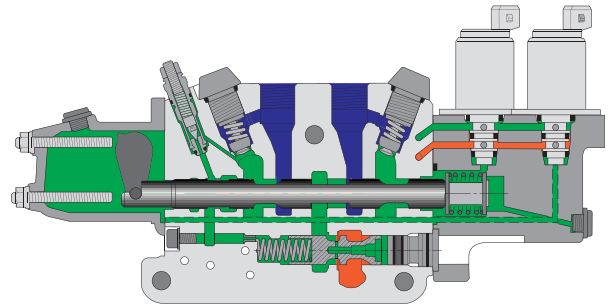


Рис. 8-82 Пропорциональный распределитель мобильного типа

В пропорциональном распределителе мобильного типа (рис. 8-82) датчик положения золотника заменен пружиной (силовой обратной связи) или просто исключён из конструкции.

В последнем случае контур замыкает оператор, который задаёт позицию золотника.

Кроме того, используется еще один тип пропорциональных распределителей с соленоидным управлением – распределители с прямым приводом.

Принципы работы пропорционального соленоидного гидрораспределителя с прямым приводом

Якорь и золотник удерживаются в нейтральной позиции центрирующей пружиной (Рис. 8-83). Канал давления заблокирован пояском золотника. Канал давления управления соединен с баком через отверстие в золотнике. Этот пропорциональный распределитель функционирует как трёхлинейный распределитель и может быть использован в качестве управляющего клапана для мобильного пропорционального распределителя с пилотным управлением.

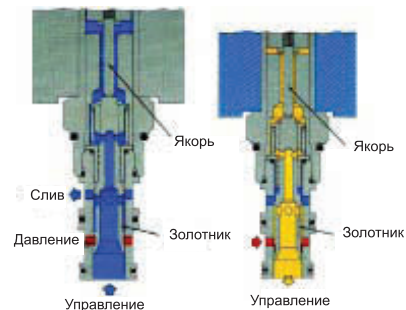


Рис. 8-83 Пропорциональный распределитель с прямым приводом

Когда на соленоид подается питание, золотник и якорь опускаются вниз электромагнитной силой, с которой соленоид сжимает центрирующую пружину.

После этого жидкость из напорной линии течёт по полуму золотнику в канал управления давлением и дальше в систему или на управляющий золотник распределителя.

Уровень расхода через распределитель зависит от величины тока, поступающего на соленоид. Увеличение или снижение тока в соленоиде изменяет расход и соответствующее давление управления.

Конструкции некоторых распределителей предусматривают наличие позиционного датчика или ЛРДД, установленного непосредственно на золотнике для точного измерения его перемещения (позиции) золотника и передачи этих данных в электронику в виде сигнала напряжения.

Электроника обрабатывает сигнал обратной связи и сравнивает его с сигналом на входе соленоида, вычисляя так называемую «ошибку». Затем электроника подаёт сигнал напряжения на пропорциональный соленоид, перемещающий золотник в том или ином направлении, пока «ошибка» не станет равной нулю.

Подробное рассмотрение управляющей электроники выходит за рамки данного пособия. В то же самое время расход распределителя увеличивается или снижается.

Принципы работы пропорционального соленоидного гидрораспределителя с пилотным управлением

Основной золотник распределителя удерживается в центральной позиции пружинами (рис. 8-84). Каналы P, A, B и T блокированы поясками золотника.

При отсутствии питания на всех пропорциональных соленоидах распределителя подача управляющего потока к торцовым поверхностям основного золотника блокирована.

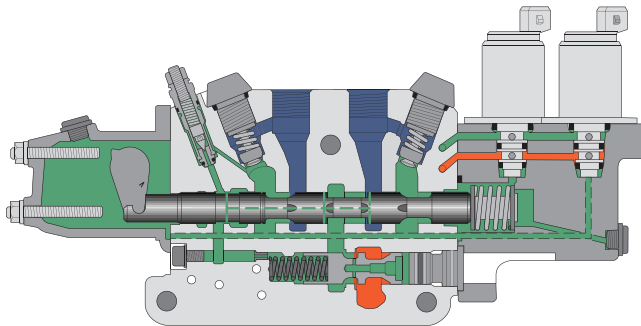


Рис. 8-84 Пропорциональный распределитель в нейтральной позиции

Подача питания на пропорциональный соленоид «А» направляет управляющий поток масла в правую торцовую камеру основного золотника (рис. 8-85). Таким образом, электрический сигнал преобразуется в сигнал давления.

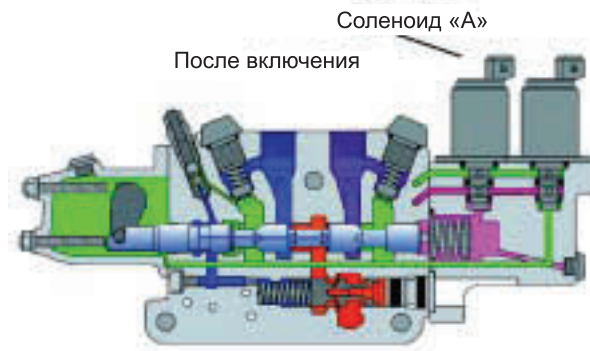


Рис. 8-85 Включенный пропорциональный соленоид «А»

Этот сигнал давления перемещает основной золотник распределителя влево, сжимая центрирующую пружину. В то же самое время поток управления из левой торцовой камеры возвращается в бак.

Рабочие кромки основного золотника прогрессивно открываются в зависимости от величины давления, поступающего от соленоидного распределителя.

При подаче питания на соленоид «В» происходит противоположное. Масло от системы управления поступает к левому торцу основного золотника по внутреннему управляющему каналу (Рис. 8-86).

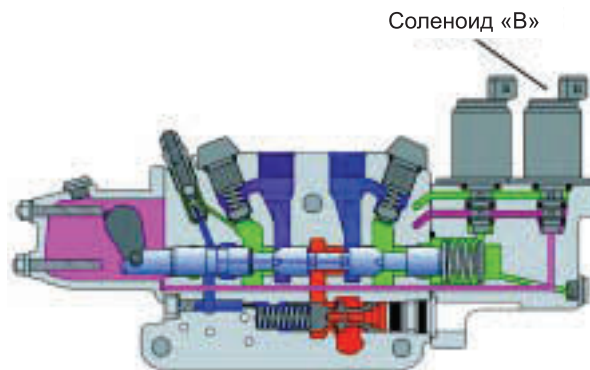


Рис. 8-86 Включенный пропорциональный соленоид «В»

Если на основном золотнике установлен позиционный датчик или ЛРДД, он выполняет те же функции, что были описаны выше.

Пропорциональный гидрораспределитель перепада давлений (управляемый моментным двигателем)

Пропорциональный гидрораспределитель перепада давлений является двухступенчатым аппаратом. Иногда управляющий клапан называют первой ступенью, а главный золотник – второй (Рис. 8-87).

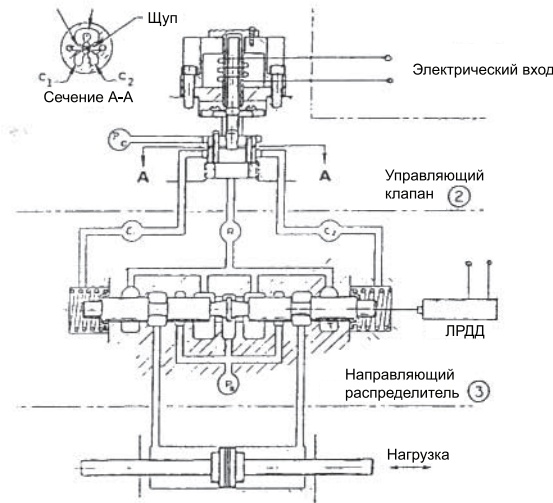


Рис. 8-87 Пропорциональный распределитель, управляемый моментным двигателем

Состав управляющего клапана первой ступени

Управляющий клапан в основном состоит из индукционной катушки, якоря, элемента подвески, направляющей платы и ножа (Рис. 8-88).

В состав некоторых управляющих клапанов входят встроенный предохранительный клапан и фильтр для ограничения управляющего давления и предотвращения загрязнения дросселя управляющей ступени.

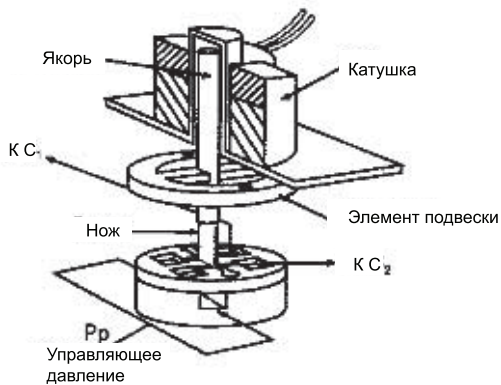


Рис. 8-88 Моментный двигатель 1-й ступени

Сочетание магнита, индукционной катушки и якоря в сборе обычно называется моментным двигателем.

Состав второй или основной ступени

Вторая ступень, или основной распределитель, состоит из золотника, возвратных пружин и, возможно, ЛРДД (линейного регулируемого дифференциального датчика). Эта ступень полностью аналогична стандартному гидрораспределителю (Рис. 8-89).

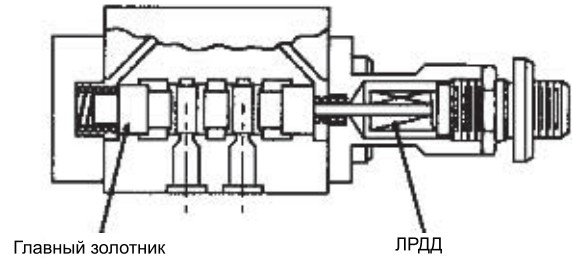


Рис. 8-89 Основная ступень

Принципы работы управляющего клапана

Ток, проходя через индукционную катушку, создает на вершине якоря северный или южный магнитный полюс. Полярность тока определяет направление перемещения якоря между полюсами магнита. Поскольку якорь притягивается к одному из полюсов, он смещается относительно элемента подвески, перемещая при этом шунтирующий нож (Рис. 8-90).



Рис. 8-90 Якорь моментного двигателя

Это перемещение пропорционально входному сигналу управления. Нож в центральной позиции частично прерывает все потоки, проходящие через направляющую плату, подавая равные давления на оба приемника (С₁ и С₂). Последние соединены внутренними каналами с противоположными торцовыми камерами золотника второй ступени (главного золотника). При смещении ножа из центра его воздействие на один из потоков увеличивается. Это снижает давление в одном из приемников и увеличивает его в другом (Рис. 8-91). Возникающая в результате разность давлений между линиями С₁ и С₂ приводит к пропорциональному смещению второй ступени или основного золотника.

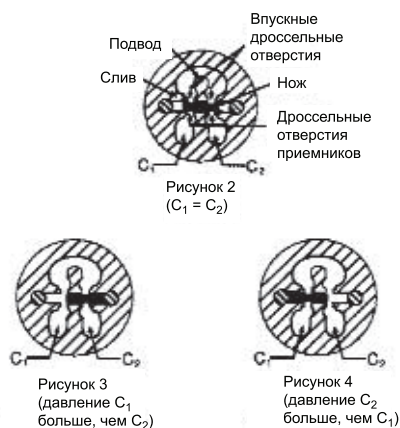


Рис. 8-91 Перемещение ножа в направляющей плите

Принципы работы главного золотника

Как уже объяснялось ранее, золотник распределителя смещается в осевом направлении под воздействием разности давлений между линиями C_1 и C_2 (Рис. 8-92). Однако это не единственные силы, действующие на золотник. Дополнительные силы, связанные с гидродинамическими силами, загрязнением, трением и давлением нагрузки также могут привести к изменению позиции основного золотника пропорционального распределителя. Для противодействия указанным силам оператор должен изменить входной управляющий сигнал, либо следует установить на золотник ЛРДД, который будет подавать в электронику сигнал обратной связи с указанием реальной позиции золотника, осуществляя так называемую позиционную обратную связь.

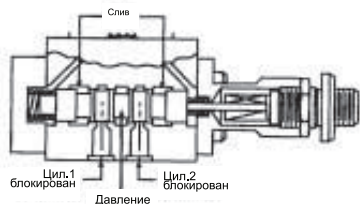


Рис. 8-92 Основная ступень пропорционального распределителя

Сигнал обратной связи ЛРДД сравнивается с входным управляющим сигналом электронной системы. Если полученные значения неравны, электроника повышает или снижает подачу энергии на управляющую катушку, изменяя таким образом перепад давлений Δp между линиями C_1 и C_2 . Это приводит к изменению положения золотника в соответствии с входными управляющими сигналами.

Силовая обратная связь

Еще одной формой обратной связи является силовая обратная связь или обратная связь по давлению (Рис. 8-93). При обратной связи данного типа используются давления на торцах управляющего золотника, создающие противодействующее соленоиду усилие для возвращения

управляющего золотника в центральную или нейтральную позицию.

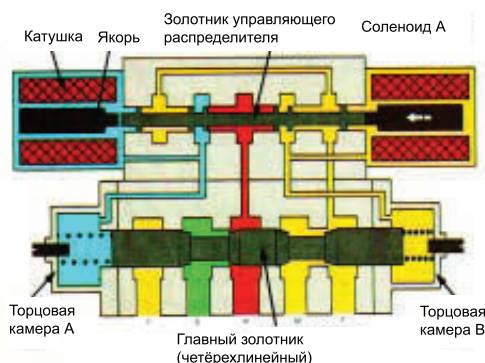


Рис. 8-93 Силовая обратная связь пропорционального распределителя

Различие между этими двумя формами обратной связи (позиционной и силовой) заключается в том, что при позиционной обратной связи положение золотника постоянно отслеживается позиционным датчиком.

Позиционный датчик сообщает управляющей электронике, находится ли золотник распределителя в правильной позиции.

Единственное, что известно при силовой обратной связи, это то, что давление, действующее на торец управляющего золотника, увеличилось до уровня усилия соленоида.

О положении золотника ничего не известно. Если требуется более точный контроль, следует применить сервораспределитель.

Обычно используются мобильные варианты промышленных сервораспределителей, которые в зависимости от области применения могут быть выполнены в соответствии с более высокими стандартами.

Состав мобильного сервораспределителя

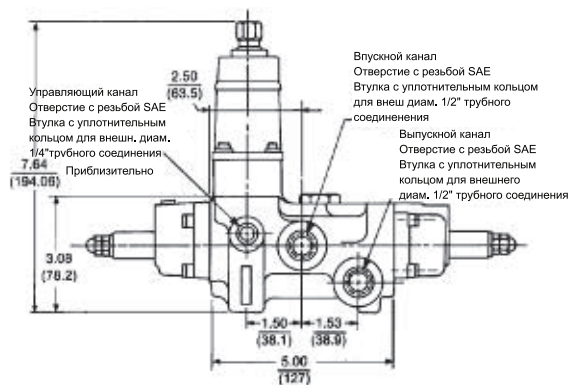


Рис. 8-94 Сервораспределитель

Типичный сервораспределитель состоит из первой ступени (управляющего каскада), установленной на второй ступени (золотниковый распределитель) с механической позиционной обратной связью между ступенями (Рис. 8-94).

Типы первых ступеней

Существует три стандартных типа первых ступеней: сопло-заслонка, струйная трубка и струйный дефлектор.

Минимальные размеры управляющего элемента типа «сопло-заслонка»: зазор между соплом и заслонкой 0,38 мм (0,015") и диаметр сопла 0,25 мм/0,38 мм (0,010/0,015") (Рис. 8-95).

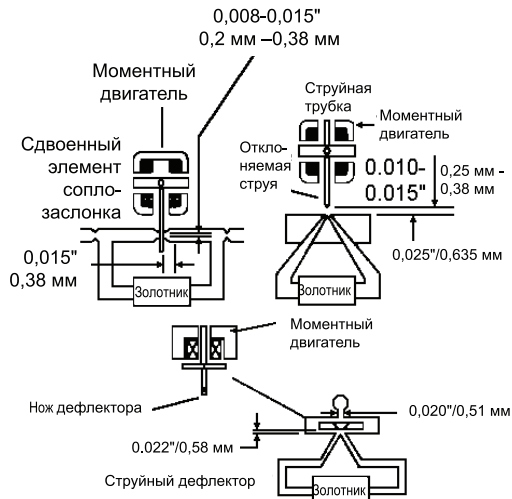


Рис. 8-95 Первая ступень управляющего устройства

Минимальное отверстие струйной трубки представляет собой типовой диаметр сопла 0,2 мм/0,25 мм (0,008/0,010").

Минимальное отверстие сопел струйного дефлектора имеет диаметр 0,51 мм (0,020").

В рамках этого пособия не приводятся рекомендации, какая из первых ступеней является наиболее предпочтительной, однако следует отметить, что чем больше отверстие, тем более терпимым к загрязнению является управляющий элемент.

Типы конструкций золотников второй ступени

Расположение рабочих кромок золотника второй ступени в центральной позиции изменяется в зависимости от требований к системе и/или допусков изготовления.

Согласно наиболее общему требованию рабочие кромки золотника должны быть как можно ближе к расточкам каналов корпуса распределителя, в идеале как можно ближе к положению «линия в линию» (к нулевому перекрытию. Прим. ред.).

Дополнительными вариантами могут быть золотники с отрицательным или положительным «перекрытием». Каждый из этих вариантов установки обеспечивает уникальные характеристики потока внутри распределителя.

Нулевое перекрытие

Состояние «линия в линию» позволяет получить идеальную расходную характеристику, при которой расход в каналы гидродвигателя является нулевым, если золотник установлен в центральной позиции, и моментально повышается при перемещении золотника (Рис. 8-96).

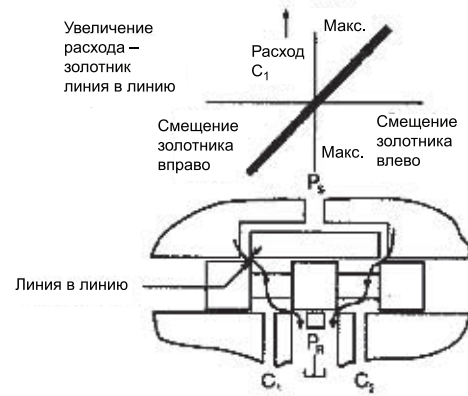


Рис. 8-96 Золотник сервораспределителя с нулевым перекрытием

Отрицательное перекрытие

В состоянии отрицательного перекрытия между рабочими кромками золотника и канавками гильзы или корпуса распределителя имеются осевые зазоры. Это приводит к высоким расходам утечки в центральной позиции золотника.

Обратите внимание, что в этом состоянии золотник должен миновать отрицательное перекрытие, чтобы направить пропорциональный поток в канал гидродвигателя (Рис. 8.97).

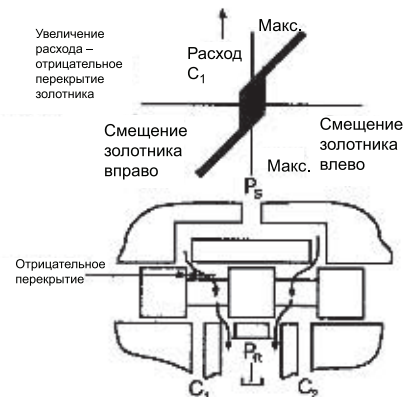


Рис. 8-97 Золотник сервораспределителя с отрицательным перекрытием

Положительное перекрытие

Состояние положительного перекрытия снижает расход утечки до минимума, при этом поток в канале гидродвигателя отсутствует, пока золотник не минует положительное перекрытие (Рис. 8-98). Следует отметить, что эта конфигурация приводит к появлению так называемой «зоны нечувствительности» или «мёртвой зоны» при работе распределителя.

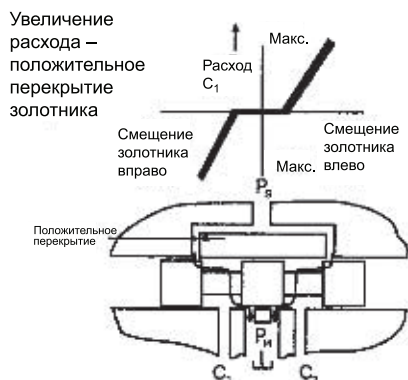


Рис. 8-98 Золотник сервораспределителя с положительным перекрытием

«Зона нечувствительности» – это зона, в пределах которой при перемещении золотника в любом направлении от центра ни один привод (цилиндр или двигатель) не реагирует на входящие сигналы.

ПРИМЕЧАНИЕ: это состояние является типичным для рассмотренных ранее пропорциональных распределителей.

Принципы работы сервораспределителя

Типовой механизм работы первой ступени был объяснен при рассмотрении работы пропорционального распределителя, и он совершенно аналогичен для сервораспределителей. Перепад давлений, создаваемый первой ступенью, подается в торцовые камеры золотника второй ступени, вызывая его перемещение. Для установки золотника в позицию пропорционально электрическому входному сигналу пружина обратной связи соединяет якорь первой ступени с золотником второй ступени.

Эту пружину можно рассматривать как консольную балку, подобранную по силе линейного сопротивления, равной силе моментного двигателя для каждой позиции золотника. При отсутствии электрических команд нож дефлектора/якорь в сборе, пружина обратной связи и главный золотник выстраиваются по центральной линии (Рис. 8-99).

Подача входного управляющего сигнала на моментный двигатель воздействует на нож дефлектора/якорь в сборе, реакция которых создает перепад давлений между двумя управляющими сигналами (P_{C1} и P_{C2}). Золотник перемещается и в то же время деформирует пружину обратной связи, создавая крутящий момент в противоположном моментному двигателю направлении. При перемещении золотника в точку равенства двух этих крутящих моментов нож дефлектора/якорь в сборе,

пружина обратной связи и золотник по сути возвращаются в центральное положение, и перемещение золотника останавливается в этой новой позиции, соответствующей входному управляющему сигналу.

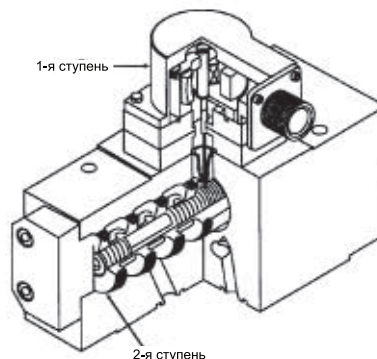


Рис. 8-99 Сервораспределитель

При снижении входного управляющего сигнала до нуля крутящий момент также принимает нулевое значение, и золотник возвращается в нейтральную позицию. Подробное рассмотрение пропорциональных и сервораспределителей и их применения в гидросистемах выходит за рамки данного пособия. При выборе любого из этих распределителей для конкретной системы понадобится дополнительная управляющая электроника.

Управляющая электроника для электрогидравлических систем

Необходимая управляющая электроника представляет собой устройства ввода (джойстики), цифровые контроллеры, «черные ящики», датчики и источники питания – это лишь немного из того, что может понадобиться (Рис. 8-100).



Рис. 8-100 Электрогидравлические компоненты

В типовом мобильном электрогидравлическом оборудовании входные команды подаются от «джойстика». Однако это устройство не может подать электрический сигнал достаточной силы для непосредственного приведения в действие не только электрогидравлического распределителя, но даже и управляющей ступени.

Чтобы привести в действие мобильный пропорциональный или сервораспределитель с помощью входной команды этого уровня, необходимо усилить сигнал.

Усиление сигнала выполняется с помощью управляющей электроники, содержащейся на плате формирователя или усилителя или в цифровом контроллере. Эта плата или контроллер не только усиливают управляющий сигнал, но могут заключать в себе и дополнительные электронные цепи, содержащие настройки регулирования по скорости, максимума, минимума и коэффициента усиления.

Связь между различными элементами электрогидравлической системы (джойстик, датчики, пропорциональный или сервораспределитель, цифровой контроллер и т.д.) осуществляется через систему последовательных шин, таких как CAN.

Эти же параметры можно включить в более сложные системы (рис. 8-101), которые способны управлять системами нескольких машин от одного контроллера.

Применение такого контроллера допускает интеграцию дополнительных функций, например, процедур мониторинга, поиска и устранения неисправностей.

Благодаря встроенным контроллерам, возможен постоянный мониторинг за функционированием машины на установленном в кабине оператора графическом дисплее.

На этом же дисплее отображается информация, позволяющая оператору регулировать систему при изменениях нагрузок и условий работы.



Рис. 8-101

Некоторые системы обладают возможностью подключения к переносным компьютерам, благодаря чему подготовленный персонал может осуществлять диагностику системы.

Все эти различные компоненты можно объединять в комплектные системы (рис. 8-102) по специальным требованиям к эксплуатации.

Указанные комплектные системы могут включать в себя:

- программное обеспечение специализированного применения
- цифровые и аналоговые контроллеры
- встроенную калибровку
- цифровые дисплеи
- регистрацию данных
- выход широтно-импульсной модуляции (ШИМ).

Каждый из этих контуров, независимо от того, является ли он аналоговым или цифровым, добавляет новый уровень контроля входного сигнала, а также дополнительные уровни сложности системы. Регулирование по скорости управляет скоростью изменения управляющего сигнала, что, в свою очередь, влияет на рабочие характеристики ускорения и торможения.



Рис. 8-102 Системный комплект

Управление максимумом задает электронные пределы, не позволяющие золотнику распределителя превысить заданные параметры. Иными словами, золотник распределителя не станет продолжать перемещение за пределами указанной точки независимо от входного управляющего сигнала.

Минимальные настройки, также известные как «устранители зоны нечувствительности», позволяют минимизировать мёртвую зону внутри распределителя. Это достигается путём предварительного позиционирования его золотника. Для этой цели требуется подача небольшого питания на управляющую ступень распределителя.

Коэффициент усиления можно рассматривать как чувствительность распределителя. Увеличение коэффициента усиления означает большее выходное изменение при меньшем входном управляющем сигнале. Однако при установке завышенного значения коэффициента усиления система теряет устойчивость. Это может вызвать внезапные неконтролируемые колебания системы.

Для работы данных электронных компонентов необходимо наличие источника питания переменного или постоянного тока. В большинстве случаев требуется постоянный ток. Чаще всего он подаётся с машин, на которых установлена электросистема постоянного тока, и напряжение сети может составлять 12, 24 или 48 В в зависимости от системы. Хотя и не слишком часто, но для некоторого оборудования используется переменный ток напряжением 120 или 220 В. В случае скачкового понижения напряжения переменного тока он выпрямляется (преобразуется) в постоянный. Это осуществляется отдельным источником питания или на плате формирователя.

С добавлением электроники в мобильную гидросистему сложность системы увеличивается, однако при этом дистанционное управление ею становится проще.

Устройство защиты от перегрузок

Устройство защиты от перегрузок устанавливается на золотнике с ручным или дистанционным управлением.

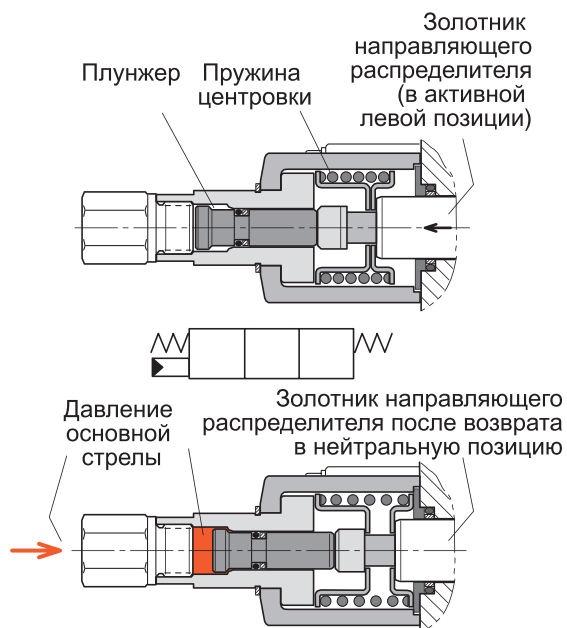


Рис. 8-103 Устройство защиты от перегрузок на гидрораспределителе

Для автокранов требуется наличие системы защиты от перегрузок (ЗП) на случай избыточной нагрузки. На рис. 8-103 показан узел ЗП, совмещённый с ручным рычажным управлением золотником.

Сервоуправляемый плунжер или поршень возвращает золотник в нейтральную позицию, как только давление основной стрелы приближается к заранее установленному уровню. Усилие плунжера достаточно велико, чтобы предотвратить случайное перемещение рукоятки в неправильном, повышающем давление направлении.

Управляющее давление подается на узел основной стрелы через клапан последовательного управления.

Параллельные и последовательные контуры Многозолотниковые контуры

При сравнении различных многозолотниковых контуров можно выделить следующие общие свойства:

- Каждый золотник управляет перемещением гидродвигателя, подключенного к соответствующим каналам распределителя
- В распределителе ППО перепускной канал соединен последовательно с каждым золотником. При приведении в движение какого-либо из золотников распределителя перепускной канал блокируется, и давление соответственно повышается.

Параллельные или последовательные контуры

Основное различие между многозолотниковыми контурами заключается в способе соединения каналов давления и слива.

Многозолотниковые контуры (давление/слив) бывают:

- параллельно-параллельные
- последовательно-параллельные
- последовательно-последовательные

Параллельно-параллельные контуры

Каждый из приведенных выше контуров обладает отдельными рабочими характеристиками. В параллельно-параллельном контуре каналы давления, ведущие к золотникам, являются параллельными, и каналы слива от каждого золотника также являются параллельными.

Такая компоновка обеспечивает как отдельную, так и одновременную работу привода (или приводов). Если одновременно задействовано больше одного золотника, подача насоса осуществляется по пути наименьшего сопротивления.

Это наиболее широко распространенная компоновка, которая может быть применена внутри блока распределителя или между несколькими отдельными блоками распределителей, поэтому блоки распределителей работают как один большой блок. Функционирование осуществляется так же, как при подключении насоса к одному большому распределителю.

На рис. 8-104 показаны два блока распределителей ППО (постоянный расход, с открытым центром), соединенные параллельно внешней системой трубопроводной обвязки.

На рис. 8-105 изображены два блока распределителей, соединенные параллельно в системе ПД (постоянного давления).

На рис. 8-106 показано параллельное соединение разгруженной системы ПДО; разгрузочный сигнальный трубопровод проходит через каналы открытого центра распределителей.

И, наконец, на рис. 8-107 изображено параллельное соединение в системе LS (чувствительности к нагрузке).

В многонасосной системе каждый блок распределителя получает питание от собственного насоса (Рис. 8-108).

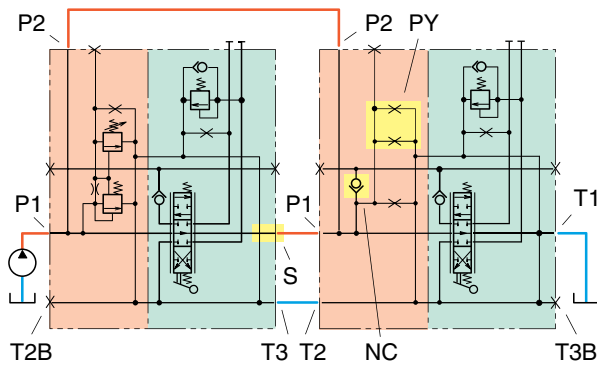


Рис. 8-104 Два блока распределителей ППО, соединенные параллельно внешней трубопроводной обвязкой

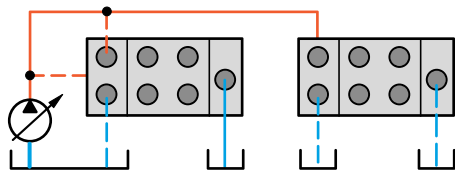


Рис. 8-105 Система ПД с двумя параллельными блоками распределителей

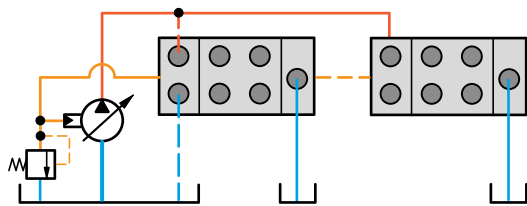


Рис. 8-106 Два блока распределителей, соединенные параллельно в системе ПДО

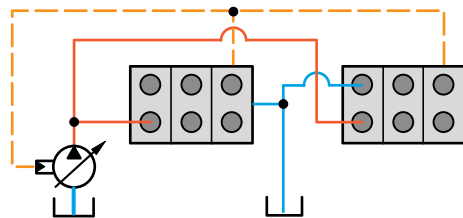
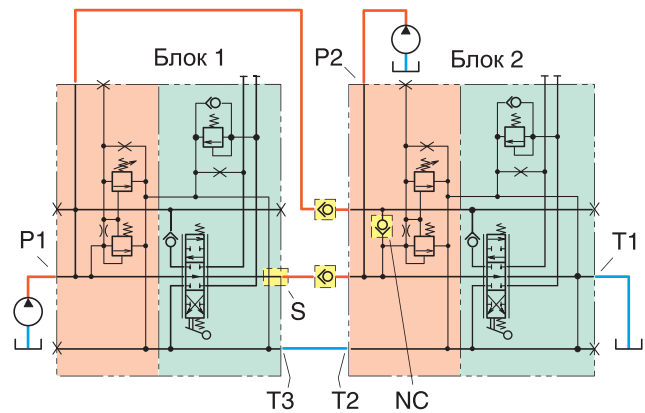


Рис. 8-107 Два блока распределителей, соединенные параллельно в системе LS



Внешний обратный клапан

Рис. 8-108 Работа многонасосной системы с двумя блоками распределителей ППО, соединенными параллельно

Поток от насоса «P2» подается в золотниковые секции только блока 2, в котором все секции запитаны параллельно. Поток от насоса «P1» используется аналогичным образом в блоке 1, но может подаваться и в блок 2 (и последующие блоки) без ограничений, поскольку напорные линии двух блоков соединены между собой. На данной иллюстрации показано внешнее соединение двух распределителей.

Последовательно-параллельные контуры

В этом контуре каналы давления соединены с золотниками последовательно, а каналы слива от золотников — параллельно.

При данной компоновке приводы функционируют последовательно, то есть золотник, расположенный ближе всего к входу распределителя, имеет приоритет при подаче насоса. В многозолотниковом распределителе это можно осуществить, блокировав параллельный канал к следующему золотнику или между секциями распределителя, а в случае секционного распределителя – между его отдельными секциями с помощью переброса высокого давления или соединения возврата мощности (обозначено «S»).

Последнее используется в распределителях ППО (постоянный расход, с открытым центром) и отделяет канал открытого центра от канала слива в первом распределителе, разрешая передачу давления насоса на следующий распределитель. Это возможно, если все золотники первого распределителя находятся в нейтральной позиции.

При последовательном соединении отдельные золотники каждого из распределителей должны иметь собственную сливную линию. Если для всех распределителей гидросистемы требуется одинаковое давление, необходим только один главный предохранительный клапан (Рис. 8-109).

Если на распределителях уровни давления разные, в каждом из них должен быть установлен свой предохранительный клапан, первый из которых будет с самой высокой настройкой.

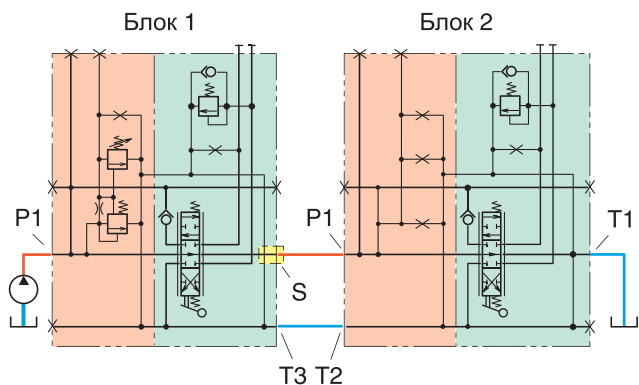


Рис. 8-109 Два блока распределителей ППО, соединенных последовательно

В многонасосной системе дополнительный насос подключен к распределителю 2. Этот распределитель получает поток от насоса 2 плюс остаточный поток из распределителя 1.

Поток от насоса 2 подается только в золотниковые секции блока 2, в котором все золотниковые секции запитаны параллельно. Обратный клапан препятствует подаче потока от насоса 2 в предыдущий блок.

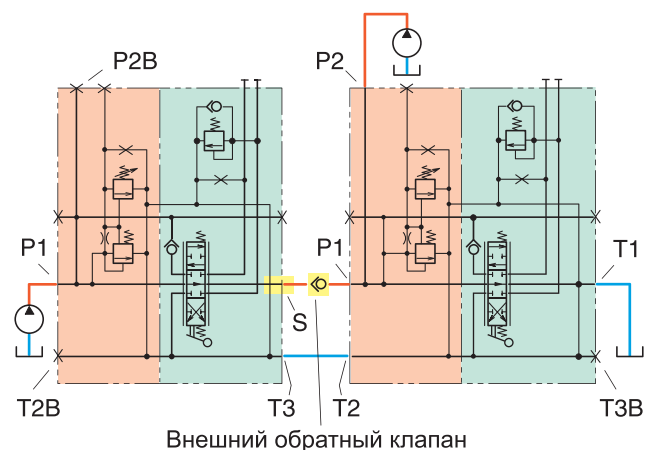


Рис. 8-110 Многонасосная система ППО; распределители соединены последовательно

На рис. 8-110 изображена схема многонасосной системы ППО (распределители соединены последовательно) и та же самая система в виде диаграммы.

Последовательно-последовательный контур

В распределителях этого типа каналы давления соединены с золотниками последовательно, и каналы слива из золотников также являются последовательными (Рис. 8-111).

Как в случае последовательно-параллельного распределителя гидродвигатели, соединенные с этим распределителем, работают последовательно. То есть

весь поток от насоса направляется на приведенный в движение/смещенный золотник, ближайший к впуску распределителя.

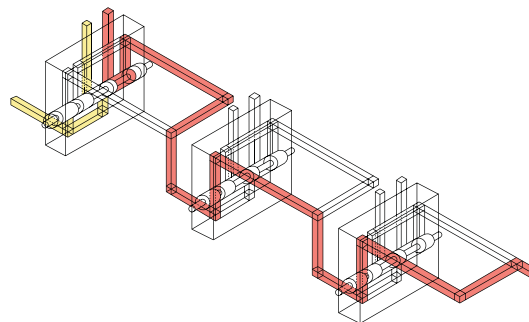


Рис. 8-111

В отличие от предыдущих распределителей в последовательно-последовательных исполнениях при смещении золотников, расположенных вниз по потоку, их гидродвигатели функционируют. Это связано с тем, что приводы вниз по потоку принимают нагнетаемый поток от приводов, расположенных выше по потоку. Кроме того, цилиндры одностороннего действия могут быть втянуты, только если ни один из золотников ниже по потоку не смещён.

Следует указать на то, что для контура распределителей этого типа при смещении более одного золотника нагрузки на приводы суммируются. В следующем разделе приведено сравнение типовых систем распределителей мобильного оборудования. Также будет рассмотрена их эффективность и рабочие характеристики.

Сравнение стандартных мобильных гидросистем

Ниже приведено сравнение типовых систем мобильного оборудования и рассмотрены энергоэффективность и управление каждой из них.

Как уже было объяснено в главе 2, гидравлика подразделяется на два основных раздела:

- гидродинамика
- гидростатика

Гидродинамика изучает и использует жидкости в движении, например, при работе гидротрансформатора крутящего момента коробки передач автомобиля или трактора.

Гидросистемы, приведенные ниже, относятся к другому разделу – гидростатике. В гидростатическом устройстве энергия передается статической силой – давлением. Гидростатические системы можно разделить на системы с открытым контуром (открытые) и замкнутым контуром (закрытые).

В системе с открытым контуром основной поток циркулирует из бака через систему и обратно в бак. У насоса всегда есть заданные входная и выходная (низкого и высокого давления) линии (Рис. 8-112).

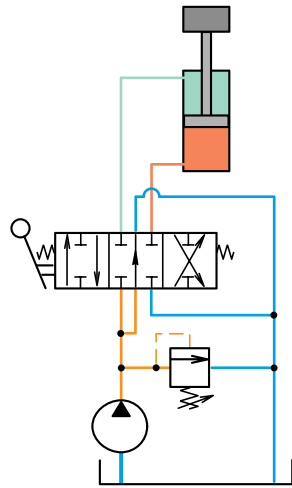


Рис. 8-112 Нерегулируемый насос в открытом контуре

В системе с замкнутым контуром основной поток проходит из выходной линии насоса в систему и возвращается во входную линию насоса (рис. 8-113). Каналы входа и выхода насоса меняются в соответствии с рабочим направлением. Типовым примером закрытой системы является гидростатическая трансмиссия.

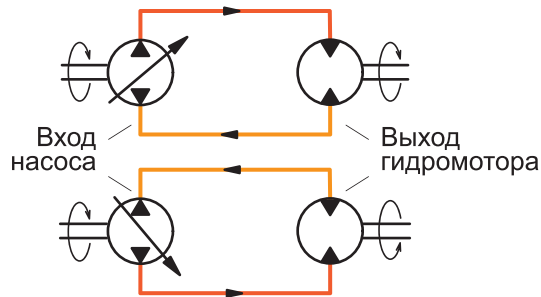


Рис. 8-113 Гидростатическая трансмиссия с замкнутым контуром

Здесь рассмотрены три основных системы с открытым контуром (гидростатическая трансмиссия описывалась в главе 4):

- с постоянным расходом (ПР)
- с постоянным давлением (ПД)
- с чувствительностью к нагрузке (LS)

Система с постоянным расходом (ПР)

В системе с постоянным расходом расход остается постоянным при заданной частоте вращения насоса, а давление изменяется по потребности.

Система ППО (с открытым центром) является испытанной системой для мобильного оборудования. По сравнению с другими системами она содержит меньшее количество сложных компонентов и сравнительно мало восприимчива к загрязнению гидравлической жидкости.

Вся жидкость, не направляемая на привод, возвращается обратно в бак через сливной канал распределителя. При одновременном выполнении нескольких подъемных

операций давление определяется по наибольшей нагрузке. Поэтому потребности в давлении для выполняемых одновременно операций должны быть примерно одного уровня, либо их следует разделить на отдельные контуры для минимизации возможных конфликтов и повышения экономичности эксплуатации. Если подача насоса максимально используется, система ППО очень экономична в эксплуатации. По этой причине очень важно подобрать насос подходящих размеров.

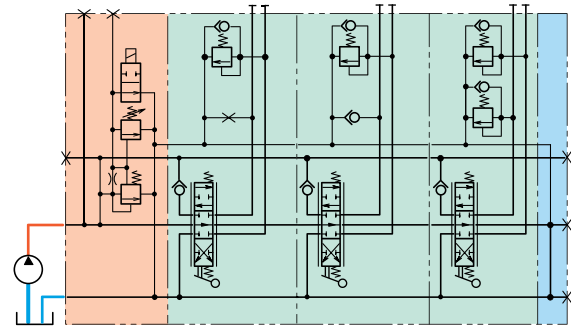


Рис. 8-114 Типовой контур ППО

В системе с постоянным расходом можно выделить гидрораспределители двух различных типов:

- распределитель с открытым центром (ППО) (рис. 8-114)
- распределитель с закрытым центром (ППЗ) (рис. 8-115)

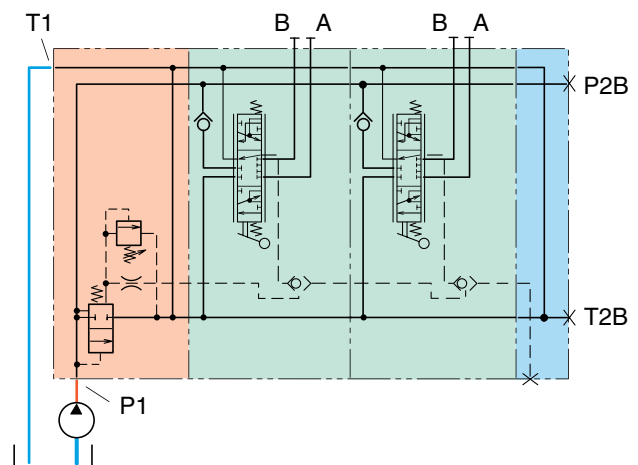


Рис. 8-115. Типовой контур ППЗ

Эти распределители обладают совершенно различными характеристиками управления.

Система ППЗ отличается от системы ППО прежде всего тем, что избыток гидравлической жидкости возвращается обратно в резервуар через отдельный перепускной клапан или входной компенсатор. Это означает, что значение разности давлений Δp между насосом и наибольшей нагрузкой можно поддерживать постоянным. Вследствие этого расход к наибольшей нагрузке не зависит от нагрузки.

Рабочие характеристики

Распределители ППО с ручным приводом не обладают постоянным соотношением между смещением рукоятки и скоростью движения гидродвигателя, на которую влияют:

- подача насоса
- размер, направление и перемещение нагрузки
- другие нагрузки, прилагаемые одновременно
- позиция золотника распределителя
- температура жидкости.

Причина в том, что при одновременном осуществлении нескольких операций расход жидкости перераспределяется таким образом, что перепады давлений в линиях потоков уравниваются.

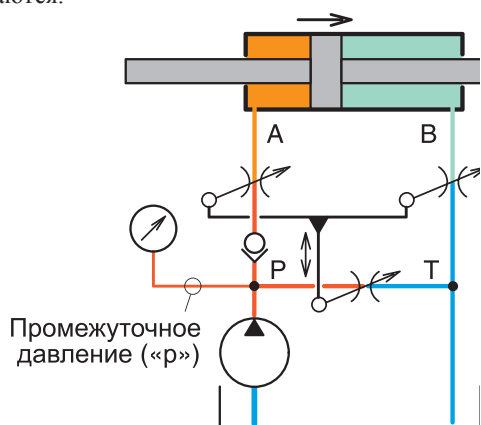


Рис. 8-116 Измерение промежуточного давления в упрощенном контуре ППО

В распределителе ППО золотник можно рассматривать как ограничительный/дроссельный мост, состоящий из трех ограничителей/дросселей для каждой управляемой функции (как показано на рис. 8-116):

- насос –слив (P-T)
- насос – привод А (P-A)
- привод В – слив (B-T).

Эти три ограничителя/дросселя соединены механически, поскольку они являются частью золотника (в золотниковом гидрораспределителе). При перемещении золотника одновременно изменяется зона открытия каждого из ограничителей/дросселей.

(Соответствующее обозначение золотника с тремя ограничителями показано на рис. 8-117).

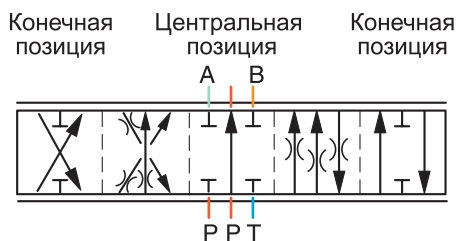


Рис. 8-117 Обозначение золотника с отрицательным перекрытием с указанием ограничителей

Перепад давлений Δp на ограничителях/дросселях (потери на регулирование) при отсутствии нагрузки называется промежуточным давлением, которое можно изменять с помощью конструкции золотника для улучшения управления (рис. 8-118, золотник 1) или эффективности (золотник 2). Чем выше уровень промежуточного давления, тем больше система приближается к состоянию системы постоянного давления.

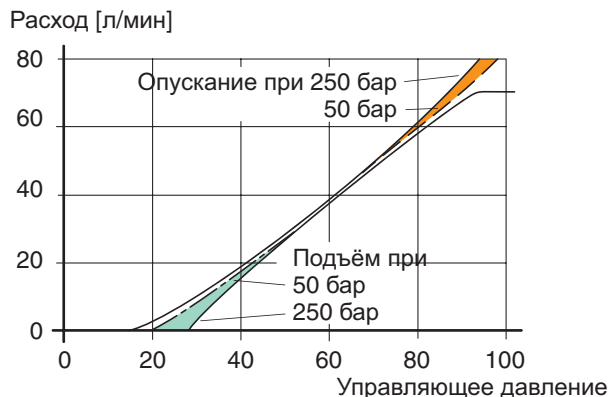


Рис. 8-118 Промежуточное давление «р» по позициям золотника в конструкциях с двумя золотниками

Применение золотников распределителей, подобранных в соответствии с предполагаемыми задачами и функциями, существенно улучшает характеристики управления при одновременной работе золотников. В некоторых случаях это может привести к повышенным потерям энергии на этапе точного регулирования.

Однако в некоторых системах данная характеристика имеет свои преимущества, так как она делает возможным для оператора ощущение массы груза, с которым он работает (так называемое управление по усилию).

В некоторых конструкциях распределителей, таких как гидравлические пропорциональные распределители ППО с пилотным управлением, золотник распределителя может быть компенсирован по давлению, а значит, регулируемый расход остаётся постоянным для заданной позиции рукоятки независимо от изменений давления в системе (так называемое управление скоростью). Это обеспечивает увеличенный диапазон управления, то есть повышенную разрешающую способность и сниженные взаимные помехи одновременно выполняемых операций (сравните рис. 8-49 и 8-50).

Рабочие характеристики системы ППЗ мало зависят от давления нагрузки. Золотники могут быть компенсированы по давлению, как рассмотрено выше, вследствие чего на них не оказывают воздействия другие нагрузки, прилагаемые одновременно. В качестве альтернативы в секциях можно установить отдельные компенсаторы давления.

Система ППЗ обладает теми же рабочими характеристиками, что и система с обратной связью (приведена ниже), но не является настолько же эффективной.

Область применения

Система ППО, как правило, применяется для решения

задач, при которых используются базовые компоненты, и требование к отсутствию помех от одновременно выполняемых операций к ней не предъявляется.

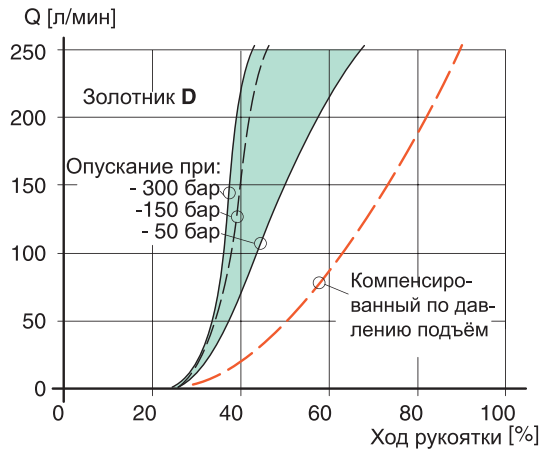


Рис. 8-119 Рабочие характеристики золотника с ручным приводом в контуре ППЗ

Конструкция подобных систем обычно позволяет снизить затраты на компоненты и монтаж в то время как повышение энергопотребления зависит от рабочего цикла агрегата и размера системы. Однако такая конструкция может оказаться крайне энергоемкой и выделять большое количество тепла.

Систему ППЗ выгодно использовать там, где предъявляются высокие требования к рабочим характеристикам. На рис. 8-119 показана диаграмма зависимости расхода от позиции рукоятки для распределителя с ручным управлением. В режиме подъема расход не зависит от нагрузки в связи с входным компенсатором. Однако нагрузки опускания не компенсированы по давлению нагрузки.

Диаграмма на рис. 8-120 изображает тот же распределитель, но в данном случае присутствует золотник с пилотным управлением. Как можно видеть, нагрузки как на подъем, так и на опускание компенсированы по давлению, поскольку в данной конструкции золотника используются гидродинамические силы (силы Бернулли).

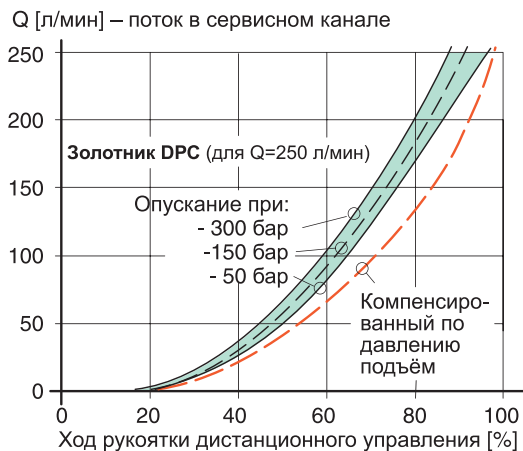


Рис. 8-120 Рабочие характеристики золотника с сервоуправлением в контуре ППЗ

Системы постоянного расхода (ППО, ППЗ) применяются в вилчатых погрузчиках, экскаваторах-погрузчиках, экскаваторах, других землеройных машинах, мусоровозах, а также на кранах и других машинах.

Система с постоянным давлением (ПД)

В системе ПД давление является постоянным, в то время как расход изменяется в зависимости от требований системы.

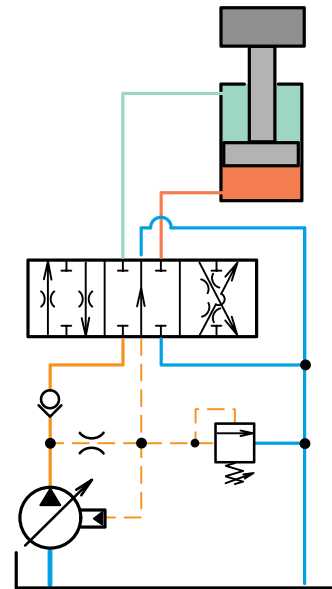


Рис. 8-121 Регулируемый насос в контуре ПДО

Конструкция систем постоянного давления очень проста, в них используются несложные компоненты. Насос, как правило, регулируемый, используется для поддержания постоянного давления. Он должен быть подобран по размеру таким образом, чтобы обеспечить суммарную максимальную подачу для одновременных операций. Эта система менее чувствительна к перепадам давлений по сравнению с системой ППО.

Постоянное давление доступно в диапазоне имеющейся подачи насоса. Насос этого типа, питающий гидрораспределитель с закрытым центром, является основным отличием от системы ПР, в которой используется нерегулируемый насос и гидрораспределитель с открытым центром; обратитесь к рис. 8-121.

Облегченная система с постоянным давлением (ПДО)

В простой системе с постоянным давлением максимальное давление поддерживается компенсатором давления насоса.

Постоянное высокое давление приводит к повышенным утечкам через золотник в рабочие каналы (приводов) в нейтральной позиции распределителя, что может привести к замедленному перемещению приводов. Для минимизации этого явления и соответственно снижения потерь энергии

можно использовать вариант системы ПД – систему ПДО (Рис. 8-121).

В системе ПДО гидравлический сигнал от гидрораспределителя обеспечивает разгрузку насоса в состоянии покоя. Как только управляющий золотник переключается, насос подаёт максимальное давление.

ПДО – это облегчённая система с постоянным давлением (схема приведена на рис. 8-122).

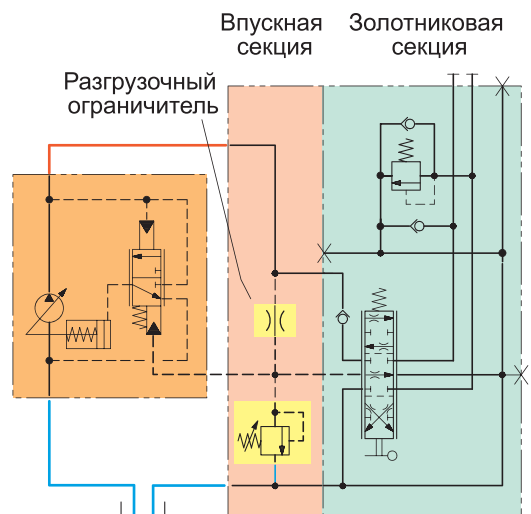


Рис. 8-122 Облегчённая система с постоянным давлением

Еще одним вариантом системы ПД является система, работающая с различными уровнями давления:

- низкое давление для операций, не требующих высокого давления насоса
- высокое давление для приводов под большой нагрузкой

Смена режима выполняется после подачи дополнительных управляющих сигналов.

Увеличение используемых уровней давления может повысить эффективность системы, но при этом увеличивается и количество необходимых компонентов.

Рабочие характеристики

Система ПД обладает превосходными рабочими характеристиками, и выполнение различных операций не приводит к конфликтам. Как правило, она обладает хорошими антикавитационными параметрами, а значит, движение опускания стрелы крана может смениться движением подъёма без задержки, связанной с прохождением мёртвого положения.

Комбинация зон открытия золотника и разности давлений между насосом и давлениями нагрузки позволяет устанавливать необходимую скорость (расход) для операции.

Чем выше давление нагрузки, тем меньше разность давлений, что приводит к снижению рабочей скорости

(более плавное перемещение), а это, в свою очередь, означает, что оператор может использовать весь ход рукоятки с улучшенной разрешающей способностью (превосходные характеристики управления) при наибольших нагрузках.

Конструкции распределителей с гидравлическим и/или электрогидравлическим пропорциональным дистанционным управлением могут включать в свой состав золотники, компенсированные по давлению, обеспечивая улучшенные характеристики управления (рис. 8-123).

Если требования к расходу системы превышают уровень подачи насоса, такой уровень давления не поддерживается (операция с наибольшей нагрузкой останавливается), и при этом серьёзно страдает бесконфликтное выполнение одновременных операций

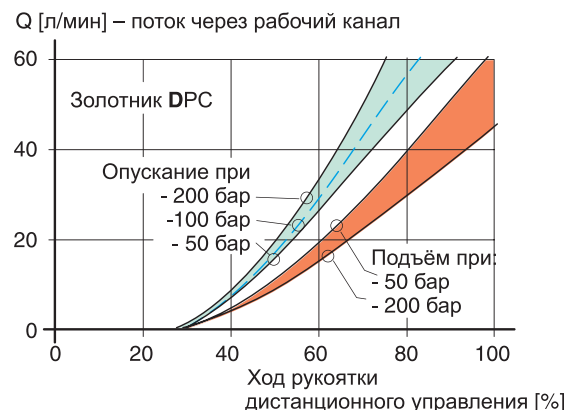


Рис. 8-123 Рабочие характеристики золотника гидрораспределителя в системе ПД с дистанционным управлением

Область применения

Системы ПД используются при наличии требований к высоким уровням нагрузок, повышенной точности управления и бесконфликтности при выполнении одновременных операций.

Системы ПД используются в современных лесотехнических машинах, передвижных вышках с рабочей платформой и буровом оборудовании. Эта система несложная по конструкции, но может быть изменена в соответствии с конкретными условиями эксплуатации для оптимального сочетания управления, рабочих характеристик и экономичности.

Система чувствительности к нагрузке (LS)

В системе с обратной связью давление и расход подбираются как можно ближе к требованиям по нагрузке. Гидрораспределитель регулирует подачу насоса посредством сигнала давления нагрузки, обеспечивая постоянный перепад давлений Δp между выходом насоса и сигналом измерения нагрузки; давление насоса регулируется по наибольшей нагрузке.

Система ППЗ иногда рассматривается как система с обратной связью. Однако с точки зрения технологии управления система с обратной связью является более совершенной, чем системы ППЗ и ППО. Из-за наличия обратной связи по нагрузке эта система является наиболее требовательной к конструктору.

Сочетание хороших рабочих характеристик и высокой эффективности требует как можно более полного соответствия золотников гидрораспределителя условиям фактической нагрузки и размерам привода (Рис. 8-124).

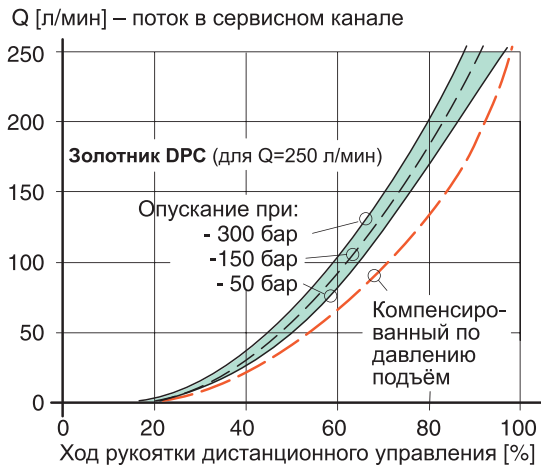


Рис. 8-124 Рабочие характеристики золотника гидрораспределителя в системе LS с пилотным управлением

Как и в системах с постоянным расходом, одновременно выполняемые функции должны быть примерно одинаковы по давлению. В противном случае их следует разделить на меньшие отдельные контуры, чтобы добиться оптимальной эффективности.

Системы сигналов чувствительности к нагрузке можно конструировать различными способами. В определённых распределителях сигнал принимается из логической системы челночных клапанов, в других – через обратные клапаны (Рис. 8-125).

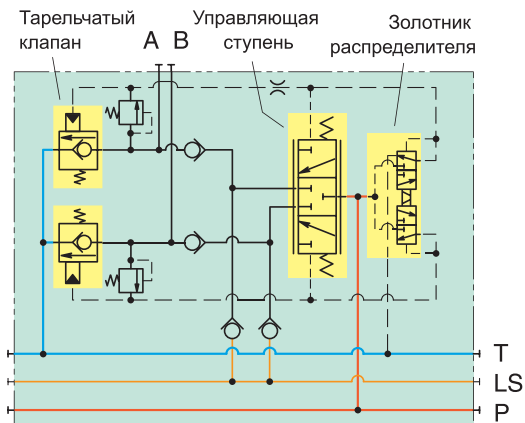


Рис. 8-125 Гидрораспределитель с обратными клапанами сигнала LS

В новых конструкциях специальная сигнальная система обратной связи (включая золотник копирования) обеспечивает циркуляцию управляющей жидкости в линии обратной связи без отбора жидкости из рабочего канала или канала привода. В такой конструкции насос быстрее реагирует на командные изменения, особенно при низких температурах. Кроме того, это исключает небольшое падение нагрузки в начале операции подъёма.

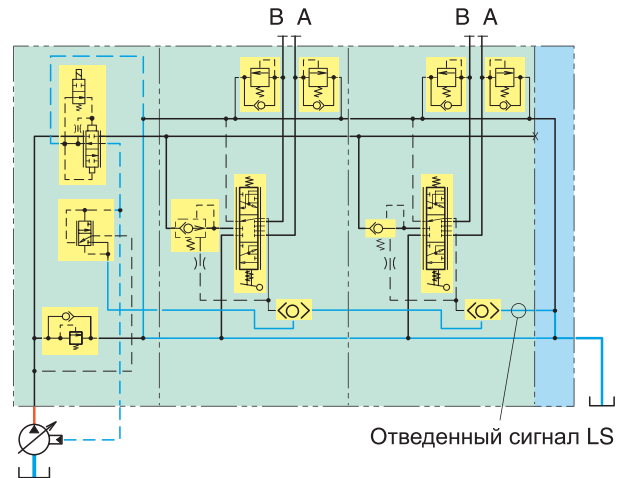


Рис. 8-126 Схема, в которой сигнал LS копируется на управление насоса или отводится в бак если не задействован ни один золотник.

Компенсаторы или управление насоса также могут отличаться. Определенные компенсаторы (регуляторы) не потребляют жидкость из линии чувствительности к нагрузке.

Другие имеют отверстия для отвода в сливную линию, что обеспечивает незначительные потери энергии. Ещё в одной версии жидкость подается в линию LS, а затем поток отводится удобным способом, как показано на рис. 8-126.

Рабочие характеристики

Система LS обладает превосходными рабочими характеристиками, в особенности в отношении компенсированных по давлению распределителей. Эффективность и экономичность в эксплуатации, как правило, лучше, чем у систем других типов.

В плане рабочих характеристик компенсированную по давлению систему LS можно сравнить с системой ПД. Функции опускания в системе LS можно осуществлять без запуска насоса (без сигнала LS). Если в течение этого процесса требуется пополнение цилиндра, к распределителю предъявляются высокие требования в отношении антикавитационных характеристик.

Вследствие этого распределители LS должны быть оснащены встроенными антикавитационными клапанами, а в некоторых случаях и клапанами противодействия в сливной линии для улучшения возможностей подпитки и соответствия приведенным выше требованиям.

Область применения

Система чувствительности к нагрузке подходит для применения на оборудовании, в рабочем цикле которого этапы с высоким расходом и средним давлением сменяются этапами с низким расходом и высоким давлением.

Способность системы регулировать как давление, так и расход, приводит к снижению потребления энергии и позволяет использовать менее мощный источник питания (первичный двигатель).

С целью максимального регулирования мощности в системах LS часто применяются насосы с регулированием крутящего момента или мощности. (За подробностями обратитесь к главе 3).

Система LS с компенсированными по давлению функциями подходит для ситуаций, когда требуется одновременное бесконфликтное выполнение нескольких операций одновременно. Системы LS применяются в горно-шахтном оборудовании, уборочных комбайнах, машинах для подметания улиц, экскаваторах-погрузчиках, фронтальных погрузчиках, экскаваторах, кранах и лесозаготовительном оборудовании.

Потери мощности

Простое сравнение уровней энергопотребления систем трёх типов представлено на рис. 8-127 – 8-129.

Это сравнение приведено для выполнения:

- А) одной функции с низким давлением и высоким расходом
- В) одной функции с высоким давлением и низким расходом
- С) трёх одновременно выполняемых функций с невысокой разностью давления и расхода

Отрицательная часть гистограммы должна рассматриваться как снижение нагрузки, что всегда приводит к потерям, по крайней мере, пока не разработаны методы рекуперации энергии.

Потери мощности в каждом случае легко рассчитываются по Формуле 8-2. Красный участок диаграммы представляет собой потерю мощности.

Формула 8-2 Гидравлическая мощность является функцией давления и расхода

$$P = p \times q \quad \text{где} \quad P - \text{мощность}$$

$$p - \text{давление}$$

$$q - \text{расход}$$

Система с постоянным расходом (ПР)

Случай А: при использовании насоса с постоянным расходом для выполнения операции используется весь поток. Все возможные потери связаны только с регулировкой и трением компонентов (рис. 8-127, «А»).

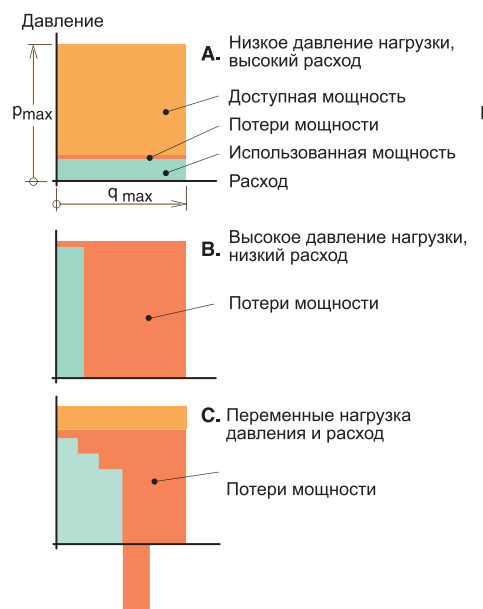


Рис. 8-127 Потери мощности в системе ПП

Случай В: функция выполняется с высоким давлением и низким расходом. Насос реагирует на требования по нагрузке и должен осуществить отвод избыточного потока через дросселирующую линию с открытым центром (ППО) или перепускной клапан (ППЗ).

В качестве альтернативного решения избыточный поток можно отвести через предохранительный клапан системы в гидрораспределителе. Это приводит к высоким потерям и повышенному выделению тепла («В»).

Случай С: общие потери в этой зоне зависят от суммарного использованного потока. Чем больше неиспользованная часть потока, тем выше потери («С»).

Системы с постоянным давлением (ПД)

В этом примере выполняется функция с низким давлением и высоким расходом. Регулируемый насос установлен на максимально высокий уровень давления, что приводит к большим потерям мощности (рис. 8-128, «А»).

Выполняется функция с высоким, почти постоянным уровнем давления. Насос регулирует расход в соответствии с требованиями к системе, и потери мощности очень малы («В»).

Требования к давлению ниже заданного давления насоса, что приводит к определенным потерям. В зависимости от функции опускания нагрузки также имеются потери. Необходимо пополнение цилиндра со стороны низкого давления жидкостью, отбираемой со стороны высокого давления и частично со стороны низкого давления антикавитационными клапанами в качестве подпиточного потока («С»).

Системы чувствительные к нагрузке (LS)

На рис. 8-129, «А» функция с низким давлением и большим расходом выполняется практически без потерь (только на управление насосом). Эта функция противоположна описанной выше, но потери настолько же низкие по той же причине. Насос приспосабливается к требованиям расхода и давления («В»)

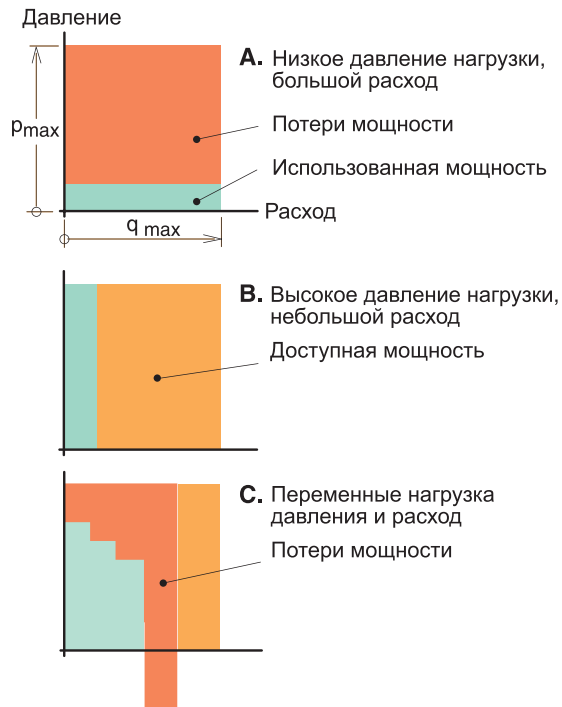


Рис. 8-128 Потеря мощности в системе ПД

Нетрудно отметить преимущества системы LS. Давление и расход регулируются в соответствии с требованиями к системе. Потери связаны с разностью между давлением нагрузки и давлением компенсатора («С»).

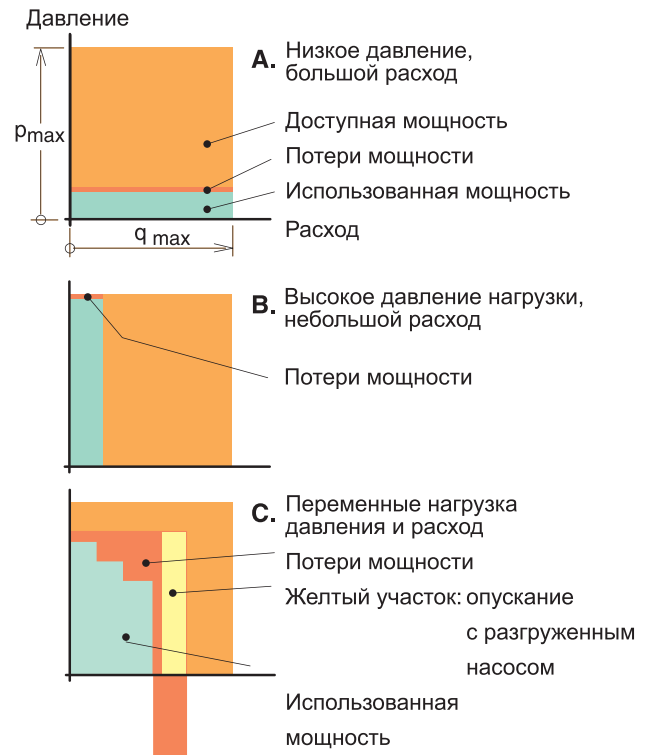


Рис. 8-129 Потери мощности в системе LS

В режиме опускания подпиточный поток к полости низкого давления цилиндра подаётся через антикавитационные клапаны из сливного трубопровода, т.е. из контура насоса поток не отбирается. Это возможно, если в гидрораспределителе установлены отдельные компенсаторы давления в золотниковых секциях.

Упражнения к Главе 8

Задание: Сопоставьте описательное утверждение с описываемым компонентом.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Если обратный клапан предварительно нагружен пружиной, то он обычно называется клапаном _____. 2. Назначением _____ является защита гидрораспределителя и привода от пиков давления и чрезмерной пульсации давления в системе. 3. Моноблочный клапан имеет _____ корпус. 4. Он используется для активации привода в обоих направлениях, и обычно отверстия привода блокируются в нейтральном положении. _____ 5. Эта функция делает возможной последовательную работу двух и более клапанов. Один насос может питать оба клапана. _____ 6. Этот тип электронного сигнала обычно используется для управления пропорциональными электромагнитами. _____ 7. В соответствии с Директивой Европейского союза о механическом оборудовании, машины должны снабжаться одной или несколькими такими функциями. _____ 8. Главным назначением _____ является поддержание выбранного, постоянного потока в функцию, независимо от колебаний давления системы. 9. Эта функция исключает любую потерю рабочей жидкости под давлением из цилиндра при посылке сигнала измерения нагрузки LS в компенсатор насоса. _____ 10. В системе _____ давление и расход согласуются с нагрузкой максимально возможным образом. 11. Этот вид обратной связи использует давление на конце управляющего золотника для перемещения управляющего золотника обратно в центральное положение. _____ 12. В _____ имеются «якорь» и два «полюсных элемента». 13. В системе _____ расход остается постоянным при плавающем давлении и соответствует потребности. 14. Этот электрогидравлический термин имеет два значения: отклик на ступенчатое воздействие и _____. 15. Гидрораспределители для мобильного оборудования бывают двух основных типов: моноблочные и _____. | <ol style="list-style-type: none"> a. противодействия b. составные c. более жесткий d. аварийный останов e. гидравлический блок питания f. копирование g. предохранительный и антикавитационный клапан h. компенсатор давления i. золотник типа D j. магнитный фиксатор k. широтно-импульсная модуляция (PWM) l. частотный отклик (характеристика) m. обратная связь по усилию n. с постоянным расходом (CF) o. чувствительная к нагрузке (LS) |
|--|---|

Глава 9

Устройства дистанционного управления в мобильных гидросистемах

Введение

В данной главе мы сосредоточимся на вопросах дистанционного управления мобильными гидрораспределителями, применяемыми в гидроприводах для управления гидродвигателями, например, цилиндрами и гидромоторами (Рис. 9-1).



Рис. 9-1

Сначала приведем обзор прямого управления, которое представляет собой управление, дополняемое или заменяемое дистанционным управлением.

Прямое управление – самый старый, простой и общепринятый способ перемещения золотников внутри гидрораспределителей. Это действие выполняется посредством механической рукоятки, установленной непосредственно на конце цилиндрического золотника (Рис. 9-2).



Рис.9-2 Прямое управление. Перепечатка из книги *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с разрешения *Canadian Woodlands Forum*

Характеристики прямого управления

Оператор должен быть в непосредственном контакте с гидрораспределителем.

- Если активирована более чем одна функция одновременно, оператор может испытывать некоторые трудности при работе со всеми рукоятками.
- Усилия на рукоятке могут быть большими, из-за силы сжатия пружины, гидродинамической силы и силы трения.
- Тепло, запахи и шум, производимые в результате циркуляции масла по системе, могут причинять неудобства оператору.
- В случае утечки масла рабочее место оператора быстро загрязняется.
- Ошибки в работе с механизмами прямого управления возникают редко.

В течение последних десятилетий прямое управление всё больше заменяется дистанционным. В дистанционно управляемых распределителях золотник перемещается пневматическим, гидравлическим или электрическим управляющим устройством. Направляющие устройства контролируются дистанционно. Механическая связь между устройством дистанционного управления (ДУ) и золотником отсутствует (Рис.9-3).



Рис.9-3 Дистанционное управление. Перепечатка из книги *The Off-Road Vehicle Volume 1*, с разрешения *Canadian Woodlands Forum*

Характеристики дистанционного управления

- оператор может управлять машиной с безопасного расстояния;
- улучшенные гидравлические показатели: более высокое разрешение, воспроизводимость и более плавная, мягкая работа;
- лёгкость в выполнении более одной функции одновременно;
- меньшие усилия на рукоятке, что снижает риск травмы и растяжения мышц оператора;
- минимальные шум, запахи и тепло от гидравлики на пульте оператора;
- с помощью систем ДУ можно обеспечить соответствие нормам безопасности;
- выбор места управления.

Два основных компонента дистанционного управления гидрораспределителями (Рис. 9-4) – это привод золотника и устройство ДУ. Привод золотника — это компонент, который фактически перемещает, или двигает золотник. Он установлен непосредственно на гидрораспределителе. Устройство ДУ — это компонент, который управляет приводом золотника. Он устанавливается на пульте управления оператора.

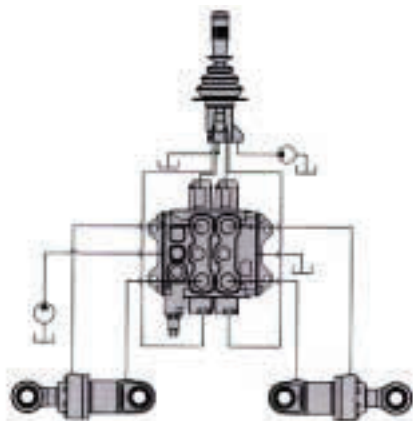


Рис.9-4 Основными компонентами ДУ гидрораспределителями являются привод золотника и устройство дистанционного управления.

В то время как фактические принципы перемещения золотника за последние годы остались почти неизменными, революция в электронике и компьютерной технологии оказала влияние на конструкцию устройств дистанционного управления. Это даёт нынешнему инженеру по системам управления почти неограниченные возможности для уменьшения габаритов, внедрения и усовершенствования систем ДУ.

Прежде чем перейти к электронике и комплексным системам управления, давайте рассмотрим, какими путями осуществляется дистанционное управление.

Различные средства дистанционного управления

Дистанционное управление можно осуществлять различными путями, в зависимости от типа устройства управления. Общепринятыми являются следующие схемы:

1. Дистанционный выключатель посылает электрический сигнал ВКЛ./ВЫКЛ. (дискретный сигнал. Прим. ред.) на соленоид ВКЛ./ВЫКЛ., который непосредственно перемещает золотник.
2. Дистанционный выключатель посылает электрический сигнал ВКЛ./ВЫКЛ. на соленоид ВКЛ./ВЫКЛ., который подаёт/останавливает управляющее пневматическое или гидравлическое давление на привод золотника.
3. Регулируемая рукоятка пневматического дистанционного управления подаёт пропорциональное пневматическое давление управляющего сигнала на привод золотника.
4. Регулируемая рукоятка гидравлического дистанционного управления подаёт пропорциональное гидравлическое давление управляющего сигнала на привод золотника.
5. Регулируемая рукоятка электрического дистанционного управления подаёт пропорциональный электрический сигнал на пропорциональный соленоид, который пропорционально подаёт/останавливает гидравлическое давление управляющего сигнала на привод золотника.

Приводы золотника

Два основных типа приводов золотника применяются в зависимости от схемы уплотнения на концах золотника в гидрораспределителе.

Открытые приводы золотника

Если золотники герметизированы уплотнительными кольцами во избежание внешней утечки масла, привод золотника называется открытым. При использовании уплотнительных колец для герметизации вокруг золотника, во время его перемещения наблюдается увеличение трения. Открытыми приводами золотника можно управлять либо прямо, посредством рукоятки, либо дистанционно. Более общепринятым, однако, является прямое управление (рис.9-5).

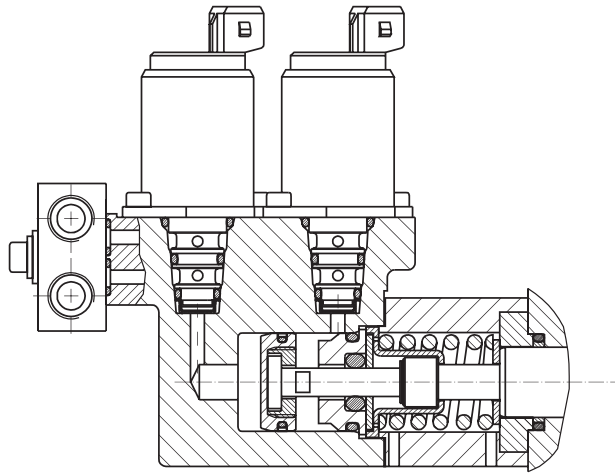


Рис. 9-5 Открытый привод золотника

Закрытые приводы золотника

У закрытых приводов золотника нет кольцевых уплотнений вокруг золотника, что приводит к некоторой утечке в крышку золотника. Масло стекает в бак или канал распределителя. Поскольку трение благодаря отсутствию уплотнительных колец низкое, гистерезис минимальный. В случае закрытых приводов золотника перемещение золотника осуществляется с помощью дистанционного управления. Это позволяет уменьшить усилие переключения золотника с помощью гидродинамических сил (Рис. 9-6).

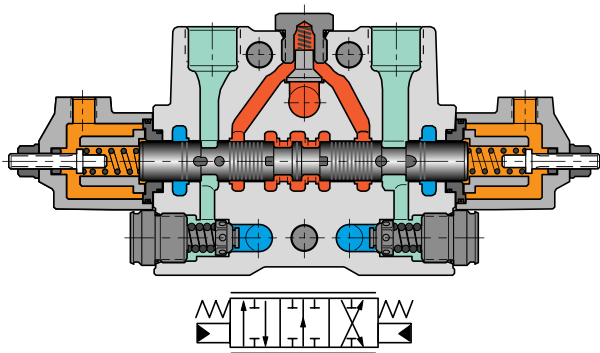


Рис. 9-6 Закрытый привод золотника

Давление в системе управления

Когда применяются гидравлические или пневматические приводы золотника и устройства дистанционного управления, требуется пониженное и устойчивое гидравлическое или пневматическое давление в системе управления.

Давление в системе управления всегда значительно ниже, чем давление в основной системе.

Гидравлическое давление в системе управления можно получить от отдельного насоса или из основной гидросистемы через редукционный клапан. Пневматическое давление в системе управления получают от внешнего источника.

Гидравлическое дистанционное управление

Устройство управления состоит из рукоятки или педали дистанционного управления, которые подают пропорциональное гидравлическое давление управления непосредственно на привод золотника. Значение давления зависит от хода рукоятки или нажатия педали. Привод золотника состоит из поршеньков, которые установлены в торцовых камерах гидрораспределителя и герметизированы по отношению к нему. Поршеньки содержат соединительные элементы для подвода управляющего давления. Давление системы управления, воздействуя на поршень, перемещает золотник против силы, создаваемой пружиной на противоположном торце золотника. Золотник перемещается пропорционально значению давления и любому воздействию со стороны гидродинамических сил. См. рис. 9-7.

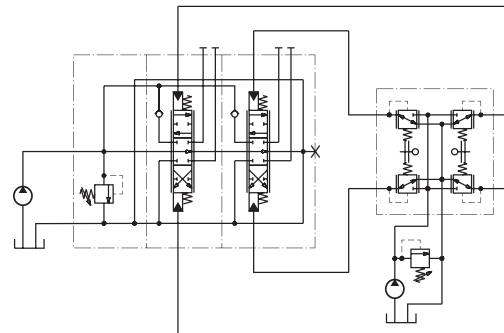


Рис. 9-7 Принципиальная схема, показывающая двухсекционный PCL4 с двумя линейными рукоятками, управляющими одним гидрораспределителем, который содержит две золотниковые плиты

Пропорциональный гидравлический блок рукояток

На языке гидравлики, пропорциональный гидравлический блок рукояток — это трёхлинейный редукционный клапан. На него подаётся постоянное давление с внешнего источника. Он также соединен со сливной линией и приводом золотника, которым он управляет.

Пропорциональный гидравлический блок рукояток предназначен для преобразования физического положения рукоятки (т.е. её смещения) в сигнал гидравлического давления. Он работает как редукционный клапан. Из напорной линии масло поступает на привод золотника. Благодаря трёхлинейной функции, рукоятка может также уменьшить гидравлическое давление на привод золотника. Затем масло из привода золотника поступает в сливную линию (Рис. 9-8).



Рис. 9-8

Описание работы

Основной деталью пропорционального гидравлического блока рукояток является золотник. На верхний торец золотника воздействует пружина, а на нижний — давление привода золотника.

Через золотник проходит поперечное отверстие, которое соединено с его нижним торцом. В корпусе вокруг золотника имеется два отверстия, соединенные с отверстием в золотнике. Одно отверстие корпуса находится над отверстием в золотнике, а другое – под ним. Верхнее отверстие корпуса соединено со сливной линией, а нижнее — с напорной.

При перемещении золотника вниз нижнее отверстие в корпусе соединяется с отверстием в золотнике. При перемещении золотника вверх, или если он находится в нейтральной позиции, верхнее отверстие в корпусе соединяется с отверстием в золотнике, т.е. со сливной линией.

Под действием рукоятки или педали направляющий штифт сжимает предварительно нагруженный комплект пружин над золотником. Комплект пружин сообщает силу золотнику, заставляя его двигаться вниз. Поперечное отверстие в золотнике соединяется с нижним отверстием в корпусе, после чего давление в системе управления передаётся (через отверстие в золотнике) в нижнюю часть золотника и на привод золотника. Когда давление на нижнюю часть золотника станет равным силе, производимой комплектом пружин, т.е. когда достигнуто равновесное давление, золотник возвращается в своё начальное положение.

Таким образом, давление под золотником становится пропорциональным усилию комплекта пружин, что является показателем физического положения рукоятки (её хода). Когда рукоятка или педаль отпускается обратно в нейтральное положение, сила сжатия пружины над золотником снижается. Поэтому давление на нижнюю часть золотника толкает его вверх, после чего отверстие в золотнике соединяется с верхним отверстием в корпусе, т.е. со сливом. Когда силы окажутся в равновесии, это значит, что золотник достиг нейтральной позиции. Если давление под золотником продолжает расти, золотник продолжает движение вверх, все больше открывая соединение со сливом и, таким образом, выполняя функцию предохранительного клапана (Рис. 9-9).

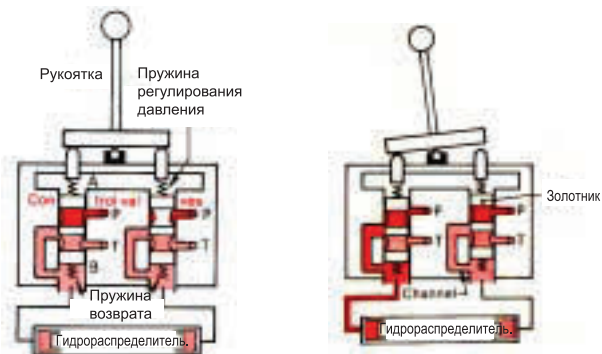
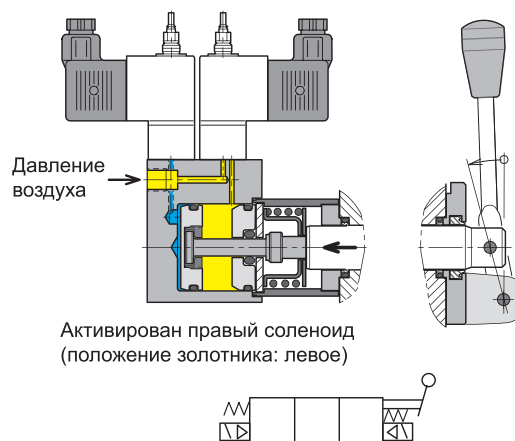


Рис. 9-9

Пневматическое дистанционное управление Электропневматическое двухпозиционное управление

Электропневматическое устройство двухпозиционного управления содержит выключатель, который замыкает и размыкает электрическую цепь между батареей и электромагнитным клапаном в приводе золотника. Привод золотника имеет два соленоида ВКЛ./ВЫКЛ. по обеим сторонам поршня. Соленоиды открывают/закрывают подачу воздуха в рабочие камеры поршня. Давление воздуха действует на поршень, который, в свою очередь, перемещает золотник гидрораспределителя в одну или другую конечную позицию. Центрирующая пружина постоянно старается удержать золотник в нейтральной позиции (Рис. 9-10).



Активирован правый соленоид (положение золотника: левое)

Рис. 9-10

Пропорциональный пневматический блок рукояток

Пропорциональный пневматический блок рукояток посылает пневматический сигнал, пропорциональный ходу рукоятки. Сигнал посылается непосредственно на привод золотника.

С функциональной точки зрения, нет разницы между пропорциональным гидравлическим и пневматическим блоками рукояток, за исключением того, что в последнем в качестве среды для сигнала давления используется не масло, а воздух. В пневматической версии по сравнению с гидравлической, трение больше, что даёт больший гистерезис (Рис. 9-11).



Рис. 9-11

Как гидравлические, так и пневматические устройства управления могут быть оснащены различными вариантами рукояток.

Простейшая из них — рукоятка с шаровидным концом. Рукоятки могут быть различной длины, с различными углами и шарами различных размеров и форм, с целью улучшения эргономических показателей.

Некоторые пропорциональные рукоятки имеют также кнопочные выключатели для управления вспомогательными функциями ВКЛ./ВЫКЛ. (Рис. 9-12).

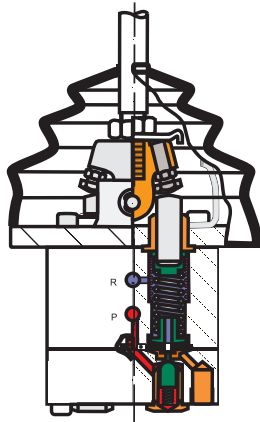


Рис. 9-12 Кнопочный выключатель для управления вспомогательными функциями ВКЛ./ВЫКЛ.

Электрогидравлическое дистанционное управление

Сегодня существует широкий выбор электрогидравлических систем дистанционного управления различной степени сложности. Самое большое их преимущество состоит в благоприятной для оператора рабочей среде. Эти системы бесшумные, излучают мало тепла и просты в установке (Рис. 9-13).



Рис. 9-13 Электрогидравлические системы дистанционного управления

Более того, они позволяют изготовителю машин проектировать кабину с учётом технических требований оператора и машины. Системы на микропроцессорной основе позволяют легко изменять эксплуатационные параметры и модифицировать характеристики машины с возможностью сохранения различных установок оператора.

Прямое управление с помощью координатно-рычажных блоков (джойстиков)

Координатно-рычажный блок (джойстик), рис. 9-14, основан на простом переменном резисторе, или потенциометре, который работает как аттенюатор. Джойстик соединен непосредственно с соленоидом. Это решение может быть применено в системах, где низкие затраты важнее высоких эксплуатационных характеристик. Характеристики можно легко улучшить с помощью сигнала широтно-импульсного модулятора (ШИМ).

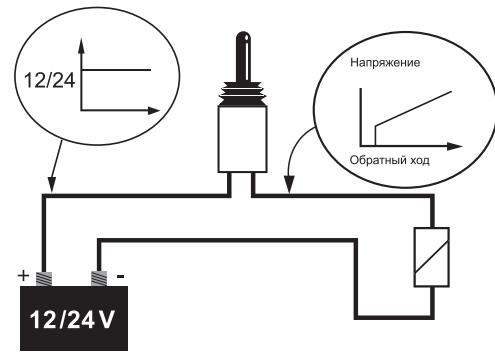


Рис. 9-14

Непрямое управление с помощью координатно-рычажных блоков (джойстиков)

Эта система обычно включает следующие компоненты:

- линейные и/или многоосные координатные рычаги (джойстики) и педали, т.е. устройства дистанционного управления (Рис. 9-15).
- соленоиды для управления управляющим гидроаппаратом, направляющим масло на приводы золотника. (Соленоид служит интерфейсом между электроникой и гидравликой в системе).
- усилители, которые усиливают электрические сигналы, поступающие на соленоиды.

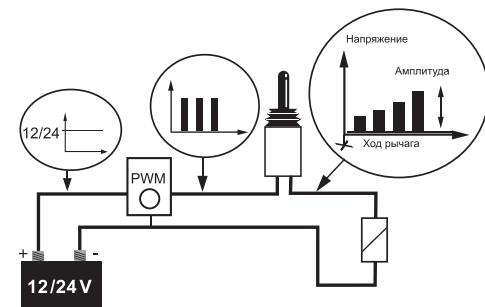


Рис. 9-15

Более совершенная конструкция, изображенная на рис. 9-16, имеет отдельный усилитель для преобразования электрических сигналов с джойстика в регулируемые сигналы для соленоидов гидроаппарата. В этой конструкции напряжение подаётся через командный потенциометр и, в зависимости от направления включения создаёт выходное напряжение в пределах диапазона приложенного напряжения.

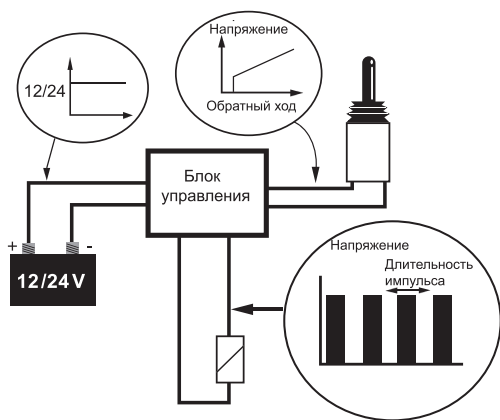


Рис. 9-16

Двухрежимная работа

Некоторые рукоятки управления имеют независимые потенциометры для каждого основного направления или оси. Например, в трёх-пропорциональных конструкциях некоторых рукояток, может быть шесть потенциометров. Подобные конструкции работают в двойном режиме. Преимущества этой конструкции в более высоком разрешении и большей способности удовлетворять высоким требованиям безопасности, например, нейтральный диапазон (зона нечувствительности) может быть от нуля до одного вольта. Ограничением данной конструкции является отдельное подключение для каждого потенциометра. Это приводит к удорожанию усилителя и жгута проводов, поскольку для каждой функции потребуется два входа и двойное число проводов в жгуте (Рис. 9-17).

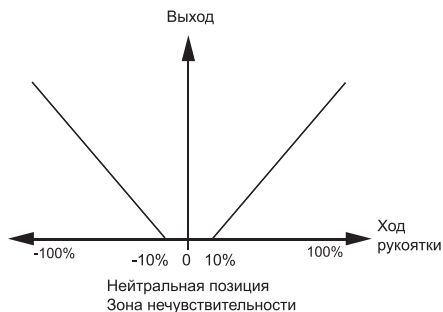


Рис. 9-17

Это ограничение заставило изготовителей применить конструкцию для однорежимной работы с одним потенциометром (Рис. 9-18).

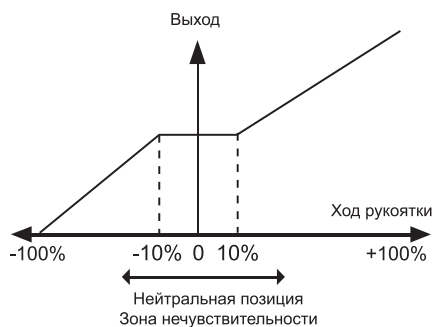


Рис. 9-18

Однорежимная работа

В этом варианте рукоятка работает как делитель напряжения, где нейтральное положение — это половина приложенного питающего напряжения (Рис. 9-19). Это значит, что рукоятка с 5-вольтовым потенциалом будет иметь нейтральную (неактивную) позицию при 2,5 вольта, а ноль и 5 вольт будут означать полную скорость в соответствующих направлениях. Это может представлять большую опасность, если плохой разъём или короткое замыкание (на землю или питание) заставят командный сигнал измениться на ноль или 5 вольт, поэтому рукоятки обычно оснащены встроенным устройством обнаружения повреждений.

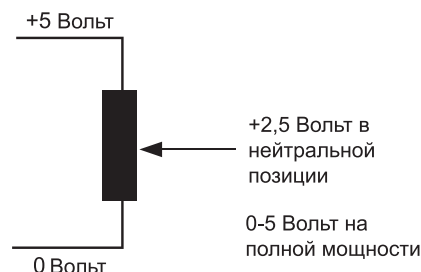


Рис. 9-19

Это может быть осуществлено с помощью концевых резисторов, встроенных в рукоятку для обнаружения неисправностей (Рис. 9-20). Их цель – воспрепятствовать тому, чтобы выходное напряжение достигло земли или питающего напряжения (допустимый диапазон, например, 10-90% приложенного напряжения).

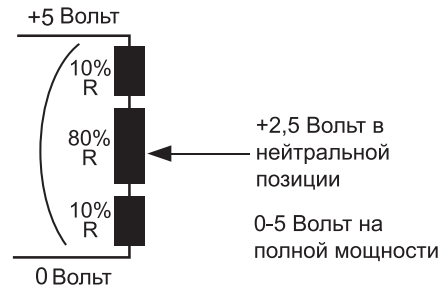


Рис. 9-20

Бесконтактные рукоятки

Недостатком рукояток на основе потенциометра является ограниченный срок службы. После продолжительной эксплуатации дорожка резистора изнашивается, и рукоятка/ потенциометр подлежит ремонту или замене. По этой причине растёт применение бесконтактных датчиков, таких как катушки или датчики Холла.

Датчик Холла обнаруживает изменения в магнитном поле и преобразует их в электрические сигналы. Блоки рукояток с датчиками Холла обычно имеют встроенную электронику, включая схему обнаружения неисправностей (Рис. 9-21). Бесконтактные датчики находят всё большее применение в современных машинах, особенно тех, которые оснащены цифровыми электронными системами дистанционного управления.

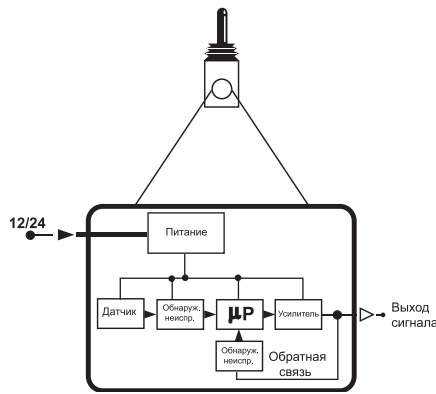


Рис.9-21

Эргономика конструкции кабины Факты об эргономике

Недавно отдел изучения условий работы Шведского института лесного хозяйства провёл основополагающее эргономическое исследование. Им была исследована связь между положением и конструкцией рукояток маневрирования и некоторыми видами профессиональных травм, характерных для операторов машин.

Это исследование сводится к следующему: можно разрабатывать машины с учётом эргономических принципов и без негативных последствий для эффективности работы. Весьма вероятно, что эксплуатационные показатели даже улучшатся.

Статическую нагрузку на уязвимые трапециевидные мышцы можно значительно облегчить посредством установки на подлокотниках элементов управления, приводимых в действие кончиками пальцев (мини-джойстиков) (Рис. 9-22). Опрос, проведенный институтом, показывает, что более 50% всех операторов машин страдают от болей в шее, плечах и спине.



Рис. 9-22 Мини-джойстик

Эти боли вызваны, главным образом, статической нагрузкой на трапециевидные мышцы. При длинном ходе рукоятки оператору приходится держать руку приподнятой над подлокотником, что приводит к статическому напряжению в руке и спине. Точное маневрирование при длинном ходе рукоятки увеличивает растяжение мышц еще больше.

Эти проблемы можно разрешить, конструируя подлокотники и рабочие блоки управления так, чтобы руки действительно опирались на подлокотник. Кроме того, точное управление значительно облегчается за счёт приведения в действие кончиками пальцев, а не ручного управления рукоятками.

Мини-джойстики позволяют оператору производить маневрирование машины посредством управления «кончиками пальцев», таким образом, сводя к минимуму напряжение в запястьях, руках и плечах. Это существенно снизило число травм, связанных с растяжением мышц.

Рукоятки могут быть оптимизированы для индивидуального применения и включать несколько соразмерных функций, а также функции вкл.-выкл. Кроме того, они могут включать механические и/или электрические стопоры, которые блокируют рукоятку в определенном положении. Они могут иметь «фрикционные тормоза», позволяющие рукоятке занимать опциональное положение, т.е. придавать постоянную скорость какой-либо функции хода или вращения (Рис.9-23).

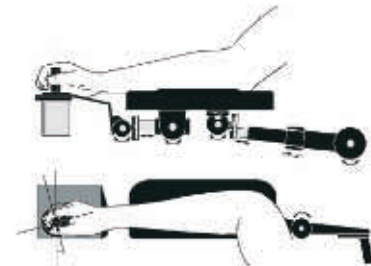


Рис. 9-23

Мини-блок управления упрощает работу операторам машин, страдающим от болей в руках и плечах. Но также важно и то, что блоки управления, расположенные на подлокотниках, сводят к минимуму возможность появления таких проблем в будущем.

Федеральное предприятие лесного хозяйства и отделение лесной техники при сельскохозяйственном университете (SLU) Швеции провели результатное обследование 151 операторов лесотехнических машин через 6 месяцев после перехода на мини-рычаги. Исследование выявило положительную тенденцию не только в отношении проблем с плечами и шеей, но и с руками, кистями рук и пальцами.

Большинство операторов считают, что с мини-рукоятками управление машиной проходит более плавно и легко. Диаграмма показывает, сколько операторов оправилось от травм благодаря использованию мини-рукояток, см. рис. 9-24.

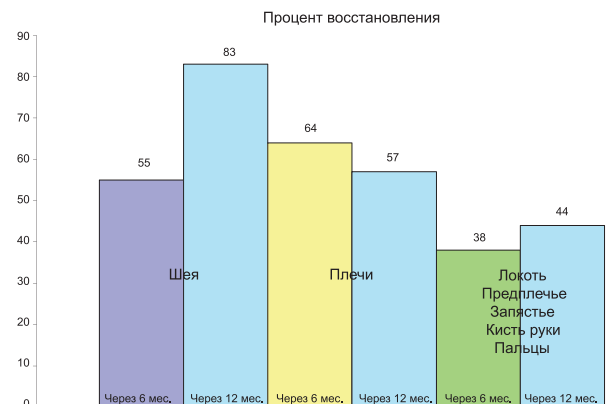


Рис. 9-24

Усилители обратной связи по току

Гидравлическое давление на выходе из через пропорционального пилотного гидроаппарата прямо пропорционально электрическому току, проходящему через его соленоид. Однако сопротивление соленоида меняется в зависимости от температуры. Чем выше температура, тем больше сопротивление (при положительном температурном коэффициенте), тем ниже ток, проходящий через соленоид, и ниже выходное давление.

Для компенсации этого в большинстве усилителей приводов предусмотрены схемы обратной связи по току. Это предполагает, что когда температура соленоида возрастает (а с ней и сопротивление), усилитель увеличивает прикладываемое к соленоиду напряжение для поддержания тока на прежнем уровне. Таким образом, схема обратной связи по току компенсирует потери в жгутах проводов и/или электрических разъёмах, а также колебания питающего напряжения (Рис. 9-25).

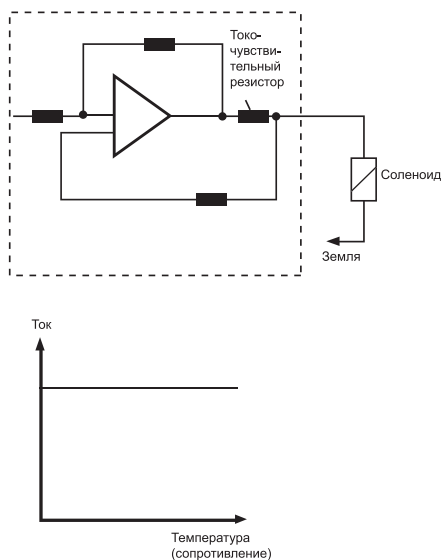


Рис. 9-25

Начальный и конечный ток

Начальный ток (иногда называемый пороговым) регулируется так, что он лишь начинает движение гидравлической функции, в то время как конечный ток определяет максимальную скорость функции. Важно, чтобы величина тока регулировалась точно, с целью достижения максимального разрешения (Рис. 9-26).

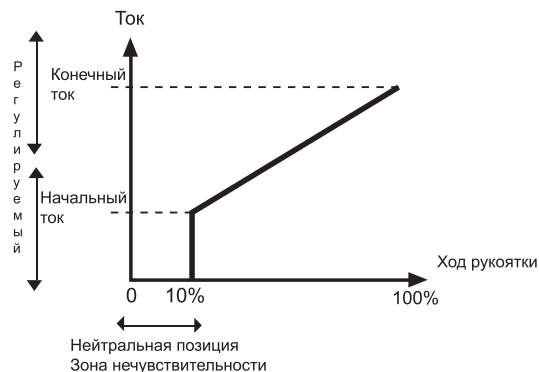


Рис. 9-26

Некоторые системы могут содержать функции типа «регулировка точного метража». В этом случае разрешение выше в начале хода рукоятки (Рис. 9-27).

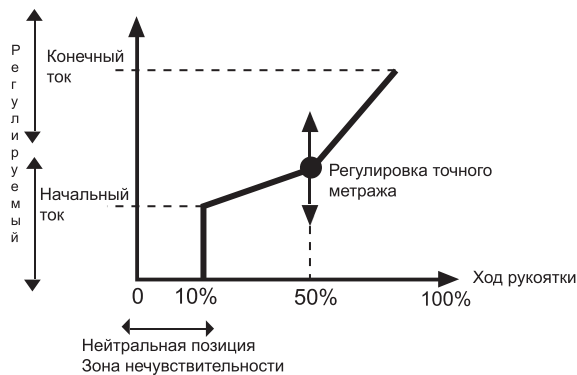


Рис. 9-27

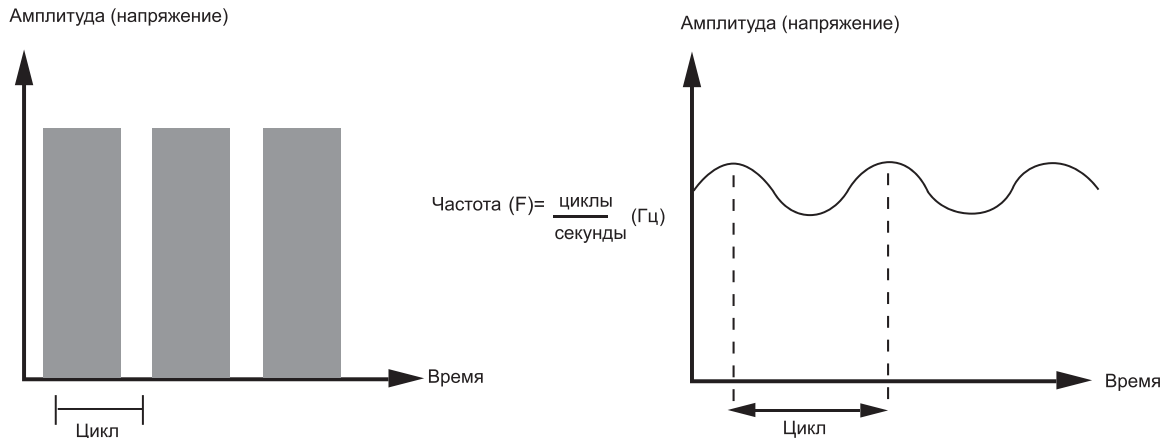


Рис. 9-28

Гистерезис

Гистерезис как в приводе золотника, так и в золотнике главного распределителя можно уменьшить, подавая на соленоиды сигнал «пульсирующего тока». Это обычно называется «возмущением». Возмущение может перекрывать сигнал ШИМ или может представлять собой синусоиду поверх сигнала постоянного тока. Импульсы должны быть определенной частоты, обычно между 50 и 200 Гц, хотя в некоторых промышленных условиях они могут достигать 40000 Гц (Рис. 9-28).

Слишком малая частота возмущения может ощущаться как незначительные вибрации, в то время как слишком высокая приведет к увеличенному гистерезису (плохое разрешение). Правильная частота является оптимальным значением между этими двумя крайностями.

Скорость изменения сигнала (рампа)

Для получения характеристик «плавного или мягкого» управления, большинство операторов предпочитают время линейного нарастания в начале и в конце функции. Изменяющиеся сигналы также увеличивают срок службы системы, как в гидравлическом, так и в механическом отношении. Сигнал может изменяться линейно, либо нелинейно. Изменяющиеся сигналы обычно регулируются электроникой и могут храниться в памяти цифровой системы дистанционного управления. Это позволяет хранить различные установки для различных операторов и различных рабочих ситуаций. См. рис. 9-29.

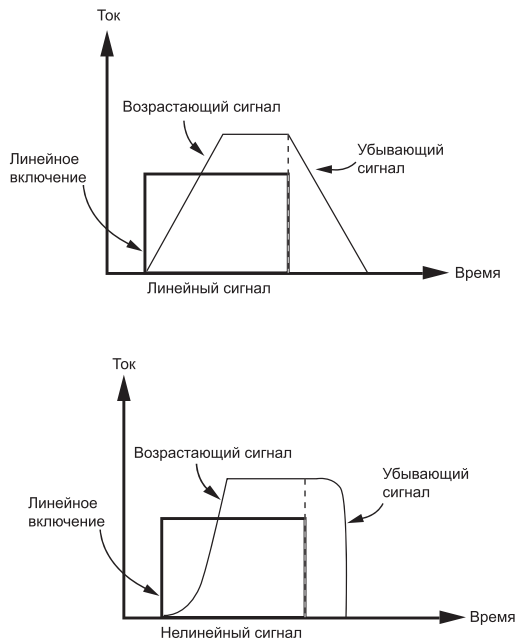


Рис. 9-29

Пропорциональные соленоиды

Пропорциональный соленоид служит интерфейсом между гидравликой и электроникой в электрогидравлической системе дистанционного управления. Питание соленоидов может быть от переменного или постоянного тока, который

является наиболее распространённым в мобильных машинах.

Когда для пропорциональных соленоидов используется питание постоянного тока, сигнал часто накладывается на сигнал возмущения, что уменьшает гистерезис в управляемых гидравлических узлах.

Пропорциональные соленоиды часто используются для управления золотниками или тарельчатыми клапанами в гидрораспределителях. Их можно применять для управления многими функциями, например, снижение давления, разгрузка давления, размыкание цикла, направление потока и т.д. (Рис. 9-30).

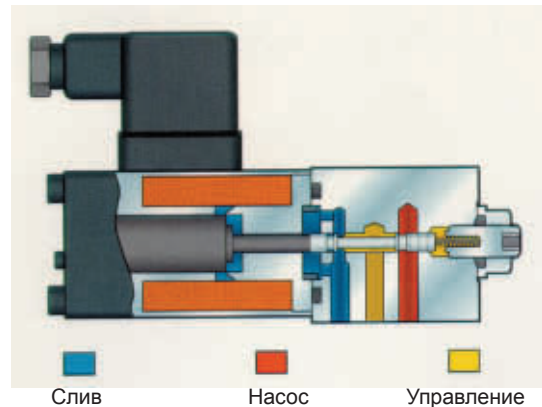


Рис. 9-30 Пропорциональный соленоид

При использовании для управления клапанами вкл.-выкл. соленоид обычно получает только 2-уровневый сигнал (0 или максимальный). Соленоиды, контролируемые управляющие клапаны тарельчатого типа, можно заставить имитировать пропорциональную гидравлическую функцию. Один из видов этого типа соленоидов функционирует от пульсирующего сигнала переменного рабочего цикла. См. также главу 8 «Приводы золотника».

Связь

Электронное дистанционное управление, будь то аналоговое или цифровое, должно быть электрически соединено с соответствующим оборудованием. Жгуты проводов в мобильном применении имеют очень большое значение. Электронике зачастую приписывают сбои, которые следовало бы относить к плохому соединению или обрыву проводов. В нижеследующих разделах дан обзор некоторых различий между аналоговой и цифровой связью, а также возможных проблем в этом отношении.

Аналоговая передача

Существует два основных способа связи между электронными блоками в системе ДУ. Самый распространенный – посредством аналогового сигнала. Аналоговый сигнал – это постоянно изменяющийся сигнал, который может измеряться в вольтах или амперах и сбой которого очень легко устранять. В большинстве случаев достаточно стандартного универсального измерительного прибора (Рис. 9-31).

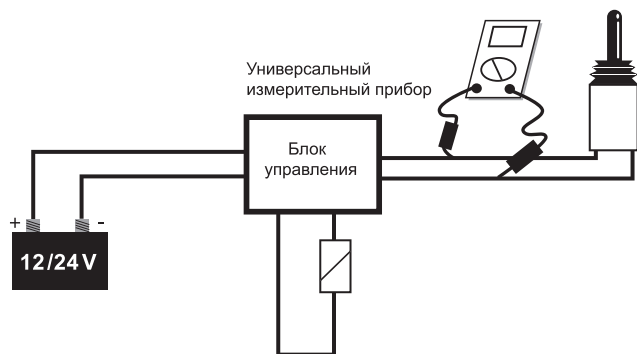


Рис. 9-31

Рукоятки и блоки управления для аналоговых систем предлагают многие производители. Такие компоненты будут работать почти в любой сфере применения. Это позволяет соединять вместе разные изделия, при условии, что они работают в пределах одного диапазона сигнала.

Джойстик, работающий как делитель напряжения, будет производить выходной сигнал, пропорциональный ходу рукоятки. Как отмечалось в разделе о рукоятках, могут возникнуть проблемы в жгуте проводов из-за плохого соединения или чрезмерно длинных кабелей между джойстиком и усилителем. Показание сигнала 4.0 вольта на джойстике может дать только 3.9 вольта на усилителе. Приведенная в действие функция будет выполняться медленнее, чем ожидается. В некоторых аналоговых системах это может быть проблемой. См. рис. 9-32.

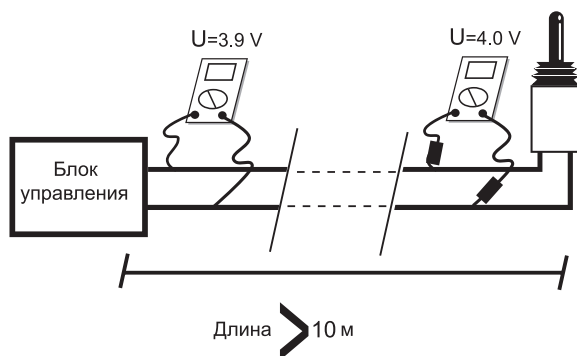


Рис. 9-32

Например, система, использующая рукоятки на основе потенциометров с 5-вольтным потенциалом, будет иметь 2,5 вольта в нейтральной позиции. Любое другое значение кроме этого будет опасным, если система не может распознавать 0 и 5 вольт, как неисправность. Поэтому многие системы имеют уровень безопасности на 0 вольт и на питании (обычно 5 вольт) (Рис.9-33).

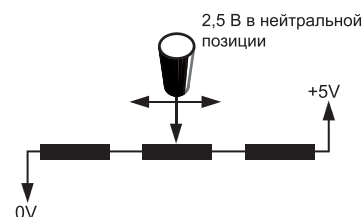
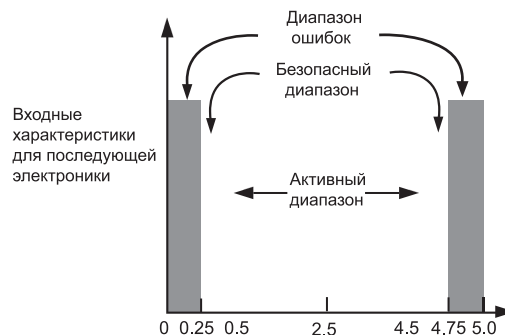


Рис. 9-33

Цифровая передача

При цифровой связи между компонентами (или узлами) не возникает тех проблем, которые возникают при аналоговой. Здесь сообщения отсылаются через «последовательный канал», который может состоять лишь из двух скрученных проводов. Каждый компонент/узел имеет свой собственный конкретный адрес и «слушает» только те сообщения, которые пересылаются на этот адрес. Если приёмник не может прочитать сообщение, он закрывает выход и переводит систему в заранее установленный режим безопасности. Это обычно предполагает, что машина может работать только определённым запрограммированным способом. То, как будет работать машина в действительности, должно быть определено/изучено с помощью анализа режима и последствий неисправности, с целью обеспечения безопасного решения.

Неисправности цифровой системы устраняются не так легко, как неисправности аналоговой: для этого обычно требуется ПК со специальным программным обеспечением. Однако некоторые системы имеют «встроенные средства искусственного интеллекта», которые сообщают оператору посредством дисплея или светового индикатора о том, какая неисправность произошла в системе (Рис. 9-34).

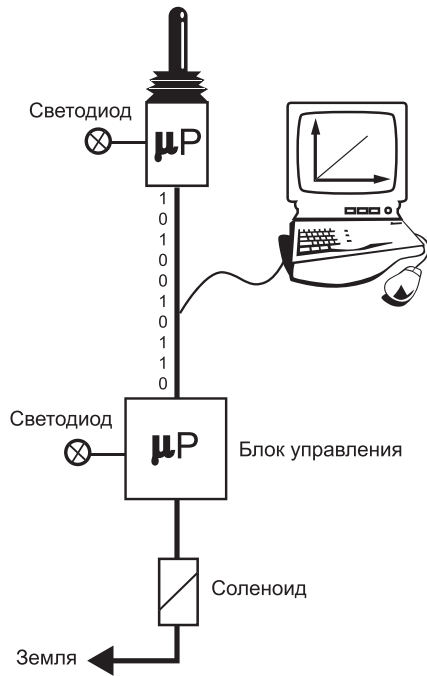


Рис. 9-34

Каналы связи

Имеются различные типы каналов связи. Наиболее распространенный – стандартный последовательный канал связи RS232 в ПК. Канал в мобильном применении обычно представляет собой скрученный двужильный провод между всеми узлами/компонентами. Сообщения передаются по каналу (проводу) с определенной скоростью (кбит/с), и каждое сообщение имеет определенную длину (в байтах). Имеется протокол, описывающий процедуру того, как узел должен читать и толковать сообщение по каналу. С целью минимизации отражения и помех от прочего электрооборудования, канал с обоих концов должен иметь концевую заделку.

Представляется, что стандартом в мобильном применении становится шина сети CAN (локальная сеть контроллеров). Хотя имеется множество протоколов, лишь немногие стандартизованы, например, J1939, и в некоторой степени CAN Kingdom. Подробное рассмотрение систем «шин» не является частью данного пособия. Дополнительную информацию можно найти в специальных учебных пособиях.

Модель системы

В течение некоторого времени наблюдается тенденция к электронному управлению в гидросистемах мобильного применения. Компьютерная эра сыграла большую роль в продвижении к так называемым «смарт-системам».

Функции

На рис. 9-35 показаны типичные функции, которые могут управляться/контролироваться в мобильной машине.

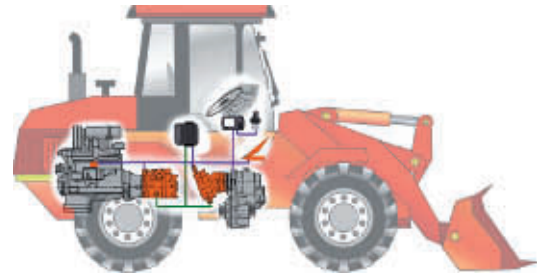


Рис. 9-35 Функции, которые могут управляться/контролироваться

Датчики

«Смарт-системе» требуется большой объем информации о работе машины. Она получает её с помощью стратегически размещенных датчиков, которые осуществляют обратную связь с системой управления. Подобные датчики могут, к примеру, дать информацию о следующем:

- положение гидравлических цилиндров, определяемое линейными и угловыми датчиками;
- давления в гидросистеме, трансмиссии и коробке передач;
- температура рабочей жидкости гидросистемы, двигателя, охлаждающей воды и т.д.;
- частота вращения двигателя, коробки передач, гидромоторов/насосов в мин⁻¹, определенная частотными датчиками;
- выравнивание или позиционирование по отношению к земле с помощью уклономера.

Датчики могут быть основаны на аналоговых компонентах или на аналоговых компонентах с цифровыми преобразователями.

Некоторые высокочувствительные датчики оснащены встроенным процессором, который может быть соединен с каналом связи и стать узлом системы (Рис. 9-36).



Рис. 9-36

Модульная конструкция

Современные системы управления основаны на гибком модульном принципе и обычно включают дисплей и главный блок управления вместе с определенным программным обеспечением. В зависимости от сложности системы,

она может быть расширена с помощью последовательной шины, обычно шины сети CAN, для связи с блоками расширения.

Блок расширения обычно имеет достаточно входов и выходов для управления всей функцией, например, работой гидравлики крана.

Главный блок управления

Главный блок управления – центральный блок системы, в который загружено и в котором хранится определенное программное обеспечение. В блоке также хранятся установки, параметры, графики и тексты, к которым имеет доступ только уполномоченный персонал. См. раздел «Связь с системой» ниже.

Интерактивный дисплей

Интерактивный дисплей является одним из способов связи с системой. Второй способ — это обычно связь через ПК, который даёт возможность расширенного считывания данных системы, а также может быть использован для её регулирования.

Главная функция дисплея состоит в том, чтобы дать возможность оператору и сервисному персоналу связываться с системой транспортного средства через блок, который всегда находится на машине.

Блок управления предоставляет постоянно обновляемую информацию по транспортному средству, как-то: его скорость и частота вращения двигателя, показания давления и температуры. Он в состоянии заменить множество обычных для большинства машин приборов.

Конкретная эксплуатационная информация о состоянии нагрузки, запас до перегрузки, и прочие критические контрольные данные могут быть представлены графически. При необходимости, внимание оператора может быть привлечено посредством сигнализации, автоматического замедления или остановки конкретных функций машины.

Дисплей может также получать информацию от оператора во время регулирования (настройки) отдельных функций. Некоторые установки могут быть сохранены для конкретных условий работы или для других операторов, если машина работает больше, чем в одну смену в сутки.

В процессе устранения неисправностей и обслуживания сигнализация и способность считывать статусные и фактические значения всех входов и выходов в системе позволяют быстрее идентифицировать вероятные ошибки. См. рис. 9-37.



Рис. 9-37

Блоки расширения

Блоки расширения используются в более передовых системах, где требуется несколько входов и выходов. Типичные примеры — это системы, управляющие лесозаготовительными машинами, экскаваторами, канавокопателями/погрузчиками и автомобильными кранами.

В этих случаях система расширяется блоками расширения, подсоединенными через последовательную шину, в зависимости от типа сигналов, которые необходимо добавить. Иногда может оказаться экономичнее добавить блок расширения с целью уменьшения числа кабелей, так как система шин CAN обычно нуждается только в двух проводах для шины и двух для электропитания.

Для уменьшения числа кабелей можно использовать и другие компоненты на основе шины CAN, например, джойстики.

Связь с системой

При пуске и оценке машины «с искусственным интеллектом» для поддержки связи с системой обычно используется программа Windows на базе ПК. Программа оперирует функциями конфигурации и измерения, статусом обновления аппаратуры и программного обеспечения, авторизацией системы и отображением текстов на выбранных языках, а также информацией о конкретной машине.

Во время конфигурирования устанавливаются «канальные значения» для всех входов и выходов. Примеры этого могут включать минимальные и максимальные значения тока на выходе либо коэффициенты пересчёта и логические операторы для входов. Частью конфигурации является и «Установка параметров» для функций машинной техники, таких как: регулировка двигателя, переключение и контроль передач, а также ограничивающие функции для давления и температуры (Рис. 9-38).

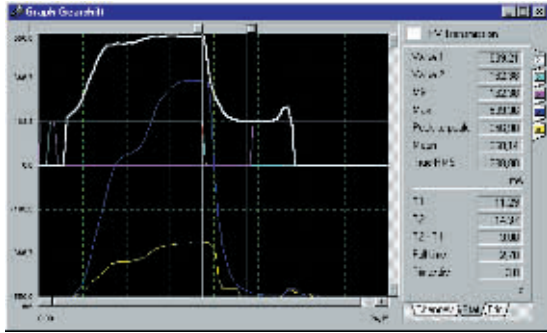


Рис. 9-38

Стандартные функции – управление двигателем

Целью прикладного программного обеспечения является управление взаимодействием между различными подсистемами машины. Поскольку часто это связано с проблемой оптимизации крутящего момента и частоты вращения двигателя в различных рабочих ситуациях, почти все системы управления машин включают то или иное электрическое или электронное управление двигателем.

Путём управления топливным насосом и определения частоты вращения двигателя можно измерять нагрузку на единицу его мощности. Потребление мощности можно затем регулировать ручной коррекцией согласно предустановленному порядку очередности одновременно работающих функций. Правильные «регулировка мощности» и «распределение очередности» у высокоэффективной машины приводят к снижению расхода топлива и уровня шума, а иногда и к уменьшению потребляемой мощности в л.с. и размера двигателя.

Управление трансмиссией

Информация, полученная от стратегически размещенных датчиков, может быть использована для управления трансмиссией в транспортном средстве. Могут управляться как гидростатические, так и гидродинамические системы с коробками передач, обеспечивающими переключение скоростей под нагрузкой. Система может поддерживать тяговое усилие в любой рабочей обстановке без глушения машины.

Управление температурой

Контроль температуры, например, в коробке передач, может служить для оповещения оператора о слишком высокой температуре. Если температура будет продолжать расти, скорость транспортного средства можно линейно снизить, пока температура не вернется к нормальным значениям. Если температура поднимается выше допустимого максимума, может быть разрешено продолжать работу, но с меньшей мощностью, либо должна быть выполнена полная остановка (Рис. 9-39).

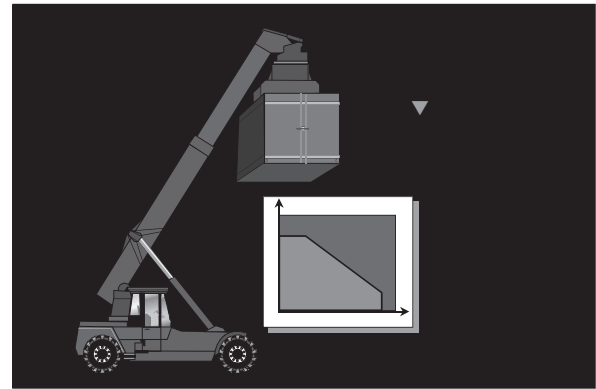


Рис. 9-39

Управление краном

Для достижения максимально возможной производительности крана, должна быть обеспечена возможность отдельной установки для каждой гидравлической функции, начального и конечного токов. В идеале должна быть предусмотрена возможность установки для каждой функции своего изменяющегося сигнала и дискретности, а также сохранения их в памяти отдельно для каждого оператора и конкретных рабочих ситуаций.

С помощью позиционных датчиков обратной связи можно ограничивать ход цилиндра и уменьшать скорость нагрузки, когда цилиндр приближается к конечному положению. Последнее значительно снижает риск усталости металла и увеличивает срок службы цилиндра/машины (Рис. 9-40).

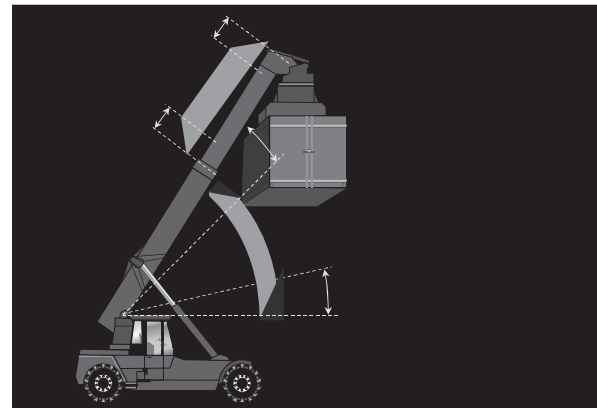


Рис. 9-40

Легко могут выполняться и другие функции, такие как защита от перегрузки и поддержание частоты вращения или положения привода, а также зонный контроль. «Смарт-система» может управлять множеством функций (Рис. 9-41). Возможности ограничены лишь творческим потенциалом разработчика.

Глава 10

Рабочие жидкости для гидросистем

Жидкости, используемые в гидросистемах, выполняют две чрезвычайно важные функции:

- смазку компонентов системы
- передачу гидравлической энергии через систему в точку её использования

Данная глава, описывающая рабочие жидкости для гидросистем, подразделяется на описание трёх видов рабочих жидкостей:

1. Жидкости на углеводородной основе (стр. 1)
2. Огнестойкие жидкости (стр. 14)
3. Биоразлагающиеся жидкости (стр. 21)

Рабочие жидкости на углеводородной основе

Традиционно рабочая жидкость гидравлической системы включает смесь нафталинового масла и масляных дистиллятов из нефти парафинового основания в пропорции, которая обеспечивает возможность ее применения в гидросистеме (рис. 10-1).

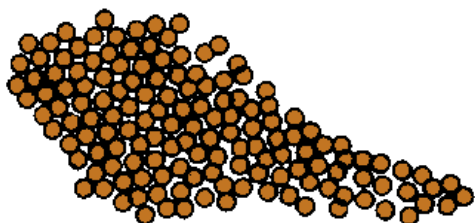


Рис. 10-1: Молекулы в нефтяном гидравлическом масле

Как уже было сказано, гидравлическая рабочая жидкость представляет собой среду, которая в гидросистеме переносит энергию с насоса на исполнительный орган (рис. 10-2).

Целью данного раздела является подробное рассмотрение некоторых характеристик рабочих жидкостей на углеводородной основе.



Рис. 10-2: Передача энергии в гидросистеме

Помимо функции переноса энергии нефтяное гидравлическое масло предназначено для смазки элементов. Начнем лекцию с описания принципа смазки.

Смазка

Смазка – это процесс уменьшения трения взаимодействующих поверхностей подвижных элементов. Смазка является чрезвычайно ответственной функцией гидравлической рабочей жидкости. В условиях отсутствия смазки компоненты системы вследствие трения подвергаются чрезмерному изнашиванию и нагреванию.

Трение

Трение представляет собой силу, при создании которой перемещение подвижного элемента может замедлиться или прекратиться. Предположим, стальной брусок с чистой, сухой поверхностью лежит на таком же бруске. При попытке смещения бруска по опорной поверхности ощущается сопротивление, которое создается силой трения. Сила трения возникает вследствие шероховатости поверхностей и термического соединения гладких металлических поверхностей. На поверхности обычного компонента, внешне совершенно гладкой, при увеличении заметны неровности, которые невозможно устранить даже самыми прогрессивными способами обработки (рис. 10-3).

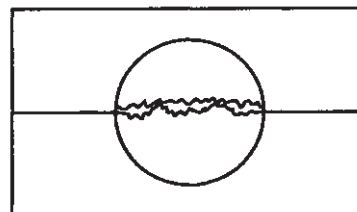


Рис. 10-3: Увеличенное изображение двух гладких поверхностей

В процессе трения поверхностей на них образуются бороздки и разрывы, и происходит их существенное изнашивание. Чем грубее поверхность и выше усилие скольжения, тем выше создающаяся сила трения. Сила трения также может создаваться в результате образования бесконечно малых участков сваривания, обычных при взаимодействии металлов. По мере приложения усилия на сопряжённые поверхности, происходит деформация рельефных пиков металла вплоть до тех пор, когда образуется участок с площадью, достаточно большой, чтобы обеспечить опору для приложенного усилия. В результате, как правило, в точках контакта материала создаются спайки (рис. 10-4).

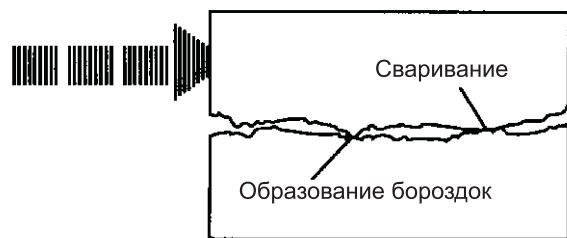


Рис. 10-4: Трение двух металлических поверхностей

В процессе взаимного перемещения поверхностей эти спайки разрываются, что способствует созданию силы трения. Ранее было показано, что жидкость, состоящая из непрерывно движущихся молекул, может принимать форму сосуда, в котором она находится. Кроме того, упоминалось, что жидкости имеют гидравлическое сопротивление, известное как вязкость. Далее мы рассмотрим, каким образом способность нефтяного масла к удерживанию на поверхностях и степень его вязкости влияет на образование смазочной пленки.

Жидкая пленка

Трение металлических поверхностей можно существенно снизить за счет внедрения между ними смазочной пленки. Эффект отсутствия смазочной пленки между подвижными компонентами можно сравнить с лодочной греблей на земле (рис. 10-5).



Рис. 10-5: При отсутствии смазочной пленки сила трения увеличивается

Смазочную пленку образует любая жидкость, однако эффективность одних жидкостей выше, чем других. Например, сначала в гидравлических системах использовалась вода, но она оказалась малоэффективной при промышленном использовании, поскольку водяная жидкая пленка недолговечна. Нефтяное масло – хороший смазочный материал, так как оно образует устойчивую жидкую пленку.

Смазывающая способность

Смазывающая способность подразумевает возможность жидкости образовывать устойчивую жидкую пленку между поверхностями контакта. Это свойство описывается:

- толщиной естественной жидкостной пленки
- способностью жидкости прилипать к поверхности

Нефтяные масла обладают хорошей смазывающей способностью. Гидравлическая жидкость на основе нефтяного масла, нанесенная на поверхность при комнатной температуре, смачивает поверхность, или прилипает к ней за счёт вторичной жидкостной пленки (рис. 10-6).

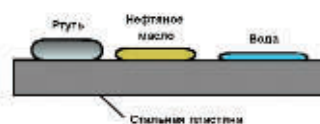


Рис. 10-6: Нефтяное масло и вода смачивают поверхность, ртуть – не смачивает.

Вода, нанесенная на металлическую поверхность без покрытия в аналогичных условиях, смачивает поверхность, однако водяная жидкая пленка очень тонкая и поэтому легко проникаемая. Эти качества обуславливают низкую смазывающую способность воды.

Если проделать эту же процедуру с ртутью, образуется жидкая пленка большой толщины, которая отличается весьма низкой способностью прилипания к стальной поверхности. Известно, что ртуть можно разбить на множество мелких шариков. Даже в этом случае, когда толщина жидкой пленки мала, смазывающая способность ртути будет низкой, поскольку она не прилипает к стальной (металлической) поверхности.

Жидкость с высокой смазывающей способностью прилипает к поверхности и образует жидкую пленку существенной толщины. Из всего ассортимента рабочих жидкостей для гидравлических систем самой высокой смазывающей способностью обладает нефтяное масло.

Влияние параметра текучести на работу системы

Вплоть до настоящего времени требования к гидравлическим рабочим жидкостям на углеводородной основе включали две основные функции:

- среда переноса энергии
- смазка внутренних подвижных компонентов системы.

Реализация этих функций и, соответственно, эффективность гидросистемы в целом зависят от характеристик текучести рабочей жидкости, которая, пожалуй, является наиболее существенным параметром гидравлической жидкости на углеводородной основе. В следующем разделе мы рассмотрим термин "текучесть".

Мы узнаем, каким образом измеряется текучесть материалов и каким образом эта характеристика влияет на выработку тепла, смазывающую способность материалов, гидродинамическую смазку и текучесть в узком пространстве. Начнем с молекулярного состава.

Молекулы жидкости

Как любая жидкость, гидравлическая рабочая жидкость на основе углеводородов образована взаимно притягивающимися молекулами (рис. 10-7). Сила притяжения молекул жидкости значительно выше, чем молекул газа, однако ниже, чем молекул твердых тел, в которых молекулы находятся в сравнительно фиксированном положении.

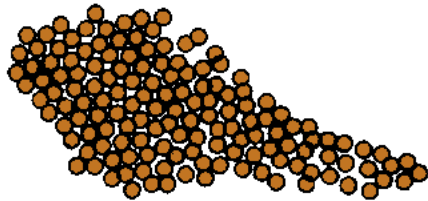


Рис. 10-7: Молекулы жидкой среды

Молекулы жидких сред свободно перемещаются относительно друг друга и, фактически, они находятся в постоянном движении (рис. 10-8).



Рис. 10-8: Молекулы жидкостей перемещаются свободно

Вязкость

Вязкость, или текучесть – это сопротивление молекул жидкости при перемещении относительно друг друга; текучесть представляет собой один из видов внутреннего трения. Примером жидкости с высокой вязкостью может служить мёд или патока; вода или растительное масло относятся к жидкостям с низкой вязкостью.

Изменение вязкости под воздействием тепла

Как упоминалось ранее, жидкость образована молекулами, которые притягиваются друг к другу и находятся в постоянном движении. Некоторые специалисты предполагают, что чем медленнее перемещаются молекулы,

тем выше сила их притяжения и, следовательно, тем выше гидравлическое сопротивление данной жидкости.

Молекулы патоки, которая хранилась в холодильнике, перемещаются очень медленно, а сила их взаимного притяжения очень велика; охлажденная патока имеет очень высокое гидравлическое сопротивление и низкую текучесть. Для того, чтобы пропустить такую жидкость через воронку, потребуется немало времени (рис. 10-9).

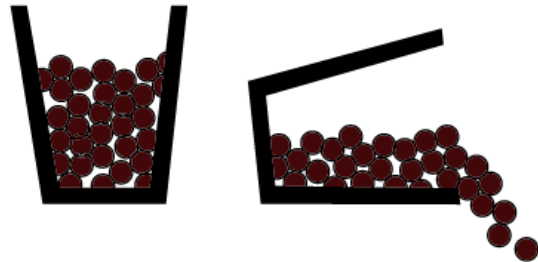


Рис. 10-9: Жидкость с высокой вязкостью течет медленно.

При нагревании патоки молекулам передается энергия тепла, скорость молекулярного движения увеличивается, при этом уменьшается сила притяжения молекул. В результате снижения гидравлического сопротивления и повышения текучести нагретая патока легко протекает через воронку (рис. 10-10).

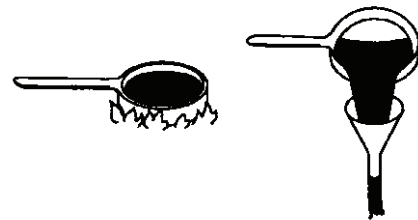


Рис. 10-10: При нагревании вязкость жидкости снижается

Таким образом, при повышении температуры вязкость жидкостей уменьшается.

Сантистокс

В метрической системе СИ единицей измерения вязкости жидкостей является сантистокс, сокращенно "сСт".

Универсальная секунда по Сейболту

В британской системе мер и весов единицей измерения вязкости жидкостей является универсальная секунда по Сейболту, сокращенно "SUS" или "SSU".

ПРИМЕЧАНИЕ: Прямой зависимости между универсальной секундой по Сейболту (SUS) и сантистоксом (сСт) нет.

Универсальная секунда по Сейболту названа в честь Джорджа М. Сейболта, который в 1919 г. предложил Американскому бюро стандартизации свой вискозиметр Сейболта – устройство для измерения вязкости материалов.

При использовании вискозиметра Сейболта жидкость заливается в устройство и нагревается до определенной температуры. После нагрева жидкости на дне емкости открывается кран и одновременно включается секундомер. Жидкость вытекает через отверстие определенного диаметра в колбу до тех пор, когда в колбе набирается 60 мл (около двух жидких унций) (рис. 10-11).

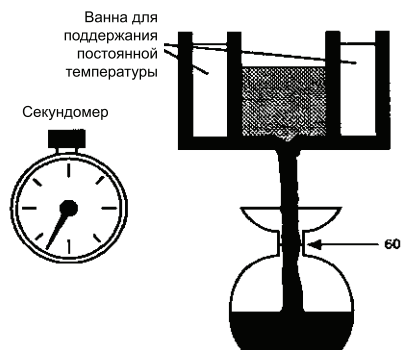


Рис. 10-11: Вискозиметр Сейболта

С помощью секундомера определяют время, в течение которого наполнилась колба. Результат измерения является показателем вязкости данной жидкости в секундах по Сейболту. Если для заполнения колбы маслом, нагретым до 38°C (100°F), потребовалось 143 секунды, вязкость масла составляет 143 SUS при 38°C (100°F), что соответствует приблизительно 31 сСт. Если это же масло при температуре 54°C (130°F) наполнило колбу за 82 секунды, его вязкость составляет 82 SUS при 54°C (130°F), или приблизительно 18 сСт. Показатель вязкости всегда связан с температурой. Однако часто можно услышать “масло с вязкостью 150 SUS”, или “32 сСт”. В таких случаях подразумевается, что температура жидкости составляет 38°C (100°F).

Изменение вязкости под воздействием давления

Текущесть жидкости зависит от давления в системе. По мере увеличения давления в системе наблюдается повышение вязкости рабочей жидкости. Это явление проиллюстрировано на графике (рис. 10-12).

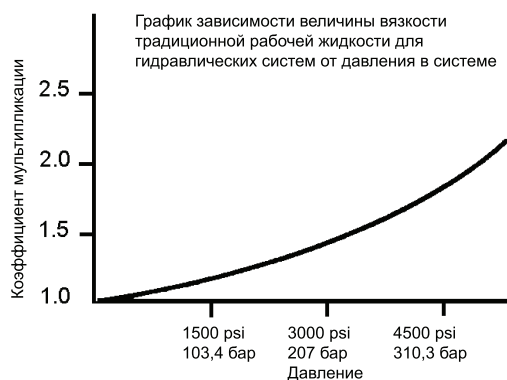


Рис. 10-12: Повышение вязкости при увеличении давления

На графике видно, что при увеличении давления в системе с нуля до 200 бар (3000 фунтов/кв.дюйм) наблюдается снижение текучести традиционной рабочей жидкости для гидравлических систем на 40 %.

Взаимосвязь вязкости и тепловыделения

Показатель вязкости гидравлической рабочей жидкости на основе углеводородов влияет на выработку тепла. Низкотекучая жидкость с вязкостью 100 сСт (500 SUS), с достаточно большим внутренним гидравлическим сопротивлением, способствует более сильному тепловыделению в системе по сравнению с жидкостью с низкой вязкостью 32 сСт (150 SUS). В большинстве гидросистем применяется рабочая жидкость с вязкостью 32-55 сСт (150-250 SUS) при температуре 38°C (100°F).

Изготовители компонентов представляют свои рекомендации по диапазону характеристик вязкости используемой жидкости.

Взаимосвязь вязкости и смазывающей способности

Поскольку речь идет о сопротивлении, на первый взгляд может показаться, что вязкость – параметр не критический. Однако, показатель вязкости жидкости чрезвычайно важен, поскольку от него зависит степень смазывающей способности жидкости.



Рис. 10-13: Чем выше показатель вязкости, тем больше толщина смазочной пленки.

На рисунке проиллюстрирована зависимость смазывающей способности масла от его прилипания к металлической поверхности и создания вторичной пленки; таким образом, показатель вязкости имеет значение при образовании жидкой пленки (рис. 10-13).

Чем выше вязкость, тем больше толщина жидкой пленки. Разумеется, что при этом жидкость должна быть достаточно текучей, поэтому при определении диапазона вязкости рабочей жидкости гидросистемы необходим некоторый компромисс между возможностью образования жидкой пленки, и ее текучестью.

Взаимосвязь вязкости и гидродинамической смазки компонентов

Одной из наиболее важных характеристик гидравлической рабочей жидкости на основе углеводородов является ее возможность образовывать надежную, прочную жидкую пленку. Это качество называется смазывающей способностью.

Может создаться впечатление, что жидкая пленка не может сохраняться на поверхностях контакта подвижных

компонентов, поскольку при быстром движении на поверхности происходит ее удаление. Однако, как только начинается перемещение компонентов вязкость жидкости обычно не позволяет, чтобы это произошло.

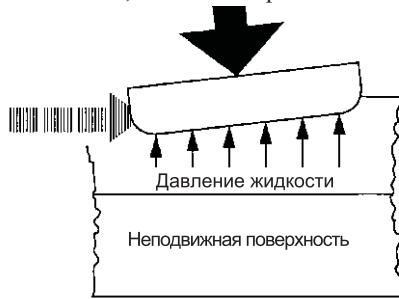


Рис. 10-14: Гидродинамическая смазка

Металлический брусок, погруженный в масло и опирающийся на неподвижную металлическую поверхность, отделен от нее жидкой плёнкой. Когда к бруску прикладывается усилие сдвига, его ведущий конец приподнимается, поскольку масло благодаря вязкости создает сопротивление естественному движению (рис. 10-14). При этом жидкость под бруском принимает клиновидную форму, и брусок перемещается по жидкости аналогично тому, как лодка перемещается по воде. Пока давление, приложенное на перемещающийся брусок, не превышает заданных пределов, клиновидный слой рабочей жидкости может противостоять разрыву. Это явление известно как гидродинамическая смазка.

Жидкости с низкой вязкостью, например, вода, в условиях быстрого перемещения и высокой нагрузки быстро удаляются. Клин не сможет сформироваться в полной мере, и в результате на поверхности остается тонкая плёнка, подверженная разрыву.

Этот гидродинамический процесс обеспечивает смазку компонентов системы в процессе их перемещения. Однако, способность жидкости к образованию стабильной и надежной жидкой плёнки (смазывающая способность) в особенности важна в момент пуска системы либо при приложении избыточного усилия перемещения компонента по клиновидному слою жидкости.

Взаимосвязь вязкости и текучести в узком пространстве

Еще одним существенным результатом, связанным с вязкостью жидкости, является возможность уменьшения потока в зазорах между сопряженными подвижными компонентами. Большинство внутренних подвижных компонентов гидросистемы не оснащено уплотнениями, полностью предотвращающими утечку. Чаще используется уплотнение с металлическим контактом, которое предусматривает постоянную утечку смазки через зазор.

Уплотнения с металлическим контактом устанавливаются на следующих компонентах:

- на поршневых насосах, между поршнем и стенками рабочей камеры в роторе
- на шестерённых насосах, между зубчатым колесом и корпусом

- на пластинчатых насосах, между кромкой пластины и статорным кольцом
- в цилиндрах, между поршневым кольцом и зеркалом цилиндра
- на регулирующем клапане, между золотником и корпусом клапана.

Для повышения эффективности уплотнения зазоры между подвижными компонентами должны быть минимальными. Тем не менее, даже при минимальной величине зазоров жидкость может протекать в них и обеспечивать смазку компонентов.

Размер зазоров должен учитывать факторы уплотнения, смазки и текучести жидкости (рис. 10-15).

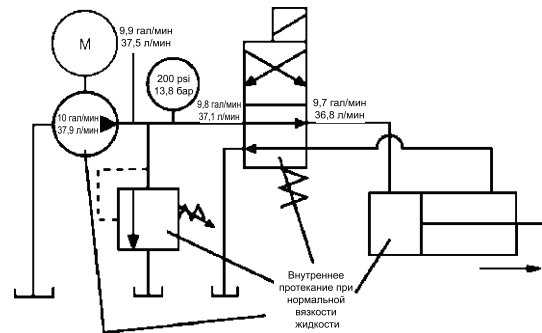


Рис. 10-15: Внутреннее протекание среды при номинальной вязкости рабочей жидкости

Зазоры между внутренними подвижными компонентами гидросистемы подобны измерительным отверстиям, обеспечивающим постоянный контроль расхода смазочного материала. Аналогично любому иному отверстию, характеристики течения жидкости по зазору между компонентами зависят от вязкости жидкости.

Если вязкость жидкости высокая, интенсивность ее протекания внутри зазора будет пониженной, и, следовательно, количество смазочного материала - недостаточным. С другой стороны, применение жидкости с высокой текучестью влечет ее повышенную утечку вследствие интенсивного прохождения через зазоры между металлическими компонентами.

В результате в гидродвигатели поступает меньший объем жидкости и генерируется избыточное количество тепла (рис. 10-16).

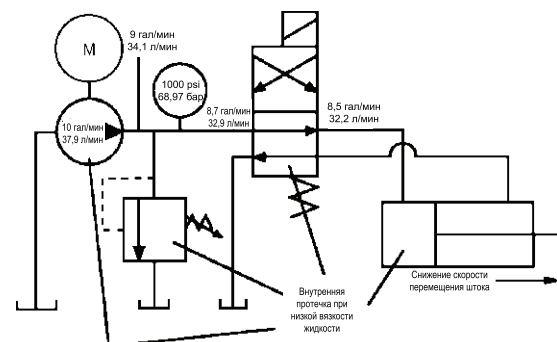


Рис. 10-16: Применение жидкости с высокой текучестью приводит к более интенсивному прохождению ее через зазоры

Зазоры между металлическими подвижными компонентами системы можно рассматривать как конструктивно неотъемлемые сужения, через которые постоянно просачивается рабочая жидкость. Слишком интенсивный поток может нанести вред системе. Впрочем, если в зазоры попадает слишком мало жидкости, смазка компонентов будет недостаточной.

В результате нарушается стабильность и надёжность системы. Благоприятная рабочая среда системы – жидкость с правильным показателем вязкости (рис. 10-17).

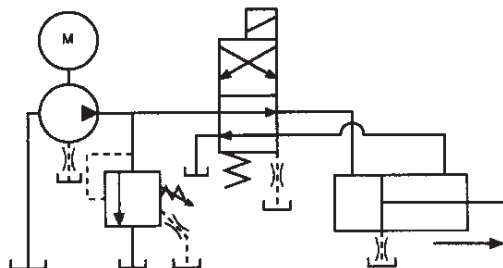


Рис. 10-17: Применение жидкости с “правильной” вязкостью предотвращает заедание компонентов и исключает чрезмерно интенсивные утечки.

Индекс вязкости

В некоторых гидросистемах, при работе которых невозможно поддержание постоянной температуры (например, в гидросистемах мобильных машин), в силу зависимости показателя вязкости гидравлической жидкости от температуры и особого значения фактора вязкости для работы системы требуется применение масла с относительно стабильной вязкостью в определенном диапазоне температур.

На графике индекса вязкости показано, каким образом значение вязкости масла изменяется в зависимости от температуры. На графике, разработанном Американским обществом по испытаниям материалов (ASTM), эта зависимость описывается прямой линией (рис. 10-18). Вязкость масла при любой температуре можно определить с помощью прямой линии, соединяющей две точки значения вязкости этого масла при двух значениях температуры. (Данный способ применим к любому жидкому нефтепродукту без химических добавок, которые изменяют естественную зависимость его вязкости от температуры).

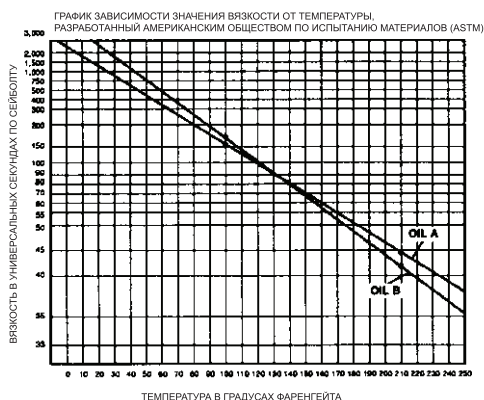


Рис. 10-18: График вязкости двух жидкостей.

График отображает значения вязкости двух гидравлических жидкостей (рис. 10-18). Масло, которому соответствует линия с меньшим уклоном – А, имеет более высокий индекс вязкости, чем масло, соответствующее линии В. В приведенном примере вязкость масла А составляет 33 сСт (153 SUS) при 38°C (100°F) и 9,5 сСт (44 SUS) при 100°C (210°F). Вязкость масла В составляет 36 сСт (165 SUS) при 38°C (100°F) и 9 сСт (42 SUS) при 100°C (210°F). Индекс вязкости масла А (которому соответствует более пологая линия) более высокий, и значение его вязкости в зависимости от температуры изменяется меньше. Когда был введен термин «индекс вязкости» - ИВ, нулевое значение индекса присваивалось определенной рабочей жидкости с наиболее интенсивным изменением значения вязкости при изменении температуры, а масло с наиболее стабильным значением вязкости при изменении температуры условно обозначалось индексом вязкости 100. Таким образом, в то время индекс вязкости всех масел составлял от 0 до 100. В настоящее время, когда при переработке нефти вводятся специальные добавки, ИВ гидравлических жидкостей может превышать 100. Для использования в современных гидросистемах обычно требуются жидкости с индексом вязкости 90 и выше. Впрочем, для систем, работающих при сравнительно стабильных температурах, индекс вязкости не имеет большого значения.

Диапазон работы масла

Нефтяное масло – отличный смазочный материал для гидросистемы мобильного оборудования, но только в ограниченных пределах его вязкости. Жидкость со слишком низкой вязкостью образует пленку, аналогичную водяной, то есть слишком тонкую. При слишком большой вязкости в подшипники и зазоры между компонентами попадает недостаточное количество жидкости. Поэтому изготовители узлов с вращающимися компонентами (насосы, двигатели), для работы которых фактор достаточной смазки подшипников имеет критическое значение, в технических условиях оговаривают пределы вязкости рабочей среды, в которой должны работать эти компоненты. Обычно правильная смазка этих компонентов подразумевает, что остальные детали системы также защищены смазкой. Если для работы компонентов требуется определенный диапазон вязкости масла, в технических условиях, наряду с диапазоном рабочих температур системы, указывается необходимость применения определенной марки рабочей жидкости.

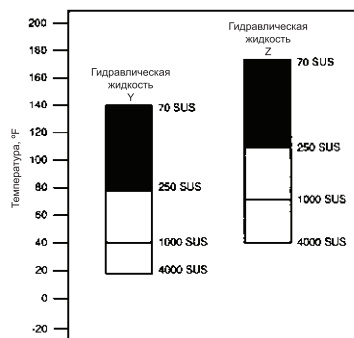


Рис. 10-19: Гидравлическая рабочая жидкость должна соответствовать диапазону рабочих температур системы.

Например, при рабочей температуре определенной мобильной системы требуется гидравлическая жидкость с вязкостью в пределах от 15 до 55 сСт (80-350 SUS). Если диапазон рабочих температур составляет 25-60°C (75-140°F), должна применяться гидравлическая жидкость Y (рис. 10-19), если же диапазон рабочих температур 45-80°C (115-175°F) — жидкость Z.

При работе гидросистем мобильных машин температура превышает 95°C (200°F). Поскольку температура окружающей среды этих машин может быть весьма низкой, при пуске оборудования рабочая жидкость может излишне загустеть. Чтобы обеспечить заполнение компонентов насосного оборудования рабочей средой, изготовители насосов также указывают в технических условиях максимальное значение вязкости жидкости при пуске. В основном для поршневых, пластинчатых и шестерённых насосов соответственно требуется вязкость жидкости 200 сСт (1000 SUS), 500 сСт (2000 SUS) и 1600 сСт (7500 SUS).

Точка застывания

При очень низких температурах нефтяное масло утрачивает текучесть, хотя на графике ASTM это явление не отображено. При низких температурах в гидравлических жидкостях, содержащих нефтепродукты на основе парафинов, начинается формирование пластичных структур. Эти пластичные структуры сдерживают поток среды и могут даже блокировать его. В соответствии с методикой испытаний по стандарту ASTM, точка застывания гидравлической жидкости (рис. 10-20) — это крайняя нижняя температура, при которой жидкость застывает. Фактически, при эксплуатации гидросистемы соблюдаются указания в отношении параметра вязкости при пуске, но точка застывания жидкости обычно не учитывается.

Однако, в случаях, когда есть вероятность эксплуатации гидросистемы в условиях очень низких температур, необходимо обеспечить применение рабочей жидкости с точкой застывания, по меньшей мере на 20°C (20°F) ниже минимальной расчётной температуры эксплуатации.



Рис. 10-20: Точка застывания — самая низкая температура, при которой происходит застывание жидкости.

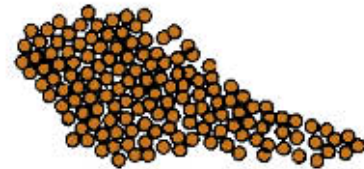
Значение точки застывания различных гидравлических жидкостей указывается изготовителем в технических характеристиках конкретного масла.

Проблемы, связанные с использованием гидравлического масла, и присадки

При повседневной работе гидросистемы, по мере функционирования рабочей жидкости (рис. 10-21) может возникнуть ряд проблем, которые оказывают влияние как на характеристики жидкости, так и на состояние системы. Среди этих проблем можно упомянуть смазку под давлением, окисление рабочей жидкости, попадание в неё воды и воздушных пузырьков, а также загрязнение жидкости.

В целях максимального предотвращения этих проблем в гидравлические рабочие жидкости вводятся некоторые присадки.

Рис. 10-21: Гидравлическая жидкость без присадок может стать причиной ряда проблем.



Далее мы рассмотрим проблемы, возникающие в связи с использованием гидравлической жидкости, и стандартные присадки, которые способствуют уменьшению масштабов этих проблем. Следует, однако, осознавать, что химические присадки не есть универсальное средство предотвращения всех проблем использования гидравлической жидкости, а гидравлическое масло не может содержать все доступные на рынке присадки, которые повысят его качество до суперуровня. Многие присадки для гидравлических жидкостей взаимно несовместимы, и поэтому при смешивании создают нежелательный эффект.

Смазка в условиях высокого давления

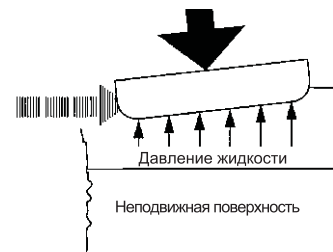


Рис. 10-22: В условиях высокого давления смазочная плёнка, образованная рабочей жидкостью с низкой вязкостью, подвержена разрывам.

Гидравлическая жидкость хорошего качества на основе углеводородов может оказаться неподходящей для некоторых систем. По мере увеличения рабочего давления возрастает вероятность разрыва гидродинамического клина жидкости (рис. 10-22), образуемого между подвижными компонентами. Это подразумевает, что смазка компонентами в большой степени зависит от присущей рабочей жидкости смазывающей способности.

Для улучшения смазывающей способности или граничной смазки в условиях высокого давления в гидравлическую

жидкость вводятся химические присадки, актуальность введения которых повышается, когда давление в гидросистемах мобильных машин превышает верхний предел диапазона 200-350 бар (3000-5000 фунтов/кв.дюйм).

Эти присадки предотвращают возможность повреждений в результате колоссальных сил, создающихся на границах взаимодействия подвижных компонентов гидросистемы мобильного оборудования, работающей в указанном диапазоне давлений.

Противоизносные присадки

Противоизносные, или антифрикционные присадки подразделяются на три вида. Первый вид иногда называют присадкой для повышения смазочных свойств; эта присадка представляет собой химическое вещество, молекулы которого закрепляются на металлических поверхностях вертикально, подобно травинкам на земле (рис. 10-23). В результате создается химическая пленка, которая при разрывном воздействии ведет себя как твердое тело.



Рис. 10-23: Антифрикционная присадка может предотвратить разрыв смазочной плёнки.

Молекулы присадки принимают на себя нагрузку, обеспечивая перемещение подвижного компонента. Однако, эта плёнка не отличается большой устойчивостью и разрушается при высоких температурах.

Другой вид износостойких присадок образует химическую связь с металлической поверхностью, в результате чего создается защитная плёнка под воздействием слабого нагрева при фрикционном контакте отдельных точек подвижных поверхностей. Эти точки сглаживают, или полируют поверхности, и трение уменьшается.

Третий вид износостойких присадок, известный как противозадирная присадка EP, образует на металлической поверхности плёнку при сильном нагреве в результате трения. В системах, работающих в условиях высокого давления, по мере увеличения силы механического взаимодействия поверхностей происходит чрезвычайно сильное нагревание, и создаются условия для сваривания поверхностей. Для решения этой проблемы предназначены противозадирные присадки, которые предотвращают непосредственное взаимодействие поверхностей.

Данные виды присадок (рис. 10-24) не применяются одновременно и предназначены для разных условий эксплуатации. Присадки для повышения смазочных характеристик в основном применяются в жидкостях для гидросистем, работающих при сравнительно низком давлении, менее 70 бар (1000 фунтов/кв.дюйм).

WR – Противоизносная присадка

AW – Антифрикционная присадка

EP – Противозадирная присадка

Рис. 10-24: Противоизносные присадки для гидравлической жидкости

Если гидравлическая жидкость включает противозадирные присадки, это свидетельствует о том, что система скорее всего работает в условиях давления, превышающего 200 бар (3000 фунтов/кв.дюйм), либо в гидросистеме используется жидкость, которая применяется для смазки шестёрен и механизмов оборудования. Из ассортимента антифрикционных присадок наиболее часто применяется присадка для работы в среднем диапазоне давлений от 70 до 200 бар (1000-3000 фунтов/кв.дюйм).

Проверка возможности смазки в условиях высокого давления

Проверить пригодность гидравлической рабочей жидкости для смазки компонентов в условиях высокого давления можно по специальным обозначениям, входящим в состав названия жидкости, либо по справочной документации изготовителя. Например, в названии одной из гидравлических жидкостей компании Gulf Oil Co – “Harmony 48AW” – символы “AW” означают наличие антифрикционной присадки. В наименовании гидравлической жидкости Sunvis 816 WR компании Sun Oil Co символы “WR” указывают на то, что в составе жидкости содержится противоизносная присадка. Многие нефтеперерабатывающие компании не вводят обозначение о наличии антифрикционных присадок в название жидкости. В таких случаях для получения требуемых сведений нужно обратиться к каталогу продукции этого изготовителя или посмотреть технические характеристики данной гидравлической жидкости.

Если в процессе эксплуатации оборудования постоянно возникает проблема чрезмерного износа компонентов, а используемая гидравлическая жидкость не содержит антифрикционных присадок, решением, с большой вероятностью, может стать замена используемой жидкости на жидкость с антифрикционными присадками. Однако, данный пример подразумевает исключение возможности износа компонентов из-за загрязнения рабочей жидкости.

Окисление рабочей жидкости

Окисление – это широко распространённый процесс химического соединения материала с кислородом. Стоит только раз откусить от яблока, его мякоть быстро потемнеет под воздействием воздуха (рис. 10-25). То же самое происходит при обдирании краски с крыла автомобиля – открытый металл вступает в реакцию с кислородом и начинается его ржавление. Таким же образом происходит окисление множества других материалов, в том числе и масел.

Окисление гидравлической жидкости обычно происходит в двух зонах системы – в баке и на выходе насоса. В обоих

случаях происходит взаимодействие масла с кислородом, однако течение процесса неодинаково, и продукты окисления также различаются.

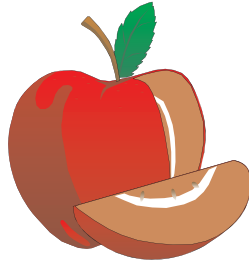


Рис. 10-25: Окисление происходит вследствие воздействия воздуха

В баке кислород, содержащийся в воздухе, вступает в реакцию с рабочей жидкостью в её открытом поверхностном слое (рис. 10-26). Продуктами этой реакции являются слабые кислоты и мыла. Под воздействием кислот ослабляется структура поверхности компонентов, и их верхний слой подвергается язвенной коррозии; мыла оседают на поверхностях, в результате чего может произойти закупорка измерительных отверстий давления и смазочных каналов.

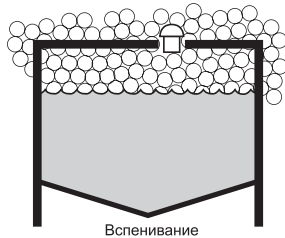


Рис. 10-26: Без введения антиоксиданта может наблюдаться вспенивание гидравлической жидкости.

Основным катализатором окисления масла в баке является тепло. Как правило, при каждом повышении температуры в баке на 10-11°C (18-20°F) сверх нормальной температуры 55°C (130°F) скорость окисления масла удваивается.

Чем выше температура рабочей жидкости в гидросистеме мобильной машины, тем чаще нужно заменять жидкость, и фильтры системы.

Эксплуатация оборудования при повышенных температурах приводит к дополнительным расходам по замене гидравлической жидкости и утилизации отработанного масла и фильтров. Кроме того, реакция окисления масла в баке проходит интенсивнее в присутствии частиц железа и меди, а также водяных капель.

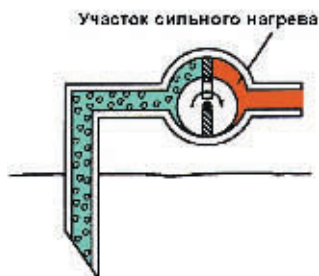


Рис. 10-27: Сильный нагрев на участке выхода насоса наблюдается вследствие наличия воздуха в гидравлической жидкости

Помимо бака, окисление масла происходит на выходе из насоса (рис. 10-27).

В результате разгерметизации линии всасывания насоса либо интенсивной циркуляции рабочей жидкости в баке, вызванной сливным потоком, во всасывающей линии насоса могут присутствовать воздушные пузырьки, которые внезапно сжимаются под воздействием высокого давления на выходе насоса.

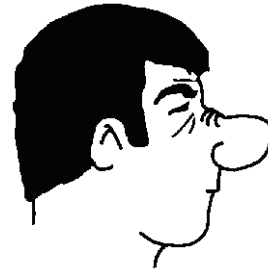


Рис. 10-28: Запах горелого масла легко различим

При резком падении давления внутри воздушных пузырьков – с 200 до 0 бар (с 3000 до 0 фунтов/кв.дюйм) – происходит настолько же резкое нагревание, по некоторым расчётам до 1150°C (2100°F). При такой высокой температуре масло “подгорает” с выделением смолистых продуктов, которые придают ему характерный запах (рис. 10-28).

Смолистые продукты, образующиеся при высокотемпературном окислении на выходе из насоса, растворяются в гидравлической жидкости. При попадании рабочей жидкости на горячие поверхности (ротор насоса, золотник предохранительного клапана) смолы высвобождаются из раствора и образуют на горячей поверхности гляцевый, или лаковый слой, который может стать причиной залипания подвижных компонентов (рис. 10-29).

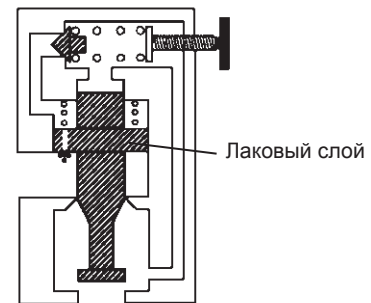


Рис. 10-29: Образование лакового слоя на поверхности компонентов свидетельствует о высокой температуре гидравлической жидкости.

Смолистые продукты могут образовывать вязкий осадок, который, в сочетании с загрязнениями и взвешенными фракциями в системе, забивает мелкие отверстия клапанов и фильтров, а также препятствует теплорассеиванию стенками бака.

Несомненно, что внезапно сжимаемые воздушные пузырьки на выходе насоса являются основным фактором быстрого окисления гидравлической жидкости.

Проверка гидравлической жидкости на окисление

Проверка гидравлической жидкости на окисление проводится сравнением образца сомнительной жидкости с образцом свежей жидкости, взятой из бочки. При одинаковой температуре образцов на свежей жидкости должна ощущаться её вязкая консистенция, кроме того, свежая жидкость прилипает к пальцам. Если потереть смоченные свежей жидкостью пальцы, ощущается скольжение (рис. 10-30).



Рис. 10-30: Свежая жидкость должна быть "скользящей".

Окисленная рабочая жидкость по консистенции напоминает воду. Если ее пролить на пальцы, жидкость стекает, как вода. Окисленная гидравлическая жидкость невязкая и не остается на пальцах. Гидравлическая жидкость, окисленная при высокой температуре в результате внезапного сжатия воздушных пузырьков, также имеет резкий запах (рис. 10-28).

Качество гидравлической жидкости, на образце которой выявлены признаки окисления, вызывает сомнение. В этом случае жидкость нужно отправить в лабораторию для проведения анализа. Если проведение анализа невозможно или нецелесообразно, рабочую жидкость нужно слить из системы, промыть систему и залить свежую жидкость.

Вода в гидравлической жидкости

Любая гидравлическая жидкость содержит некоторое количество воды. Хорошо известно, что вода не смешивается с маслом (кроме водорастворимых масел). При попытке смешивания воды с маслом вода оседает на дне ёмкости. Однако если вода присутствует в малом количестве, она разбивается на мелкие капли, которые циркулируют внутри системы вместе с потоком рабочей жидкости (рис. 10-31).

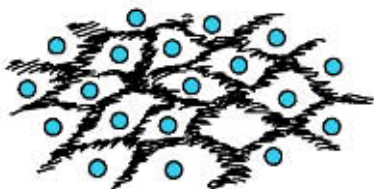


Рис. 10-31: Перенос водяных капель потоком гидравлической жидкости

При наличии в рабочей жидкости продуктов окисления в виде кислот и смол она легче собирает воду.

Проверка наличия воды в гидравлической жидкости

Проверка наличия воды в гидравлической жидкости выполняется сравнением образца сомнительной жидкости

с образцом свежей жидкости. При рассмотрении на свету мензурки или химического стакана со свежей гидравлической жидкостью (рис. 10-32) можно отметить, что она выглядит прозрачной и слегка искрящейся. Жидкость с содержанием воды 0,5% тусклая, дымчатая. При содержании воды в количестве 1% гидравлическая жидкость становится мутной.



Рис. 10-32: Проверка наличия воды в гидравлической жидкости.

Известны и другие способы проверки наличия воды в гидравлической жидкости, например, нагревание образца мутной или дымчатой жидкости. Если спустя некоторое время образец становится прозрачным, значит, скорее всего, в масле содержится вода.

Если содержание воды в гидравлической жидкости невелико (не более 0,5%), обычно нет необходимости в её замене, если только данная гидросистема не является критической. В случае наличия воды в рабочей жидкости в малых количествах можно установить специальные водопоглощающие фильтры для гидросистем. Наличие воды в рабочей жидкости способствует ускорению её окисления и снижению смазывающей способности.

Вода через некоторое время испарится, но в системе останутся продукты окисления, а также химические и минеральные примеси, которые оказывают разрушающее воздействие на компоненты системы.

Если содержание воды в рабочей жидкости велико, большая часть её со временем осядет. В условиях ограниченного времени отделить воду из гидравлической жидкости можно центробежной обработкой.

Ржавление и коррозия

Применительно к гидросистеме, термин коррозия означает разрушение поверхности компонента в результате химического воздействия кислотосодержащих продуктов окисления рабочей жидкости. Термин ржавление относится к процессу окисления металлической поверхности вследствие содержания воды в рабочей жидкости.

В процессе коррозии происходит растворение и унос металла, в результате чего уменьшаются габариты и вес металлического компонента. С другой стороны, при ржавлении металлической поверхности происходит увеличение объёма материала, габариты и вес компонента увеличиваются. Поскольку в результате уменьшения или увеличения габаритов прецизионных компонентов системы снижается их эффективность, процессы ржавления и коррозии компонентов гидросистемы недопустимы.

Ингибиторы ржавления и коррозии

Ржавление поверхностей металлических компонентов может наблюдаться даже при минимальном содержании воды в гидравлической жидкости; масла без примесей не могут обеспечить достаточную защиту от ржавления. Поскольку в процессе эксплуатации невозможно предотвратить попадание воды в гидросистему, обычно в рабочую жидкость добавляют ингибитор ржавления, который образует на металлических поверхностях химическую плёнку. В результате окисления рабочей жидкости в баке при взаимодействии жидкости с воздухом образуется ряд продуктов, которые, постепенно воздействуя на металлические поверхности, способствуют дальнейшему окислению рабочей жидкости. Присадки-антиоксиданты представляют собой химические вещества, которые препятствуют развитию окислительной цепи. Высокотемпературное окисление в результате внезапного сжатия воздушных пузырьков на выходе из насоса невозможно предотвратить посредством введения химических присадок. Эту форму окисления рабочей жидкости можно предотвратить посредством удаления воздушных пузырьков из потока рабочей жидкости во всасывающей линии насоса. В большинстве гидросистем ввод ингибиторов ржавления и коррозии должен быть обязательным. Названия гидравлических жидкостей с этими присадками иногда включает обозначение “R&O”; рабочей жидкостью высшего качества считается турбинное масло R&O. Турбинное масло более низкого качества подходит для применения в большинстве гидросистем; оно обозначается как “ R & O less-than-turbine quality ”.

Пенообразование

Из сливающейся в бак рабочей жидкости нужно выпустить воздушные пузырьки, захваченные в системе. В негерметичных системах и/или в системах с бурлящим сливным потоком жидкости на её входе в бак может наблюдаться пенообразование (рис. 10-33). В результате через систему вместе с рабочей жидкостью прокачивается воздух, система работает нестабильно, неритмично и с сильным шумом, происходит быстрое окисление рабочей жидкости. В отдельных случаях масляная пена может вырваться из бака и создать сильные загрязнения.

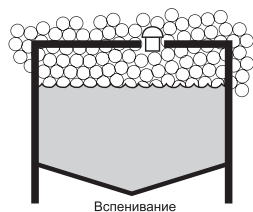


Рис. 10-33: Вспенивание рабочей жидкости.

Пожалуй, лучшим решением для снижения пенообразования рабочей жидкости представляется герметизация всех каналов гидросистемы и конструктивная модификация системы возврата жидкости посредством установки разделительных перегородок или увеличения диаметра сливной линии, чтобы снизить скорость потока жидкости. Иногда, из соображений экономии, удобства или

при недостаточном уровне технических знаний, проблему решают посредством введения присадок.

Антипенные присадки

В целях предотвращения вспенивания рабочей жидкости в неё можно ввести антипенные присадки. В некоторых случаях принцип действия этих присадок сводится к объединению мелких воздушных пузырьков в крупные (рис. 10-34), которые поднимаются на поверхность рабочей жидкости и разрываются.



Рис. 10-34: При введении антипенной присадки образуются крупные воздушные пузырьки.

В других случаях эти присадки предотвращают выпуск воздуха, в результате чего вспенивание снижается, однако при этом увеличивается количество воздушных пузырьков в системе. Если введение антипенной присадки в рабочую жидкость действительно необходимо, следует тщательно выбрать такую добавку, которая не препятствует выпуску воздуха.

Проверка пенообразования

Проверка вспенивания рабочей жидкости выполняется посредством отбора пробы жидкости. При сливе или отсасывании жидкости из бака системы можно визуально определить, есть ли в ней воздушные пузырьки. Образец нужно отбирать как можно ближе к всасывающему трубопроводу насоса, чтобы получить типичный образец жидкости, циркулирующей в системе. Другим свидетельством наличия воздушных пузырьков в системе является шум. При проникновении воздушных пузырьков в насос раздается прерывистый высокий звук (рис. 10-35). В некоторых случаях на участке насоса периодически раздается громкий хлопок, напоминающий взрыв хлопушки внутри насоса.

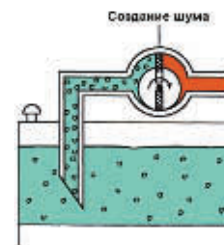


Рис. 10-35: Воздушные пузырьки могут стать причиной повышенного шума при работе насоса.

Еще одним признаком наличия воздушных пузырьков является неравномерность работы системы. Это проявляется в неритмичном перемещении исполнительного органа и нестабильных показаниях измерительных приборов во время работы системы.

Загрязнение рабочей жидкости

Наиболее серьезная проблема, связанная с циркулирующей в системе гидравлической жидкостью – ее быстрое загрязнение. В жидкость может попасть вода или воздух, однако чаще всего это посторонние загрязняющие частицы.

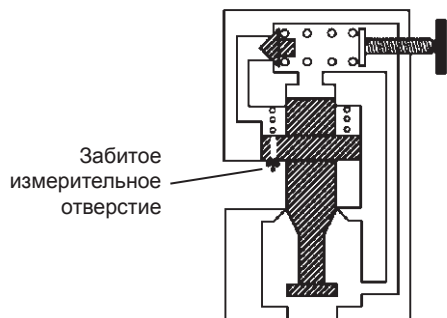


Рис. 10-36: Загрязнения могут стать причиной заклинивания золотника клапана.

Загрязнения гидравлической жидкости могут забить измерительные отверстия (рис. 10-26) и вызвать заклинивание и интенсивный износ подвижных компонентов, а также стать катализатором окисления жидкости.

Загрязняющие примеси не растворяются в рабочей жидкости; причины загрязнения масла хорошо известны.

Загрязняющие частицы могут попасть в систему в процессе изготовления, хранения и транспортировки компонентов и во время их монтажа в гидросистеме.

Загрязнения могут накапливаться в системе в результате работы трущихся пар, деформации корпусов компонентов и образования ржавчины на стенках бака (рис. 10-37).

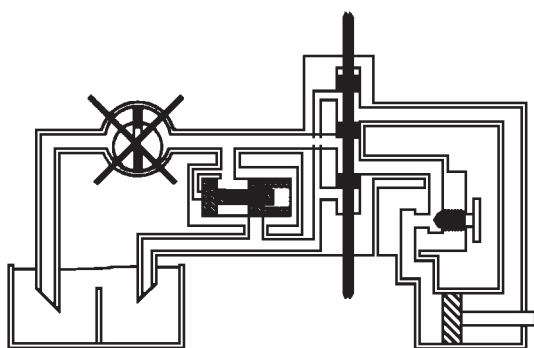


Рис. 10-37: Загрязнения могут создаваться на многих компонентах и узлах гидросистемы

Загрязняющие частицы могут попасть в систему также во время обслуживания неисправных компонентов (рис. 10-38), вследствие недостаточной очистки сапунов бака и штоков цилиндров, которые могут заносить посторонние частицы в систему при обратном ходе. При этом загрязняющие частицы поступают в гидравлическую жидкость непрерывно.

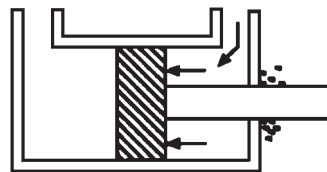


Рис. 10-38: Проникновение загрязнений через уплотнение штока цилиндра

В настоящее время нет присадок, которые предотвращали бы попадание загрязняющих примесей в рабочую жидкость либо удаляли их. Предотвращение попадания загрязнений в систему – вопрос хорошей конструкции и правильного техобслуживания. Для очистки гидравлической жидкости от загрязнений предусмотрены фильтры, ответственность за очистку которых возлагается на обслуживающий персонал.

Проверка степени загрязнения гидравлической жидкости

Определить степень загрязнения рабочей жидкости невооруженным глазом чаще всего невозможно. Рассмотрение гидравлической жидкости, налитой в мензурку или химический стакан, на просвет не обеспечивает точную оценку степени загрязнения. Многие пагубные загрязняющие частицы не видны невооруженным глазом. Лучший способ оценки загрязнения рабочей жидкости – лабораторный анализ.

Проверку степени загрязнения гидравлической жидкости выполняют контрольные индикаторы фильтров системы (рис. 10-39). Если фильтрующий элемент подходит для установки в гидросистеме, а индикатор исправен, он может дать представление о степени загрязнения рабочей жидкости.



Рис. 10-39: Показатели индикатора фильтра

В случае индикации «требуется очистка» нужно провести техобслуживание фильтрующего элемента. Если указатель направлен на позицию «перепуск по обводной линии», рабочая жидкость, вероятно, загрязнена, и требуется немедленное обслуживание фильтра.

Рекомендации по техническому обслуживанию гидросистемы

Как уже упоминалось, гидравлическая жидкость выполняет несколько функций в системе и содержит присадки, способствующие выполнению этих функций.

Гидравлической жидкости отводится особая роль в работе системы, поэтому необходимо соблюдать специальные требования по ее хранению, доставке, заливке в бак и эксплуатации в системе.

Важнейшим условием является обеспечение сохранности качества гидравлической жидкости во время её хранения. Использование масла в бочках, загрязненного в результате образования осадка, не только нерационально, но и создаёт ложную уверенность в его качестве, когда запасы в бочке подходят к концу.

Главным условием является хранение бочек в чистом и сухом месте. Если бочки хранятся на открытом воздухе, они должны быть уложены в горизонтальном положении, чтобы предотвратить скопление дождевой воды на крышках и её просачивание внутрь через уплотнение (рис. 10-40).



Рис. 10-40: Не допускается хранение бочек с гидравлической жидкостью в вертикальном положении.

Другая важная задача – заливка рабочей жидкости из бочки в бак (рис. 10-41). Прежде чем вывернуть пробки, нужно начисто протереть крышку бочки. Также нужно тщательно очистить все устройства и средства, предназначенные для использования при заливке масла, - шланги, насосы, воронки, заливное отверстие бака. Все работы необходимо выполнять чистыми руками.

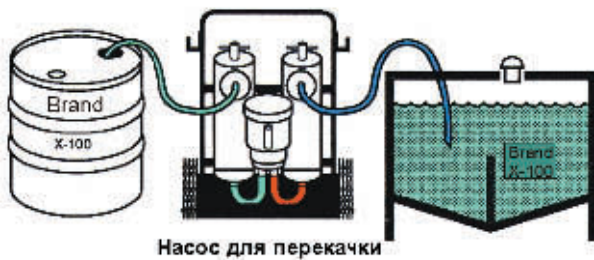


Рис. 10-41: Очистка гидравлической жидкости при заливке в бак

Прежде чем начать заливку масла в бак, необходимо убедиться в том, что торговая марка и вязкость жидкости в бочке соответствуют назначению. В разные гидравлические жидкости добавляются разные присадки. Самостоятельное введение присадок не рекомендуется, если изготовитель не оговорил эту возможность.

После заливки гидравлической жидкости в систему нужно регулярно контролировать ее состояние и проводить необходимое техобслуживание. Операции техобслуживания рабочей жидкости включают доливку бака при достижении минимального уровня масла в нём (при этом свежая жидкость должна быть той же, что залитая в бак, либо аналогичной), герметизацию утечек и обслуживание фильтров.

Регулярное обслуживание фильтрующих элементов – эффективная мера для сохранения исходного качества рабочей жидкости. Загрязнения жидкости представляют большую опасность, поскольку присутствие загрязняющих примесей ускоряет её окисление.

В особенности это относится к металлическим, свинцовым и медным частицам.

Фильтры обычно улавливают из потока гидравлической жидкости большую часть загрязнений. При этом фильтры не выводят задержанные примеси из системы; удаление загрязнений – одна из операций техобслуживания.

Соответственно, последствиями отсутствия своевременного ухода за фильтрами и их очистки является не только перенос неотфильтрованных примесей потоком жидкости на компоненты, установленные за фильтром, и ухудшение их работы, но и наличие загрязнений, уловленных фильтрующим элементом, в системе, что ускоряет процессы окисления гидравлической жидкости (рис. 10-42).

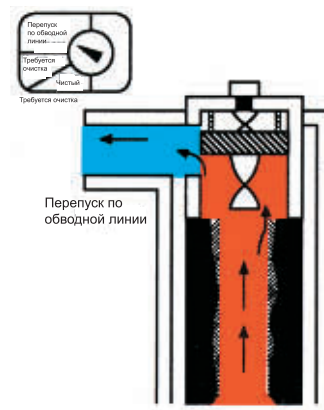


Рис. 10-42: Техобслуживание масляных фильтров должно проводиться своевременно

Очистка фильтроэлементов с проволочной сеткой

При обслуживании фильтра с сетчатым фильтроэлементом нужно очистить проволочную сетку (рис. 10-43). Эту операцию можно выполнить несколькими способами. Эффективность различных способов очистки применительно к фильтрам с крупноячеистой сеткой практически одинакова.

Качество очистки фильтроэлемента зависит не от способа очистки, а от тщательности и добросовестности выполнения работы.

Самым традиционным способом очистки фильтроэлементов повторного использования является их промывка в чистом растворителе или горячем мыльном растворе с добавлением аммиака (нашатырного спирта) и последующая продувка чистым воздухом. Для очистки прилипших частиц применяется щётка из мягкой щетины (новая малярная кисть). Категорически запрещается пользоваться металлической щёткой и применять какие-либо абразивные материалы.

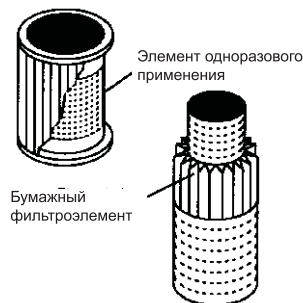


Рис. 10-43: Фильтроэлементы одноразового и многократного применения

Чтобы проверить качество очистки фильтроэлемента, нужно посмотреть его на просвет (рис. 10-44). Затемненные или непрозрачные участки свидетельствуют о необходимости повторной очистки.

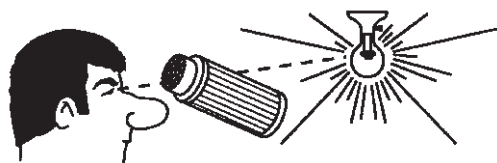


Рис. 10-44: Проверка фильтроэлемента многократного применения после очистки.

Ультразвуковая очистка более дорогая, но и более удобная при очистке фильтров. Загрязненный фильтроэлемент помещают в ультразвуковое устройство, и через некоторое время из него вынимают чистый, готовый для установки в фильтр. Для фильтров с тканой проволочной сеткой и размером ячеек не более 40 мкм в целях эффективности требуется ультразвуковая очистка.

Огнестойкие гидравлические жидкости

Поскольку гидравлические жидкости на основе углеводородов являются отличным смазочным материалом, можно рассчитывать на долгие годы безотказной работы гидросистем мобильного оборудования, в которых для переноса энергии применяются такие жидкости. Однако, в некоторых системах или при определенных условиях эксплуатации (например, подземные горные работы) применение гидравлических жидкостей на нефтяной основе можно рассматривать как главную проблему. В условиях высокого давления в месте утечки масла может распылиться (эффект форсунки) и возгораться от любого источника воспламенения. Именно эти обстоятельства были причиной большинства возгораний мобильного оборудования, как на поверхности, так и под землей. В обычных условиях гидравлическая жидкость на основе нефтяного масла не относится к веществам с высокой пожарной опасностью.

При комнатной температуре нефтяное масло – нелетучее вещество, и может потушить маленький огонь, например, пламя спички. Но при мельчайшей течи, какую могло бы оставить острие булавки, рабочая жидкость под высоким давлением распыляется в воздухе, образуя горючую смесь, которая мгновенно воспламеняется от открытого огня (рис. 10-45).

10-14



Рис. 10-45: Масло, распылённое в воздухе, создает опасность возгорания.

При эксплуатации гидросистемы в пожароопасной среде, когда приоритетное значение имеет безопасность работы и персонала, а условия окружающей среды не исключают наличие открытого огня, должны применяться огнестойкие рабочие жидкости. При использовании таких жидкостей следует ожидать увеличения эксплуатационных расходов, поскольку их стоимость выше, чем стоимость нефтяного масла, а срок службы компонентов системы может сократиться. Цель данного раздела – определение общих типов огнестойких гидравлических жидкостей, рассмотрении ряда проблем, связанных с их использованием, и предоставление рекомендаций по проведению техобслуживания гидросистем с такими жидкостями.

Определение понятия «огнестойкость»

Огнестойкие жидкости – не то же самое, что негорючие. Их качества в точности соответствуют определению – устойчивые к воздействию огня. При нагревании огнестойких жидкостей до определенной температуры начинается их горение.



Рис. 10-46: Ревизия пожарной безопасности

Огнестойкие качества конкретной жидкости определяются по результатам трех испытаний (рис. 10-46):

- температура вспышки
- температура возгорания
- температура самовозгорания

В приведенном далее описании трёх испытаний использовалась гидравлическая жидкость на основе углеводородов.

Точка вспышки

Точка вспышки жидкости – это температура, до которой нужно нагреть жидкость, чтобы выделился пар в количестве, достаточном для её воспламенения, т.е. до первого появления пламени. При нагревании нефтяного масла, либо другой жидкости, образуется пар; другими словами, жидкость испаряется. При нагревании нефтяного масла до 175-230°C (350-450°F) на поверхности образуется достаточное количество пара, чтобы произошло его воспламенение, т.е. появление огня. Однако при гашении пламени горение масляных паров прекращается.

Точка возгорания

Точка возгорания жидкости – это температура, до которой нужно нагреть жидкость, чтобы обеспечить её стабильное горение (рис. 10-47) после тушения первого пламени.



Рис. 10-47: При достаточном нагреве начинается горение гидравлической жидкости.

При нагревании гидравлической жидкости на основе углеводородов выше этой температуры на её поверхности образуется достаточное количество пара, чтобы произошло воспламенение, т.е. образование пламени, и продолжалось горение после гашения первого пламени.

Температура самовозгорания

Температура самовозгорания жидкости – это температура, при которой она воспламеняется без участия внешнего огня или искры (рис. 10-48).

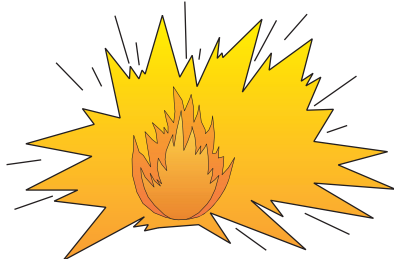


Рис. 10-48: Гидравлическая жидкость воспламеняется при достижении температуры самовозгорания.

При нагревании гидравлической жидкости на основе углеводорода до температуры 260-370°C (500-700°F) происходит её возгорание. При этом жидкость воспламеняется при отсутствии внешнего источника огня.

Типы огнестойких гидравлических жидкостей

Огнестойкие гидравлические жидкости – это жидкости с более высокими точками вспышки, возгорания и самовоспламенения по сравнению с рабочими жидкостями на основе углеводородов. Эти жидкости подразделяются на два вида – на водной основе и синтетические.

Гидравлические жидкости на водной основе

Сначала в гидросистемах в качестве рабочей жидкости использовалась вода. У воды есть ряд недостатков, когда речь идет о смазке, но она не горит. Когда сформировалась потребность в огнестойких рабочих жидкостях для гидросистем, в первую очередь рассматривалась возможность возвращения к использованию воды. Однако, поскольку жидкость должна выполнять также функции смазки, стали применять водно-масляную эмульсию.

Водно-масляная эмульсия

Огнестойкая гидравлическая жидкость на водной основе состоит из воды и масла, но не является смесью, поскольку вода не смешивается с маслом (рис. 10-49).



Рис. 10-49: В эмульсии вода и масло не смешаны.

В этом случае масло разбивается на множество чрезвычайно мелких капелек; обычно для этого используется химический эмульгатор (рис. 10-50). Масляные капли переносятся водой, повышая её смазочные качества. Если жидкость подвергается воздействию огня, вода начинает испаряться, и пар гасит пламя.

Двухфазная водно-масляная жидкость называется эмульсией. В период активного применения этой жидкости в гидросистемах процентное соотношение воды и масла в эмульсии составляло 60:40. В этой эмульсии доминирующим компонентом и средой переноса масляных частиц является вода.

Эмульсионное масло

Огнестойкие гидравлические жидкости, которые преимущественно являются жидкостями на водной основе, в современных гидросистемах обычно не применяются, за исключением систем с большими потерями рабочей жидкости вследствие утечек. В таких системах экономичная огнестойкая рабочая жидкость используется в ущерб сроку эксплуатационной пригодности компонентов. Такая жидкость сравнительно дешева, поскольку содержит в основном воду – не менее 90%.



Рис. 10-50: В эмульгаторе масло разбивается на мельчайшие капли, которые переносит поток воды.

Гидравлическая жидкость, представляющая собой воду, в которой эмульгировано 1-10% масла, - это эмульсия масла в воде; обычно она называется «эмульсионным маслом» (рис. 10-51). Если говорят о применении в гидросистеме 5%-ного эмульсионного масла, это означает, что данная гидравлическая жидкость содержит 95% воды и 5% масла или химического концентрата (HWCF – жидкость с высоким содержанием воды).

Инвертная эмульсия

Стандартная водно-масляная эмульсия, которая применяется в современных гидросистемах, представляет собой густую белую жидкость, содержащую 60% масла и 40% воды (рис. 10-52). По сравнению с описанной выше эмульсией (содержащей 60% воды и 40% масла), в данной эмульсии соотношение обратное, или инвертированное.



Рис. 10-51: Эмульсионное гидравлическое масло с содержанием масла от 1 до 10 %

Поскольку в этой эмульсии масло является доминирующим компонентом и средой переноса водяных капель, инвертная эмульсия характеризуется улучшенными смазочными свойствами, но несколько пониженной огнестойкостью.



Рис. 10-52: Инвертная эмульсия 60/40 содержит 60% масла и 40% воды

Вязкость водно-масляных эмульсий

Параметр вязкости водно-масляной эмульсии настолько же важен, как и вязкость гидравлической жидкости на углеводородной основе. Поскольку эмульсионное масло содержит не менее 90% воды, его вязкость практически такая же, как у воды. Таким образом, смазочные свойства этих рабочих жидкостей весьма низкие.

С другой стороны, инвертная эмульсия на 60% состоит из масла. Однако это не подразумевает, что вязкость этой рабочей жидкости такая же, как вязкость базового масла.

Вязкость инвертной эмульсии, используемой в типичной гидросистеме, выше, чем вязкость обычной гидравлической жидкости для такой системы (рис. 10-53).

Например, вязкость инвертной эмульсии может составлять 80 сСт (375 SUS) при 38°C (100°F), а вязкость нефтяного масла – 32 сСт (150 SUS) при 38°C (100°F).



Рис. 10-53: Вязкость инвертной эмульсии выше, чем обычной гидравлической жидкости.

Вследствие того, что при перемещении рабочей жидкости через насос и гидросистему между двумя фазами жидкости создается усилие сдвига, вязкость инвертной эмульсии увеличивается. Чтобы обеспечить хорошую смазку компонентов системы в неё заливается инвертная эмульсия с вязкостью выше обычной.

ПРИМЕЧАНИЕ: Графики ASTM не в полной мере отображают зависимость значения вязкости инвертных эмульсий и огнестойких гидравлических жидкостей от температуры.

Проблемы при использовании инвертной эмульсии

Залитая в бак системы огнестойкая гидравлическая жидкость на водной основе может стать причиной ряда проблем. Две типичные проблемы, характерные при использовании инвертной эмульсии, - это фазовое разделение (рис. 10-54) и образование бактерий.

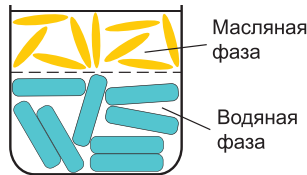


Рис. 10-54: В инвертной эмульсии может наблюдаться разделение воды и масла.

Фазовое разделение

Инвертные эмульсии, которые используются в качестве гидравлической жидкости, не предназначены для эксплуатации при низких температурах. При температуре 0°C (32°F) начинается формирование ледяных волокон; приблизительно при -23,3°C (10°F) жидкость замерзает. Кроме того, при замерзании и последующем оттаивании в инвертной эмульсии происходит выделение двух фаз. При температуре замерзания воды, т.е. при 0°C (32°F), отдельные водяные капли в потоке масла высвобождаются и образуют кристаллы льда. По мере продолжения работы системы и повышения температуры кристаллы льда тают, но не всегда снова эмульгируют. При таких обстоятельствах гидравлическая жидкость ускоряет ржавление компонентов, а её смазочные качества ухудшаются. При многократном замерзании и оттаивании инвертной эмульсии выделение водяной и масляной фаз может достичь очень большой степени. В таком случае крайне трудно, даже практически невозможно снова соединить эти две жидкости. В результате огнестойкость гидравлической жидкости может оказаться под вопросом.

Проверка фазового разделения жидкости

Проверить фазовое разделение жидкости можно визуально. Трудно определить, произошло ли разделение фаз жидкости, если она находится в баке и подвергается постоянному перемешиванию. Слейте в мензурку немного рабочей жидкости и оставьте её на некоторое время; отделившаяся вода оседает на дно мензурки (рис. 10-55).

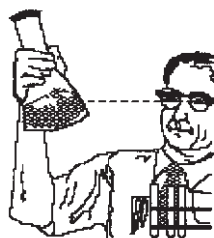


Рис. 10-55: Отделившаяся вода в среде масла оседает на дно.

В случае подозрений на сильное фазовое разделение гидравлической жидкости нужно проконсультироваться у изготовителя; вероятно, он посоветует заменить жидкость.

Образование бактерий

Иногда, при благоприятных температурных условиях, инвертная эмульсия может способствовать росту бактерий (рис. 10-56).

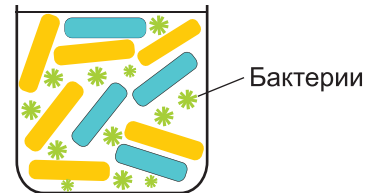


Рис. 10-56: Бактерии могут забить фильтрующий элемент.

Большое количество бактерий может блокировать измерительные отверстия регулировочных клапанов давления и устройств управления потоком с компенсацией по давлению. Кроме того, бактерии забивают фильтрующие элементы. В результате работа системы становится ненадёжной и неэффективной. Для предотвращения этих проблем во многие инвертные эмульсии вводят бактерицидные присадки.

Проверка образования бактерий в рабочей жидкости

Для проверки наличия бактерий в рабочей жидкости применяются органолептические методы – визуальный и по запаху. При наличии бактерий в инвертной эмульсии фильтры на входе покрыты слизистым, липким налетом, и ощущается неприятный запах (рис. 10-57).

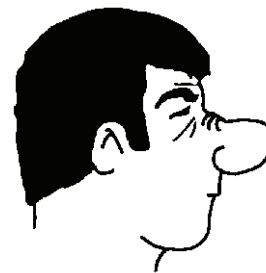


Рис. 10-57: Запах, свидетельствующий о наличии бактерий в рабочей жидкости, явственно различим.

Инвертную эмульсию, в которой выявлено наличие бактерий, нужно заменить.

Водно-гликолевая жидкость

Водно-гликолевая жидкость – ещё один тип огнестойкой гидравлической рабочей жидкости на водной основе; эта жидкость содержит воду и гликоль, а её химическая структура аналогична автомобильным антифризам.

Водно-гликолевую жидкость часто окрашивают в красный или розовый цвет; обычно она содержит 60% гликоля и 40% воды (рис. 10-58), а также химический загуститель для повышения вязкости. Гликоль хорошо смешивается с водой.



Гликоль

Рис. 10-58: Водно-гликолевая жидкость обычно содержит 60% гликоля и 40% воды

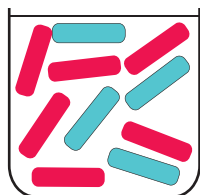
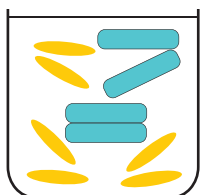
Эта жидкость имеет гомогенную структуру, а не двухфазную, как эмульсия; то есть под микроскопом эта жидкость не выглядит скоплением отдельных капель воды и гликоля.

Огнестойкая водно-гликолевая жидкость для гидросистем работоспособна в условиях низких температур.

Сравнение инвертной эмульсии и водно-гликолевой жидкости

При сравнении инвертной эмульсии и водно-гликолевой жидкости (рис. 10-59) обнаруживается следующее:

- Поддерживать стабильность эмульсии сложнее, чем водно-гликолевой жидкости
- Смазочные свойства стабильной инвертной эмульсии выше
- Инвертные эмульсии более дешевы
- Огнестойкость водно-гликолевых жидкостей выше
- Водно-гликолевую жидкость можно использовать при низких температурах



Инвертная эмульсия Водно-гликолевая жидкость

Рис. 10-59: Инвертная эмульсия и водно-гликолевая жидкость имеют разные преимущества.

Проблемы при использовании гидравлических жидкостей на водной основе

Залитая в бак системы огнестойкая гидравлическая жидкость на водной основе может стать причиной ряда проблем. Некоторые из них могут привести к сокращению срока службы компонентов и испарению воды.

Смазывающая способность гидравлических жидкостей на водной основе

Поскольку в целях огнестойкости гидравлические жидкости на водной основе содержат значительное количество воды, они имеют один неустраняемый недостаток. Смазывающая способность этих жидкостей существенно ниже, чем у нефтяного масла. В эти жидкости вводятся присадки, повышающие смазочные качества и маслянистость, однако при их использовании следует давать отчет в том, что срок службы компонентов снизится. Из-за этого недостатка огнестойкие гидравлические жидкости обычно не применяются в системах с рабочим давлением выше 125 бар (1800 фунтов/кв.дюйм). Некоторые изготовители компонентов ограничивают рабочее давление 70 барами (1000 фунтов/кв.дюйм) в случае работы своей продукции в системах с высоким содержанием воды.

Сравнение эффективности смазывающей способности различных рабочих жидкостей приведено в табл. 10-1.

Смазочный материал	Коэффициент ухудшения смазывающей способности
Нефтяное масло	1,0
Инвертная эмульсия	2,0
Водно-гликолевая жидкость	2,6

Испарение воды

Многие изготовители гидравлических жидкостей рекомендуют использовать жидкости на водной основе при температуре не выше 60°C (140°F), предпочтительно даже не выше 50°C (120°F). При температурах выше 60°C (140°F) может усиливаться парообразование (рис. 10-60). Однако в стандартном современном мобильном оборудовании весьма затруднительно поддерживать рабочую температуру гидравлической жидкости в пределах от 50 до 60°C (120-140°F).

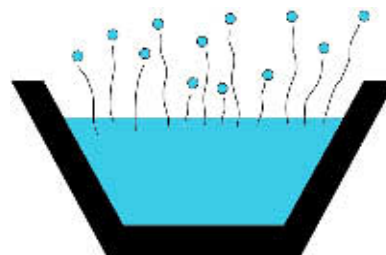
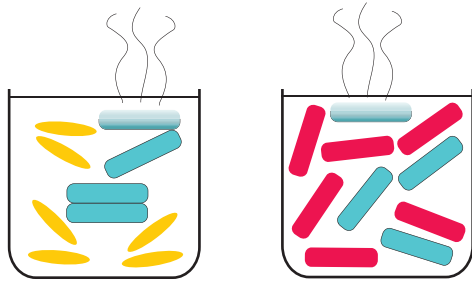


Рис. 10-60: Интенсивность испарения воды увеличивается при температурах выше 60°C (140°F).

По мере испарения воды из гидравлической жидкости на водной основе могут наблюдаться нежелательные явления. Водяные пары могут конденсироваться на незащищенных металлических компонентах и инициировать их ржавление. Спустя некоторое время частицы ржавчины отслаиваются с незащищенной металлической поверхности и загрязняют всю систему. В гидравлические жидкости на водной основе обычно

вводят ингибиторы ржавления, однако все незащищенные металлические поверхности, которые не омываются потоком гидравлической жидкости, подвергаются воздействию образующегося пара.



Испарение воды

Рис. 10-61: Потери воды взаимосвязаны с понижением огнестойкости.

Испарение воды влияет также на степень огнестойкости рабочей жидкости. Поскольку огнестойкость гидравлической жидкости на водной основе определяется процентным содержанием воды, вследствие её потерь при испарении огнестойкость снижается (рис. 10-61).

В инвертной эмульсии и водно-гликолевой жидкости потери воды означают изменение вязкости. При уменьшении содержания воды в водно-гликолевой жидкости она становится более вязкой. Вязкость инвертной эмульсии в результате потери воды снижается, и эмульсия даже может утратить стабильность.

В целях обеспечения максимальной огнестойкости и соответствующей вязкости необходимо обеспечить постоянный контроль содержания воды в гидравлической жидкости на водной основе и регулярно проводить её лабораторный анализ.

Синтетические огнестойкие гидравлические жидкости

Синтетические огнестойкие гидравлические жидкости (рис. 10-62) представляют собой искусственные жидкости, стойкие к воспламенению, но со смазочными свойствами, близкими к характеристикам нефтяного масла. Наиболее распространенным видом синтетических огнестойких жидкостей является жидкость на основе эфиров фосфорной кислоты.

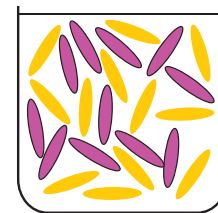


Синтетический материал

Рис. 10-62: Синтетические огнестойкие жидкости практически не поддаются горению.

ПРИМЕЧАНИЕ: Синтетические огнестойкие жидкости не следует путать с такими синтетическими жидкостями, как силиконы, силикатные эфиры, эфиры двухосновных кислот, соединения полигликолевых эфиров и полиолы. Это жидкости с характеристиками, предпочтительными для определенных областей применения, однако обычно эти жидкости не являются огнестойкими.

Рабочие жидкости на основе эфиров фосфорной кислоты отличаются высокой эффективностью в условиях высокого давления и отличной огнестойкостью, но они очень дорогие. В системах, работающих под высоким давлением, когда огнестойкость жидкости является обязательным условием, а применение жидкостей на основе эфиров фосфорной кислоты не рассматривается из-за их чрезмерно высокой стоимости, можно использовать компаунды эфиров фосфорной кислоты и нефтяного масла (рис. 10-63). Смазочные характеристики этих компаундов соответствуют требованиям системы, но их огнестойкость ниже, чем у жидкостей на основе эфиров фосфорной кислоты. Эти компаунды нужно приобретать у изготовителя. Компаунды и смеси – не одно и то же.



Эфир фосфорной кислоты Нефтяное масло

Рис. 10-63: Компаунд эфира фосфорной кислоты с нефтяным маслом – хорошее альтернативное решение.

Сравнение огнестойких гидравлических жидкостей на водной основе и на основе эфиров фосфорной кислоты

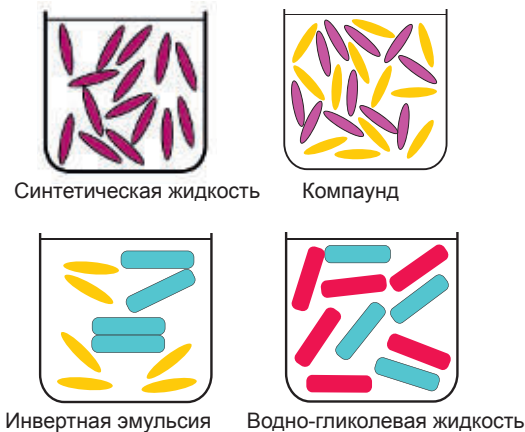


Рис. 10-64: Синтетические рабочие жидкости имеют большие преимущества по сравнению с жидкостями на водной основе.

При сравнении гидравлической жидкости на водной основе и жидкости на основе эфиров фосфорной кислоты (рис. 10-64) обнаруживается следующее:

- a. Смазывающая способность синтетических гидравлических жидкостей выше, и они могут работать в условиях повышенного давления
- b. Синтетические жидкости более дорогие
- c. Огнестойкость синтетических жидкостей выше
- d. Точка вспышки, точка возгорания и температура самовоспламенения огнестойкой гидравлической жидкости на основе эфиров фосфорной кислоты – приблизительно 235°C (455°F), 350 (665°F) и 620°C (1150°F) соответственно.

При описании огнестойких характеристик рабочих жидкостей на водной основе параметры температуры вспышки и воспламенения не применяются, поскольку жидкость содержит воду. Температура самовоспламенения водно-гликолевой жидкости составляет приблизительно 600°C (1100°F), а инвертной эмульсии – около 440°C (825°F).

Проблемы при использовании огнестойких гидравлических жидкостей

При использовании огнестойкой рабочей жидкости в гидросистеме может возникнуть ряд проблем (рис. 10-65). Среди этих проблем – совместимость с материалом уплотнений и защитных покрытий, вспенивание, захват воздуха и загрязнение.



Рис. 10-65: При выборе огнестойкой гидравлической жидкости нужно учитывать её характеристики.

Совместимость огнестойких жидкостей

Стандартным материалом изготовления уплотнений для среды нефтяных масел являются нитрильные каучуки (“Buna-N” — бутадиенакрилонитрильный). Этот материал совместим и с инвертной эмульсией, и с водно-гликолевой жидкостью. Уплотнения из нитрильных каучуков нужно заменять в случае их работы в среде синтетических гидравлических жидкостей, например, на основе эфиров фосфорной кислоты.

При замене нефтяного масла на огнестойкую гидравлическую жидкость на водной основе может начаться ряд проблем с защитным покрытием. Рабочая жидкость на водной основе может растворять внутреннее покрытие бака, представляющее собой совместимые с нефтепродуктами краски, лаки или глазури.

Водно-гликолевые жидкости и некоторые химические вещества несовместимы с рядом металлов. Они могут

оказывать агрессивное воздействие на цинк, кадмий, магний и некоторые сплавы алюминия (рис. 10-66), образуя вязкие отложения, которые забивают измерительные отверстия и фильтры, а также блокируют золотники гидроаппаратов.

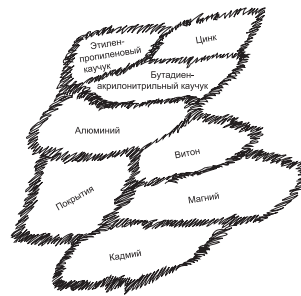


Рис. 10-66: При воздействии водно-гликолевых жидкостей на некоторые металлы образуются отложения, которые могут забить фильтры и блокировать перемещение золотников.

Не рекомендуется работа компонентов, поверхности которых содержат эти металлы либо защищены покрытием из них, в среде водно-гликолевой жидкости. Примерами таким компонентов могут служить оцинкованные трубы, фильтры грубой очистки, фитинги и оснастка бака с цинковым или кадмиевым покрытием.

Гидравлические жидкости на основе эфиров фосфорной кислоты либо их компаунды несовместимы с традиционным материалом динамических уплотнений – нитрильным каучуком. Уплотнения в системах, использующих эти жидкости, должны быть изготовлены из Витона (этиленпропиленового каучука) либо из другого подходящего материала. Синтетические огнестойкие жидкости могут растворить совместимые с нефтепродуктами краски и лаки, однако они не оказывают агрессивного воздействия на металлы, традиционно используемые в гидросистемах.

Пенообразование и захват воздуха в среде огнестойких гидравлических жидкостей

По сравнению с нефтяными маслами огнестойкие синтетические жидкости и жидкости на водной основе лучше удерживают воздух, и в их среде пенообразование происходит активнее.

Сливающиеся синтетические огнестойкие жидкости после их возвращения в бак нужно выдерживать, чтобы выпустить захваченные воздушные пузырьки (рис. 10-67).

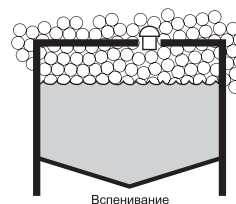


Рис. 10-67: Необходимо предотвращать образование пены.

По этой причине в гидросистемах, использующих огнестойкие рабочие жидкости, бак должен быть большего объёма, чем в системах с нефтяным маслом.

Загрязнение системы с огнестойкой гидравлической жидкостью

Возвращаясь в бак, сливной поток огнестойкой жидкости более активно захватывает загрязняющие примеси по сравнению с нефтяными маслами. В любой рабочей жидкости происходит осаждение достаточно крупных частиц примесей на дно бака, но особенность огнестойких жидкостей заключается в том, что они удерживают загрязняющие частицы во взвешенном состоянии. При использовании огнестойких рабочих жидкостей гидросистема должна быть оснащена надёжными фильтрами. Кроме того, нельзя игнорировать возможность установки магнитных уловителей (рис. 10-68).

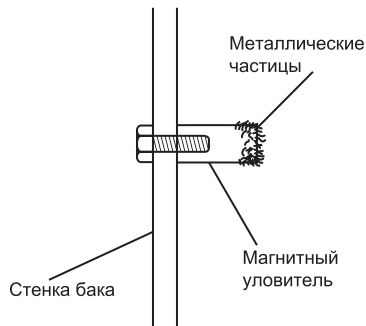


Рис. 10-68: Магнит улавливает стальные частицы

Рекомендации по техобслуживанию

Рекомендации по хранению огнестойких гидравлических жидкостей аналогичны рекомендациям для нефтяных масел. Бочки должны храниться в горизонтальном положении (рис. 10-69), чтобы предотвратить скопление воды на крышках и её протекание внутрь.



Рис. 10-69: Бочки с огнестойкой гидравлической жидкостью должны храниться в горизонтальном положении.

Следует соблюдать дополнительные условия при хранении инвертных эмульсий. Стабильность этих рабочих жидкостей нарушается в результате неоднократного замерзания и оттаивания. Необходимо принять меры по предотвращению замерзания этих жидкостей.

Другая важная задача – заливка рабочей жидкости из бочки в бак. Прежде чем вывернуть пробки, нужно начисто протереть крышку бочки. Также нужно тщательно обработать все устройства и средства, предназначенные для использования при заливке масла, — шланги, насосы,

воронки, заливное отверстие бака; все работы необходимо выполнять чистыми руками. Прежде чем начать заливку масла в бак, необходимо убедиться в том, что торговая марка и вязкость жидкости в бочке соответствуют назначению. Кроме того, если применяется насос для перекачки рабочей жидкости в бак, нужно убедиться в том, что в него не залита другая жидкость, а материалы изготовления насоса и соединительной арматуры совместимы с данной гидравлической жидкостью.

После заливки гидравлической жидкости в систему нужно регулярно контролировать её состояние и проводить необходимое техобслуживание. Операции техобслуживания рабочей жидкости включают пополнение бака при достижении минимального уровня масла в нём, герметизацию утечек и обслуживание фильтров.



Рис. 10-70: Регулярно проверяйте состояние гидравлической жидкости на водной основе.

Необходимо обеспечить регулярную проверку содержания воды в гидравлических жидкостях на водной основе (рис. 10-70), поскольку её процентное содержание должно поддерживаться в крайне узких пределах из-за влияния на показатель вязкости и огнестойкие качества. Обычно не рекомендуется добавление воды в инвертную эмульсию, поскольку для этого требуется специальный технологический процесс. Добавление воды в водно-гликолевую жидкость – обычная практика, хотя часто возникают сложности с протягиванием шланга от ближайшего водопроводного крана до бака. В свежей воде не должны содержаться минеральные отложения, которые являются источником загрязнения системы. Для разбавления водно-гликолевой жидкости хорошо подходит дистиллированный пароконденсат или деионизированная вода.

Биоразлагающиеся гидравлические жидкости

В свете возрастающих требований к состоянию окружающей среды владельцы и изготовители мобильного оборудования должны уделять повышенное внимание мерам по предотвращению таких проблем, как утечка рабочей жидкости, её проливание и утилизация отработанной гидравлической жидкости и фильтров. Кроме того, вновь вводимые национальные законы и правила способствуют неуклонному росту эксплуатационных расходов по содержанию гидросистем мобильного оборудования. В случае аварии гидросистемы и пролива гидравлической жидкости (нефтяного масла) обязательная очистка прилегающей территории и устранение последствий обойдутся чрезвычайно дорого.

Программа	Страна
Стандарт ASTM D 6046-96	США
Проект станд. ISO/CD 15380	Междунар.
Федеральное ведомство по охране окружающей среды (UBA)	Германия
Сертификация RAL-UZ 79 по программе Blue-Angel eco-label	
Классификация водоопасности (WGK) Федерального ведомства по охране окружающей среды	Германия
Правила VAMIL	Нидерланды
Проект «Безопасные смазочные материалы», Гётеборг	Швеция
Стандарт SS 15 54 34	Швеция

Таблица 10-2

Возрастает интерес к рабочим жидкостям, которые являются альтернативой традиционным маслам на минеральной основе. Такими жидкостями являются биоразлагающиеся, экологически безопасные или природобезопасные гидравлические жидкости. Во многих европейских странах введены жёсткие стандарты, ориентированные на защиту экологии, - например, в Германии (стандарты VDMA 24568, WGK, VDMA 24569) и скандинавских государствах (стандарты SS155434, VAMIL). Эти стандарты, а также международные стандарты ISO (проект ISO CD 15380) уже действуют (таблица 10-2).

Нормы разрабатываются не только на государственном уровне, но и на уровне отдельных компаний: несколько изготовителей мобильного оборудования (например, Caterpillar) разработали ряд стандартов на определение технических характеристик своей продукции. Кроме того, Международная организация по стандартизации (ISO) разработала систему кодирования для описания каждого типа гидравлических жидкостей (таблица 10-3). Аналогично гидравлическим жидкостям на основе углеводородов, конструкторский и инженерно-технический персонал огромное внимание уделяет эксплуатационным характеристикам биоразлагающихся жидкостей (вязкость, диапазон рабочих температур и стабильность, совместимость с металлами и эластомерами, смазочные характеристики, окисляемость, захват воздуха, пенообразование, потеря воды и т.д.). В любом случае, вне зависимости от базового компонента, биоразлагающаяся гидравлическая жидкость должна соответствовать требованиям стандартов на способность к биологической деструкции.

Гидравлическая жидкость	Код по ISO
Минеральные масла	HH, HL, HLP, HM, HV, HLPD
Огнестойкие	HFA, HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFD
Экологически безопасные	HPG, HTG, HE

Таблица 10-3

Гидравлические жидкости, которые относятся к классу биоразлагающихся, должны соответствовать двум условиям. Во-первых, в зависимости от стандарта 70-

80% базового компонента жидкости должно разрушаться (разлагаться) под действием микроорганизмов в течение определенного промежутка времени. Вторым условием является положительный результат испытаний токсичности жидкости. В целом это означает, что рабочая жидкость не должна загрязнять грунтовые воды и не должна нанести вред живым организмам.

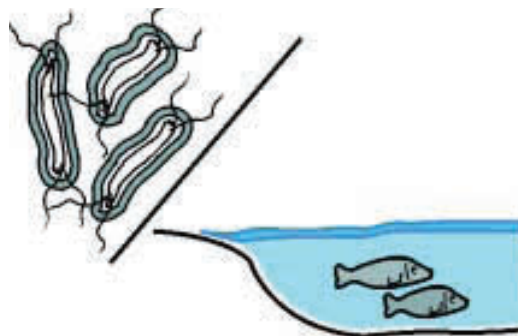


Рис. 10-71

Биоразлагающиеся гидравлические жидкости подразделяются на две основные группы: неминеральные масла и вода. Группа неминеральных масел включает растительные масла, эфиры (натуральные и синтетические), полигликоли и смеси. Именно эту группу – неминеральные гидравлические жидкости – мы рассмотрим в первую очередь (рис. 10-71).

Гидравлические жидкости на основе растительных масел

Первые попытки разработки биоразлагающейся гидравлической жидкости сводились к введению комплекса химических присадок (иногда потенциально опасных), типичных для минеральных масел, в базовый компонент растительного происхождения (рис. 10-72). Обоснованием такого подхода были экономические соображения и предположение, что такой состав обеспечит экологическую безопасность жидкости, поскольку в течение сравнительно короткого промежутка времени она просто разложится (растворится), и останутся только химические добавки. Очистка среды от этих химикатов обойдется значительно дешевле, чем устранение последствий разлива минерального масла. В дальнейшем были успешно разработаны новые, менее токсичные присадки.



Рис. 10-72

Растительный базовый компонент таких гидравлических жидкостей может включать масло канолы, подсолнечника,

соевых бобов, кокосовое, пальмовое и рапсовое (рис. 10-73). Эти жидкости-основы известны как триглицериды. Некоторые из этих возобновляемых сырьевых источников (рапс) перспективны на территории Европы, другие (соя) разрабатываются в США. Следует упомянуть, что группа гидравлических жидкостей на основе этих масел имеет обозначение по ISO “HETG” или “HTG”.



Рис. 10-73: Пальма, соя и подсолнечник

К сожалению, эта группа гидравлических жидкостей не оправдала надежды на улучшение эксплуатационных характеристик по сравнению с минеральными маслами, хотя некоторые характеристики растительных масел превосходят соответствующие показатели минеральных масел. Среди них нужно упомянуть низкую летучесть, высокую точку вспышки, индекс вязкости и смазывающую способность. Работы по созданию новых биодобавок (антиоксиданты, ингибиторы ржавления, антифрикционные добавки и т.д.) продолжаются; в целях совершенствования базовых растительных компонентов и улучшения эксплуатационных характеристик гидравлических жидкостей на их основе. К этим работам привлечены даже специалисты в области генной инженерии, позволившие достигнуть значительных успехов.



Рис. 10-74: Мобильное оборудование эксплуатируется в экстремальных температурных условиях.

Однако, несмотря на все усилия, стабильность большинства разработанных биоразлагающихся рабочих жидкостей при высоких температурах и их устойчивость к окислению остаются на очень низком уровне. Низкая устойчивость к окислению может стать причиной образования вязких отложений. Максимальная рабочая температура этих жидкостей не должна превышать 60°C (140°F).

Поскольку во время работы типичная температура в гидросистемах мобильного оборудования составляет 94°C (201°F) и выше, а также с учетом возможности длительных простоев оборудования при отрицательных температурах окружающей среды, при которых происходит загустение рабочей жидкости, в настоящее время гидравлические жидкости на основе растительных масел применяются весьма ограниченно (рис. 10-74).

По мере разработки новых присадок можно будет понизить

точку застывания этого типа рабочей жидкости до уровня, обеспечивающего возможность их применения, но до этой поры может потребоваться оснащение бака с рабочей жидкостью нагревательными элементами.

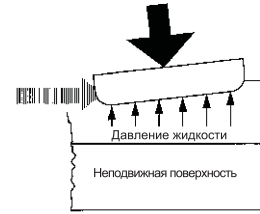


Рис. 10-75

По мере конструктивного уменьшения габаритов бака гидросистемы мобильного оборудования в целях экономии пространства и снижения веса, наблюдается повышение рабочей температуры гидравлической жидкости в системе, вследствие чего возрастает необходимость повышения устойчивости жидкости к окислению. Кроме того, в настоящее время рабочее давление современных гидросистем мобильного оборудования составляет 207-345 бар / 21 – 35 МПа (3000-5000 фунтов/кв. дюйм), а в недалеком будущем верхний предел диапазона поднимется до 413 бар / 41 МПа (6000 фунтов/кв.дюйм). При возрастании рабочего давления сопротивление гидравлической жидкости на основе растительного масла приложенной нагрузке будет уменьшаться (рис. 10-75).

Может сложиться впечатление, что этот вид гидравлической жидкости в условиях типичной рабочей температуры и возможности наличия воды в системе (хотя бы в малых количествах) представляет идеальную среду для роста бактерий (рис. 10-76). Однако на данное время значительная подверженность этих жидкостей бактериальному загрязнению не подтверждается.

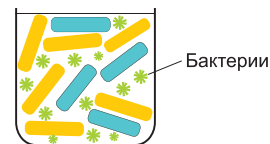


Рис. 10-76: Бактерии развиваются в присутствии воды в гидросистеме.

Ужесточение требований к гидравлическим жидкостям стимулировало создание потребности в альтернативных материалах. Возможность соответствия этим требованиям можно продемонстрировать на примере так называемых «синтетических» гидравлических жидкостей.

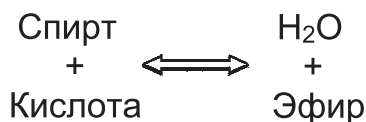
Гидравлические жидкости на основе сложного эфира

В настоящее время наиболее перспективно, в контексте замены гидравлических минеральных масел биоразлагающимися жидкостями, выглядят рабочие жидкости на основе сложных эфиров. По классификации ISO этим жидкостям присвоены индексы “HEES” и “HE”. Эфиры делятся на обычные и синтетические.

При изготовлении гидравлических жидкостей на основе обычных эфиров используются возобновляемые сырьевые ресурсы, например рапс; эти эфиры обычно называют «олеатами».

Однако эти жидкости, аналогично жидкостям на основе растительных масел, сильно подвержены окислению. Вместе с тем, при условии правильного выбора базового компонента и добавок, эти жидкости эффективно работают при температуре 90°C (194°F). Кроме того, процессы биоразложения этих гидравлических жидкостей протекают лучше, чем у жидкостей на основе синтетических эфиров.

Пример синтетического эфира – нефтепродукт под названием «адипат». Эта жидкость без последствий выдерживает рабочие температуры выше 60°C (140°F). С кислородом реагируют все жидкости, и жидкости на основе эфиров – не исключение. Последствия этого взаимодействия – образование вязких отложений и повышение кислотности в системе.



Проблемы, связанные с повышенной кислотностью рабочей среды, могут усугубиться при попадании воды в систему. Эфиры – это продукт реакции кислоты и спирта. Эта реакция обратима в условиях присутствия воды и определенного уровня температуры, поэтому происходит повышение кислотности среды в системе и последующее разрушение компонентов. Далее наблюдается засорение системы продуктами износа компонентов, которые выступают катализаторами реакции, ускоряя её течение. Скорость течения этой реакции удваивается при каждом повышении температуры на 10°C (22°F). Растворимость гидравлической жидкости на основе эфиров в воде при повышении температуры увеличивается с 1500 м.д. (0,15%) при 20°C (68°F) до 3000 м.д. (0,3%) при 70°C (158°F). Диапазон уровня насыщенности био-жидкостей чрезвычайно велик – от 500 до 2000 м.д. (0,05 – 0,2 %). Результаты ряда испытаний свидетельствуют о том, что при содержании воды в системе в количестве лишь 1000 м.д. (0,1%) может начаться упомянутая выше реакция гидролиза

[типичное содержание воды в гидравлической жидкости мобильного оборудования – 6000-10000 м.д. (0,6 - 1,0 %)].



Рис. 10-77: Вода может попасть в гидросистему мобильного оборудования различными способами. Иллюстрация перепечатана с разрешения Общества автомобильных инженеров (SAE), Технический документ 981497 © 1998, Society of Automotive Engineers, Inc.

Вода может попасть в систему различными способами (рис. 10-77): во время дождя, при заливке жидкости в бак, при заливке загрязненной жидкости, вследствие высокой влажности воздуха, при наружной промывке оборудования струей воды из шланга, а также при работе оборудования под водой и попадании водяных брызг из окружающей среды. Известен ряд способов уменьшения содержания влаги в рабочей жидкости. Во-первых, это обеспечение правильных условий хранения гидравлической жидкости до её заливки в мобильное оборудование. Ёмкости с жидкостью должны храниться плотно закрытыми, в месте, защищенном от атмосферных воздействий, например, в закрытом помещении (рис. 10-78).

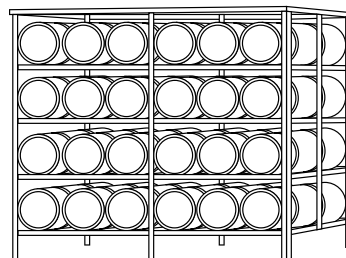


Рис. 10-78: Соблюдение правил хранения гидравлической жидкости – необходимое условие уменьшения содержания влаги в ней.

В случае большого объема свободной воды можно воспользоваться сепаратором, но в результате содержание воды уменьшится только до уровня насыщения рабочей жидкости. Дальнейшего уменьшения содержания воды можно достичь с помощью специального оборудования для удаления воды (рис. 10-79), принцип действия которого основан на создании вакуума.



Рис. 10-79: Коалесцирующее устройство – один из способов быстрой обработки рабочей жидкости с излишним содержанием воды.

Еще один вариант решения проблемы – водоотводные фильтры, а также оснащение фильтров и/или сапунов бака крышками с химическим осушителем. Такие крышки хорошо улавливают влагу из воздуха по мере его поступления в бак или выхода в результате изменения уровня рабочей жидкости в нём. При этом может потребоваться установка нового бака усовершенствованной конструкции либо герметичного бака. В свете растущей тенденции к уменьшению габаритов бака и с учётом пониженной способности эфиров к переносу тепла и высокого индекса вязкости, следует принять во внимание, что температура гидравлической жидкости в такой системе будет выше, чем в обычной.

С использованием биоразлагающихся гидравлических жидкостей связана еще одна проблема: они вступают в реакцию с некоторыми металлами и присадками (в частности, с цинком), которые могли остаться внутри системы, если ранее в ней использовалась рабочая жидкость на основе минерального масла.

Повышенные температуры (100-300°C/212-572°F), которые могут создаваться в результате сжатия воздушных пузырьков (рис. 10-80), ослабляют эффективность антифрикционных присадок на основе цинка на 56%.

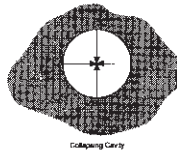


Рис. 10-80

Повышенная температура также может оказывать каталитическое действие и ускорять протекание процесса окисления. Возможно вступление гидравлической жидкости в химическую реакцию с медными сплавами – латунью и бронзой, которые используются при изготовлении подшипников, плоских распределителей насоса, поршневых рабочих камер и опорных башмаков. В отдельных случаях железо вступало в реакцию более активно, чем медь (рис. 10-81).

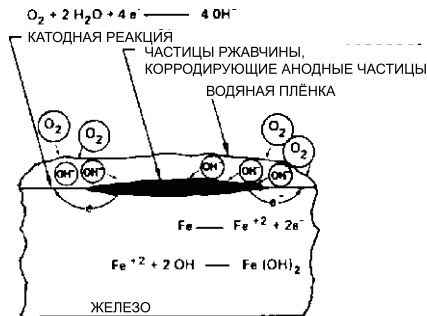


Рис. 10-81: Загрязняющие примеси вступают в химическую реакцию с гидравлической жидкостью и компонентами системы. (Схема предоставлена E. C. Fitch, Fluid Contamination Control, FES, Inc.)

Еще одна проблема, связанная с применением биоразлагающихся гидравлических жидкостей, - их совместимость с эластомерами, из которых изготовлены уплотнения и шланги системы. В состав уплотнений и внутреннего слоя шлангов входят нитрильные каучуки, взаимодействующие с этими рабочими жидкостями. Обычным результатом такой несовместимости является чрезмерное набухание уплотнения и, следовательно, увеличение силы трения. В результате разбухания внутреннего слоя шлангов уменьшается их пропускная способность, что приводит к повышенным потерям давления. В случае использования этих гидравлических жидкостей уплотнения должны быть изготовлены из фторированных эластомерных соединений.

Гидравлические жидкости на основе полигликолей (полиалкиленгликолей)

По классификации ISO эти водорастворимые гидравлические жидкости имеют обозначение “HEPG” или “HPG”. Жидкости на основе полигликоля несовместимы с минеральными маслами. При смешивании этих двух жидкостей с водой их компоненты выпадают в осадок. Этот осадок забивает измерительные отверстия, смазочные зазоры и фильтры (рис. 10-82). Характеристики биоразложения гидравлических жидкостей на основе полигликолей хуже, чем у жидкостей на основе масел, но они отличаются такой же высокой смазывающей способностью и хорошей вязкостью, а также не оказывают агрессивного воздействия на компоненты системы.

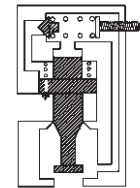


Рис. 10-82

Смешивание разных гидравлических жидкостей

Из-за возможности вступления в реакцию различных присадок, содержащихся в различных гидравлических жидкостях, не рекомендуется смешивать разные жидкости. Как уже упоминалось, побочным последствием таких реакций является образование осадка. Этот осадок забивает фильтры и блокирует измерительные отверстия. В результате срок службы фильтров может сократиться на 22-60%, в зависимости от жидкости. Такое значительное снижение эксплуатационной годности фильтров означает более частую их замену и, соответственно, создание дополнительных расходов.

Сопутствующие расходы

Стоимость биоразлагающихся гидравлических жидкостей может многократно превышать стоимость обычных жидкостей на основе минерального масла, поэтому, чтобы компенсировать дополнительные расходы, нужно максимально тщательно выбирать нужную биоразлагающуюся рабочую жидкость. Технические характеристики этой жидкости должны быть достаточно высокими, чтобы увеличить периодичность её замены. Далее, в результате установки бака меньших габаритов расход гидравлической жидкости сократится. Однако при меньшем объёме рабочей жидкости (из-за меньших габаритов бака) создается более высокая вероятность возникновения проблем, связанных с повышенной температурой жидкости в системе и её утечек. В результате внедрения более эффективного конструктивного решения гидросистемы можно компенсировать рост температуры, а правильный подбор компонентов и установка резьбовых соединений трубопроводов с торцовыми уплотнительными кольцами понизит вероятность утечек (рис. 10-83).

Кроме того, высокую стоимость биоразлагающихся гидравлических жидкостей частично можно компенсировать низкими расходами по устранению последствий пролива жидкости.

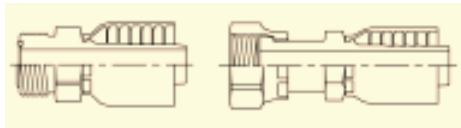


Рис. 10-83: Торцовое уплотнительное кольцо

Увеличение периодичности замены рабочей жидкости подразумевает увеличение полезного времени работы, снижение загрязнения жидкости и фильтров, требующего проведения очистки, снижение возможности появления утечек и высвобождение обслуживающего персонала, который можно использовать на другой работе.

Максимально уменьшить сопутствующие и долгосрочные расходы в связи с применением биоразлагающейся гидравлической жидкости помогут следующие рекомендации:

- Приобретайте биоразлагающуюся гидравлическую жидкость высшего качества, соответствующую требованиям эксплуатации оборудования и компонентов системы, разработанным их изготовителем.
- Установите дополнительно систему фильтрования, эффективную при удалении воды и поддержании степени загрязнения жидкости на уровне, не ниже рекомендованного изготовителем оборудования. Внедрение автономной системы фильтрации и установка фильтра рециркуляционного контура обеспечит соответствие этим требованиям (рис. 10-84).
- Введите практику регулярного контроля состояния гидравлической жидкости и обеспечьте выполнение графика работ. Программа работ должна включать, среди прочих мероприятий, регулярный отбор проб рабочей жидкости, проведение её лабораторного анализа и ведение журнала состояния гидравлической жидкости для каждой единицы оборудования.



Рис. 10-84: Автономная система фильтрации

Для получения консультации по необходимым лабораторным анализам в соответствии с условиями применения рабочей жидкости и эксплуатационными требованиями оборудования обратитесь к региональному представителю компании-изготовителя или в местную аналитическую лабораторию, специализирующуюся на нефтепродуктах.

Обычно применяются следующие методики анализа и испытаний нефтепродуктов:

- Содержание твердых частиц - ISO 4406
- Продукты износа металлов, присадки и загр. частицы
- Вязкость - ASTM D-445
- Общее количество твердых частиц - ASTM D-91
- Общее кислотное число (TAN) - ASTM D-664
- Сод-е влаги по мет. Карла Фишера - ASTM D-1744
- Диэлектрическая плотность - ASTM D-877

Есть ещё один вид биоразлагающейся гидравлической жидкости, известный много десятков лет и доступный в неограниченных количествах – вода.

Применение воды в качестве гидравлической жидкости

По ряду причин нужно особенно внимательно рассматривать возможность применения этого вида биоразлагающейся гидравлической жидкости. Разумеется, в первую очередь это ее доступность. Далее – нетоксичность и огнестойкость. Благодаря таким качествам утечки гидравлической жидкости практически не вызывают опасений в контексте экологии.



Рис. 10-85: Низкая способность к прилипанию и низкая консистентность – недостатки воды.

Однако, как у всех гидравлических жидкостей, у воды есть свои недостатки. Ограниченное применение воды в качестве гидравлической жидкости обусловлено четырьмя основными причинами:

- Низкая смазывающая способность. Воде присущи отличные характеристики смачивания, но низкая способность к прилипанию и низкая консистентность (рис. 10-85).
- Диапазон рабочих температур воды как гидравлической жидкости ограничен пределами от 0°C (32°F) до 100°C (212°F).
- Воздействие воды ускоряет коррозию компонентов.
- Вода отличается высоким давлением паров, т.е. быстро испаряется. Это качество является причиной кавитации и сопутствующих проблем.

В основе классификации воды как гидравлической жидкости по ISO лежат её эксплуатационные характеристики и химический состав. Трём классам этой рабочей жидкости соответствуют коды ISO “HFA”, “HFB” и “HFC”. Эти жидкости относятся к классу огнестойких. Аналогично другим видам гидравлических жидкостей, некоторые параметры требуют внимательного подхода, а именно:

- растворённый в жидкости воздух
- давление паров жидкости
- вязкость.

Воздух, растворённый в гидравлической жидкости

Понятие «воздух, растворённый в рабочей жидкости» (Рис. 10-86) уже рассматривалось ранее. Это воздух, захваченный жидкостью и удерживаемый в промежутках между её молекулами. На уровне моря, при стандартных

условиях эксплуатации гидравлическая жидкость на основе минерального масла содержит около 10 об.% воздуха. С другой стороны, содержание воздуха в воде составляет всего 2 об.%.

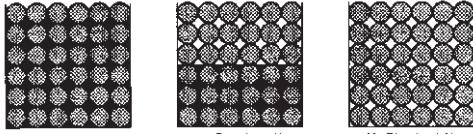


Рис. 10-86: Воздух, растворённый в гидравлической жидкости

Давление паров жидкости

Изо всех жидкостей для гидросистем вода переходит в другое физическое состояние легче остальных жидкостей, т.е. переходит из жидкого состояния в газообразное. Эта способность воды способствует кавитации, т.е. образованию пустот. Это явление рассматривалось в одном из предыдущих разделов. Величина давления паров жидкости зависит от температуры. По мере увеличения температуры требуется всё меньше давления (вакуум), чтобы начался переход жидкости в другое физическое состояние. При температуре рабочей жидкости 50°C (122°F) давление водяных паров (для создания условий перехода в другое состояние требуется вакуум) составляет приблизительно 100 мм рт.ст. (таблица 10-4). Давление паров нефтяного масла при этой же температуре составляет всего 0,001 мм рт.ст. Этим отчасти объясняются рекомендации по ограничению рабочей температуры воды как гидравлической жидкости – не выше 37,8 – 49°C (100-120°F).

Вязкость

В предыдущих разделах было представлено определение вязкости как степени подвижности жидкости, или ее способности течь или перемещаться. Эта характеристика в одинаковой степени взаимосвязана и с параметром температуры, и с параметром давления. Показатель вязкости увеличивается при уменьшении температуры или при увеличении давления. От изменения показателя вязкости в очень большой степени зависят расчётные характеристики компонентов, например, гидродинамическая смазка и текучесть в узком пространстве. В свою очередь, расчётные характеристики обусловлены технологическими допусками и величиной зазоров.

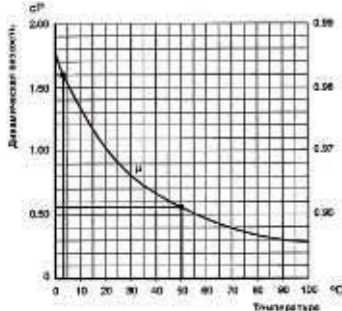


Рис. 10-87: (Иллюстрация перепечатана с разрешения Marcel Dekker, Inc., Ref. 2, стр. 49)

Из всех гидравлических жидкостей, которые были рассмотрены в этом разделе, вода меньше остальных жидкостей реагирует на изменения температуры. Поскольку зависимость показателя вязкости от температуры описывается нелинейным графиком (т.е. не прямой линией), показатель вязкости воды при увеличении или снижении температуры изменяется значительно меньше, чем вязкость других традиционно используемых гидравлических жидкостей (рис. 10-87). Вязкость гидравлической жидкости на основе минерального масла при повышении давления увеличивается в 1,4 – 2,0 раза, в зависимости от давления. Аналогичный показатель воды существенно ниже.

Давление водяных паров			
Температура		Давление паров	
°F	°C	абс., дюймов рт.ст.	абс., мм рт.ст.
100	37,8	2,0	50,8
110	43	2,6	66,04
120	49	3,5	88,9
130	54	4,5	114,3
140	60	5,9	149,86
150	66	7,7	195,58
212	100	29,92	760

Таблица 10-4: Давление водяных паров

Характеристики воды

Категорически не рекомендуется заливать в гидросистему обычную водопроводную воду.

В водопроводной воде содержатся химические добавки для предотвращения развития микроорганизмов и минеральные примеси. Количество химических добавок неодинаково в различных регионах.

Минеральные примеси могут заблокировать зазоры, малая величина которых обусловлена низкой вязкостью воды. Из-за возможности коррозии поверхностей, а также из-за электролитических свойств воды, требуется установка компонентов, изготовленных из коррозионно-стойкой стали, керамики, латуни, бронзы или хромоникелевой стали. Это влечет дополнительные расходы в связи с более высокой стоимостью таких компонентов.



Рис. 10-88: Вода и воздух способствуют развитию микробов в жидкости. (Иллюстрация предоставлена E. C. Fitch, Fluid Contamination Control, FES, Inc.).

В благоприятных условиях окружающей среды может происходить рост бактерий (рис. 10-88). В целях

максимального снижения возможности этого явления необходимо обеспечить постоянную максимально возможную чистоту гидросистемы в целом, и залитой гидравлической жидкостью. Предотвращение бактериального заражения обойдется дешевле, чем мероприятия по очистке системы от бактерий в случае их выявления. Однако в случае бактериального загрязнения системы можно ввести в рабочую жидкость бактерицид в количестве, соответствующем степени загрязнения; при этом нужно обеспечить специальный контроль жидкости. Эта проблема была рассмотрена более подробно в предыдущем разделе.

Заключение

Прежде чем начать использование биоразлагающейся гидравлической жидкости в системе, в которой прежде применялась рабочая жидкость на основе минерального масла, рекомендуется проконсультироваться с изготовителем оборудования и изготовителем(-ями) компонентов гидросистемы. Располагая обширным опытом, они представят рекомендации и указания для успешного перехода на другую гидравлическую жидкость. Лучше всего рассматривать вопрос об использовании биоразлагающейся гидравлической жидкости на этапе приобретения мобильного оборудования. В этот период изготовитель оборудования и изготовитель(-и) компонентов гидросистемы могут поставить компоненты и системы в конструктивном исполнении, ориентированном на эксплуатацию в среде биоразлагающейся рабочей жидкости. Кроме того, на этапе ввода в эксплуатацию в гидросистему будет сразу залита биоразлагающаяся жидкость, вместо заливки минерального масла, работы системы в течение некоторого времени и замены его биоразлагающейся рабочей жидкостью.

Ссылки

“Hydraulic Fluids and Alternative Industrial Lubricants” (SP-1384) ISBN 0-7680-0262-1 Copyright © 1998 Society of Automotive Engineers, Inc., 400 Commonwealth Dr., Warrendale, PA 15096-0001.

“Water Hydraulics Control Technology” Erik Torstmann, Copyright © 1996 Danfoss A/S, ISBN 0-8247-9680-2, Marcel Dekker, Inc., 270 Madison Ave., New York, NY 10016.

“Vegetable Oil Lubricants” Saurabh Lawate, Rick Unger, Chor Huang, Lubrizol Corp., Lubricants World, май 1999 г., сс. 43-45.

“Tribology Data Handbook” E. Richard Booser (Editor), Copyright © 1997 CRC Press LLC., ISBN 0-8493-3904-9, CRC Press, Boca Raton, FL.

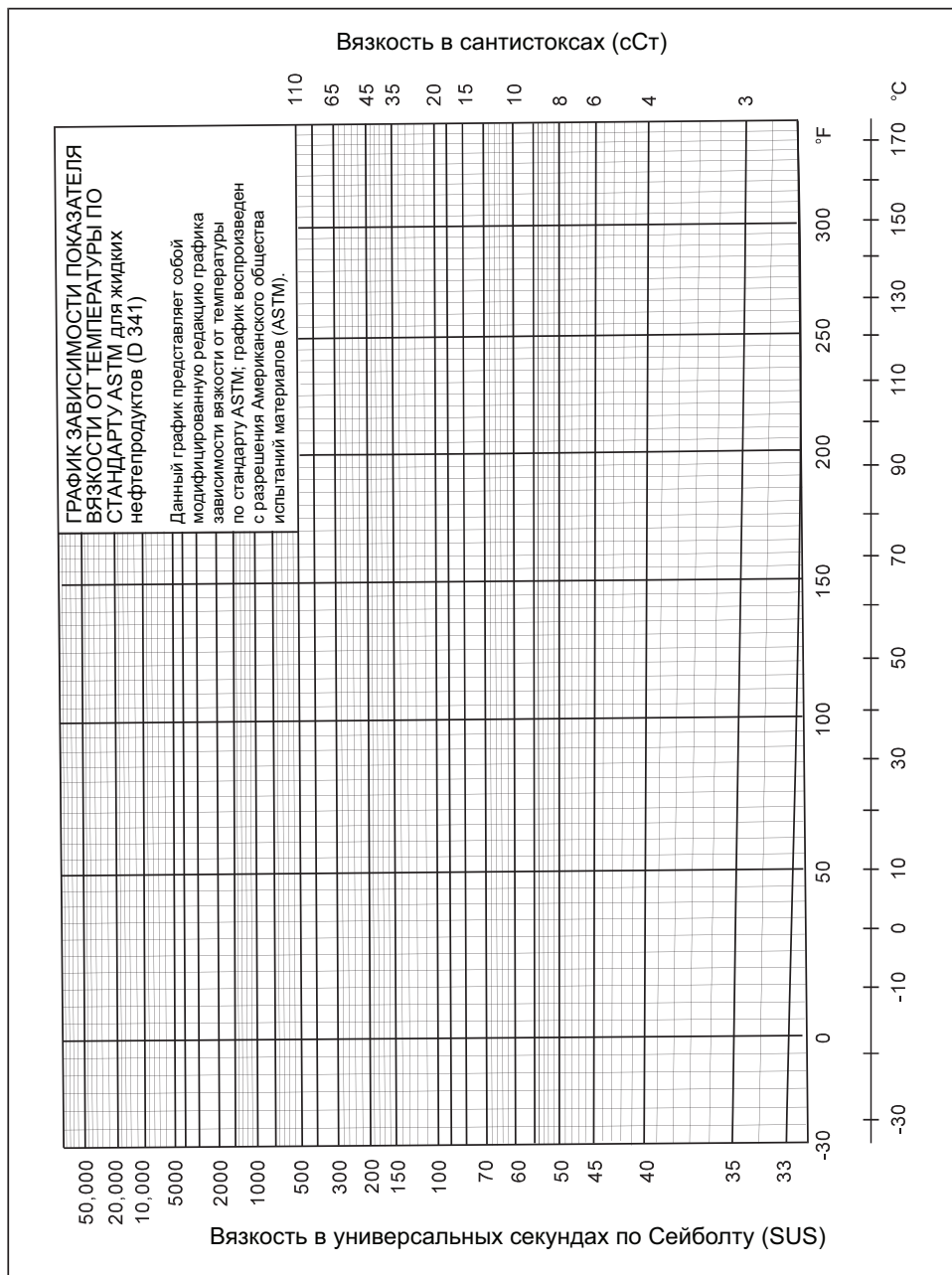
“Canola Oil-based Fluid is Gentle on Environment” R. Adams, P. Kromdyk, T. Noblit, Houghton International Inc., Valley Forge, PA., Hydraulics & Pneumatics, апрель 1999 г., сс. 68, 70, 72.

Задания к главе 10

Задание 1

В бак гидросистемы мобильного оборудования залита рабочая жидкость Mobil DTE 25. У сотрудника, ответственного за техобслуживание оборудования, возникли сомнения, связанные с возможностью значительного увеличения показателя вязкости в зимнее время и соответствующей нагрузки при работе поршневых насосов. Предположительно в течение нескольких зимних месяцев в районе эксплуатации оборудования температура может падать до 35°F (1,7°C). Определите вязкость гидравлической жидкости в этот период времени.

Марка	Тип гидравлической жидкости	Удельный вес	Вязкость (SUS)
Mobil DTE25	PB 876	225 при 100°F	49 при 210°F



Задание 2

Поскольку было выявлено пенообразование гидравлической жидкости, её заменили жидкостью с противоположной присадкой. После заливки новой жидкости в бак гидросистемы пенообразование прекратилось, но рабочая жидкость стала быстро окисляться. Перечислите причины быстрого окисления гидравлической жидкости.

Задание 3

Из-за сильной протечки гидросистемы сотрудник, ответственный за техобслуживание оборудования, принял решение о замене гидравлической жидкости на сравнительно дешёвую жидкость на минеральной основе без присадок. Рабочее давление в системе составляет 152 бар (2200 фунтов/кв.дюйм).

Перечислите возможные результаты и последствия этой замены.

Задание 4

В связи с высокой пожарной опасностью гидросистемы с рабочим давлением 152 бар (2200 фунтов/кв.дюйм) возникла необходимость в замене рабочей жидкости на основе углеводородов на огнестойкую жидкость.

Какой вид огнестойкой гидравлической жидкости можно рекомендовать для применения в данных условиях, и каким образом новая жидкость может повлиять на состояние установленных в системе уплотнений и защитных покрытий?

Задание 5

Некое лицо не может понять, зачем в гидросистему нужно заливать огнестойкую рабочую жидкость. Он считает: «Масло не горит. Кто работал на заводе, мог видеть, как окурки сигареты бросают в масляную лужицу».

Приведите объяснения пожарной опасности гидравлической жидкости.

Задание 6

Во время ночной смены в гидросистеме рабочую жидкость на основе углеводородов заменили на инвертную эмульсию. Персоналу дневной смены, ответственному за техобслуживание оборудования, было известно, что вязкость нефтяного масла составляет 32 сСт (150 SUS) при 37,7°C (100°F). Персонал обратил внимание, что вязкость инвертной эмульсии составляет 80,9 сСт (375 SUS) при 37,7°C (100°F). У сотрудника возникло ощущение, что была допущена ошибка.

Была ли допущена ошибка? Приведите объяснения.

Задание 7

Каким двум условиям должна соответствовать гидравлическая жидкость, чтобы её можно было классифицировать как биоразлагающуюся?

Задание 8

Какие из перечисленных гидравлических жидкостей относятся к классу неминеральных?

- a. на основе растительного масла
- b. на основе синтетического эфира
- c. полигликоль
- d. все перечисленные выше
- e. только a) и c).

Задание 9

Сотрудник, ответственный за техобслуживание оборудования, предупредил оператора оборудования о необходимости соблюдения осторожности, чтобы предотвратить гидролиз гидравлической жидкости на основе эфиров. Что он имел в виду?

Задание 10

Перечислите четыре главных фактора ограничения применения воды как гидравлической жидкости.

1. 2. 3. 4.

Глава 11

Гидравлические фильтры

Компоненты и схемы, рассмотренные в данном пособии, будут работать в соответствии с их описанием и будут выполнять работу, для которой они предназначены до тех пор, пока не засорится рабочая жидкость. Чистая жидкость позволяет добиться оптимальной эффективности наилучших компонентов и тщательно спроектированных схем.

Все рабочие жидкости загрязняются в той или иной степени, однако, во многих случаях установка фильтра (рис. 11-1) считается нецелесообразной. В конечном счёте, установка фильтра не приносит видимых улучшений, однако надо чётко сознавать, что загрязнённая рабочая жидкость снижает эффективность работы даже самых лучших гидросистем. Фактически, квалифицированные механики, проводящие техническое обслуживание, согласны с тем, что большинство неисправностей, возникающих в компонентах, и сбой системы происходят из-за загрязнения рабочей жидкости. Загрязнение рабочей жидкости могут вывести из строя большую и дорогостоящую машину.

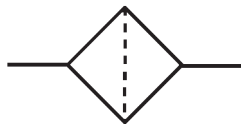


Рис. 11-1 Условное обозначение фильтра

В рабочую жидкость попадают загрязняющие вещества

Любые загрязняющие вещества, которые попадают в гидросистему, препятствуют выполнению рабочей жидкостью своих основных функций:

1. использования в качестве среды для передачи энергии
2. смазывания внутренних подвижных механизмов гидросистемы
3. использования в качестве теплоносителя
4. заполнения зазоров между подвижными деталями, расположенными рядом друг с другом.

Загрязняющие вещества препятствуют выполнению трёх из четырёх вышеуказанных функций. Загрязняющие вещества препятствуют передаче энергии, засоряя небольшие отверстия в компонентах гидросистемы, таких как клапаны давления (рис. 11-2) и дроссели.

В таких условиях затрудняется и замедляется передача давления в другую полость запорного элемента. Клапан начинает работать не только нестабильно и неэффективно, но и небезопасно.

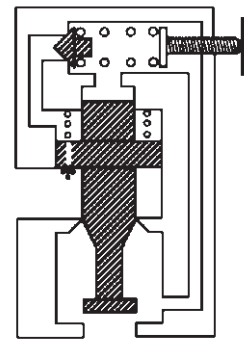


Рис. 11-2 Загрязняющие вещества могут закупоривать отверстия

Во время работы гидросистема нагревается, так как скорость, трение и изменение направления рабочей жидкости влияют на её температуру. Когда жидкость попадает в бак, она отдаёт свое тепло его стенкам (рис. 11-3). Частицы загрязняющих веществ ухудшают охлаждение жидкости, образуя шлам, который ухудшает теплопроводность стенок бака.

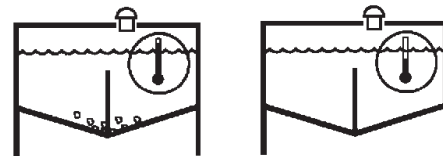


Рис. 11-3 На стенках бака может скапливаться осадок, который ухудшает теплообмен.

Гидросистемы, в которых рабочая жидкость не загрязнена, нагреваются меньше, чем системы с загрязнённой жидкостью. Одной из самых больших проблем, которые возникают из-за загрязнения рабочей жидкости, является плохая смазка компонентов. Загрязняющие вещества можно разделить на три группы, в зависимости от соотношения размеров частиц с размерами зазоров между компонентами: частицы, которые меньше чем зазор между компонентами, частицы сопоставимые по размеру с зазором между компонентами и частицы, размеры которых превышают размеры зазора между компонентами (рис. 11-4).

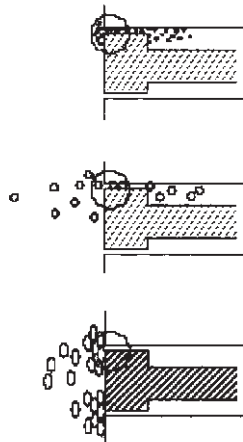


Рис. 11-4 Загрязняющие вещества могут привести к заилению или износу компонентов или засорению магистралей

Очень мелкие частицы загрязняющих веществ, размер которых меньше, чем размер зазора между компонентами, могут накапливаться в зазорах, особенно, если в жидкости содержится большое количество загрязняющих веществ, или если гидроаппарат редко используется. Загрязняющие вещества закупоривают зазор или препятствуют прохождению через него рабочей жидкости. Накопление очень мелких частиц загрязняющих веществ в гидросистемах называется заилением.

Частицы загрязняющих веществ, которые сопоставимы по размерам с величиной зазоров, трутся о подвижные детали, разрушая защитную пленку, которую создаёт рабочая жидкость.

Частицы загрязняющих веществ большого размера также ухудшают смазку, скапливаясь на входах, уменьшают пропускную способность или преграждают поток рабочей жидкости через подвижные детали.

Плохая смазка приводит к усиленному износу компонентов, увеличению времени реакции системы, сгоранию соленоидов и преждевременному выходу из строя компонентов.

Загрязнение

Посторонние частицы приводят к загрязнению гидросистемы (Рис. 11-5). Это загрязнение можно сравнить с загрязнением вашей любимой речки или ручья бутылками, консервными банками, бумагой и старыми крышками. Отличие заключается в том, что загрязнение гидросистемы измеряется в очень маленьком масштабе (в микронах).



Рис. 11-5 Загрязнение резервуара

Типы и источники загрязнений

Загрязнение водой

Для соответствующего технического обслуживания недостаточно просто удалять твёрдые примеси. По сути дела, вода является универсальным загрязняющим веществом, и её, так же как и твёрдые частицы загрязняющих веществ, необходимо удалить из рабочей жидкости.

Вода может присутствовать в рабочей жидкости в свободном состоянии или в качестве растворённого вещества. Вода, присутствующая в свободном состоянии, или эмульгированная вода, — это вода, находящаяся выше точки насыщения определённой жидкости (Таблица 11-1). В точке насыщения жидкость не может растворять и удерживать воду.

Тип жидкости	Промилле	(%)
Рабочая жидкость	300	0,03
Смазочное масло	400	0,04
Трансформаторное масло	50	0,005

Воду в свободном состоянии можно определить по помутнению жидкости (рис. 11-6)

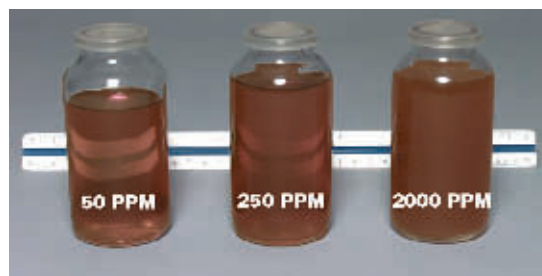


Рис. 11-6 Видимое загрязнение жидкости

Информация о фильтрации

- Простая проверка «на потрескивание» позволяет определить наличие свободной воды в рабочей жидкости. Подогрейте ёмкость с жидкостью на открытом пламени, если в точке нагрева появятся пузырьки, и будет раздаваться «потрескивание», в рабочей жидкости присутствует свободная вода
- Рабочие жидкости способны «удерживать» большой объём воды при ограниченной температуре. При увеличении температуры мутная рабочая жидкость может стать более прозрачной.

Повреждения из-за присутствия воды:

- металлические поверхности подвергаются коррозии (рис. 11-7)
- ускоряется абразивный износ
- усталость подшипников (диаграмма 11-1)
- разрушение присадок
- изменяющаяся вязкость
- увеличение электропроводности.



Рис. 11-7 Обычный износ насоса из-за наличия твёрдых примесей и воды в рабочей жидкости

Под действием воды разрушаются присадки, препятствующие износу, и образуются кислоты. При загрязнении водой, воздействии высокой температуры и использовании разных материалов возникает гальванический эффект. В результате этого на металлических поверхностях и в защитном слое образуются раковины, и появляется коррозия. Негативное воздействие усиливается при перепадах температуры и уменьшении гигроскопичности жидкости. Если температура опускается до температуры заморозания, в жидкости образуются кристаллы льда, которые отрицательно влияют на работу всей системы — может ухудшиться быстродействие и возникнуть сбой.

Вода ухудшает изолирующие свойства рабочей жидкости, в результате этого могут появиться проблемы, связанные с проводимостью, и уменьшиться диэлектрическая прочность рабочей жидкости (кВ).

Последствия:

- износ уплотнений гидродвигателя
- появление утечек из бака
- образование конденсата
- появление течей в теплообменнике.

Жидкости постоянно подвергаются воздействию воды или пара во время работы или хранения. Например, рабочие жидкости наиболее часто подвержены воздействию воды при хранении ёмкостей и бочек на открытых площадках.

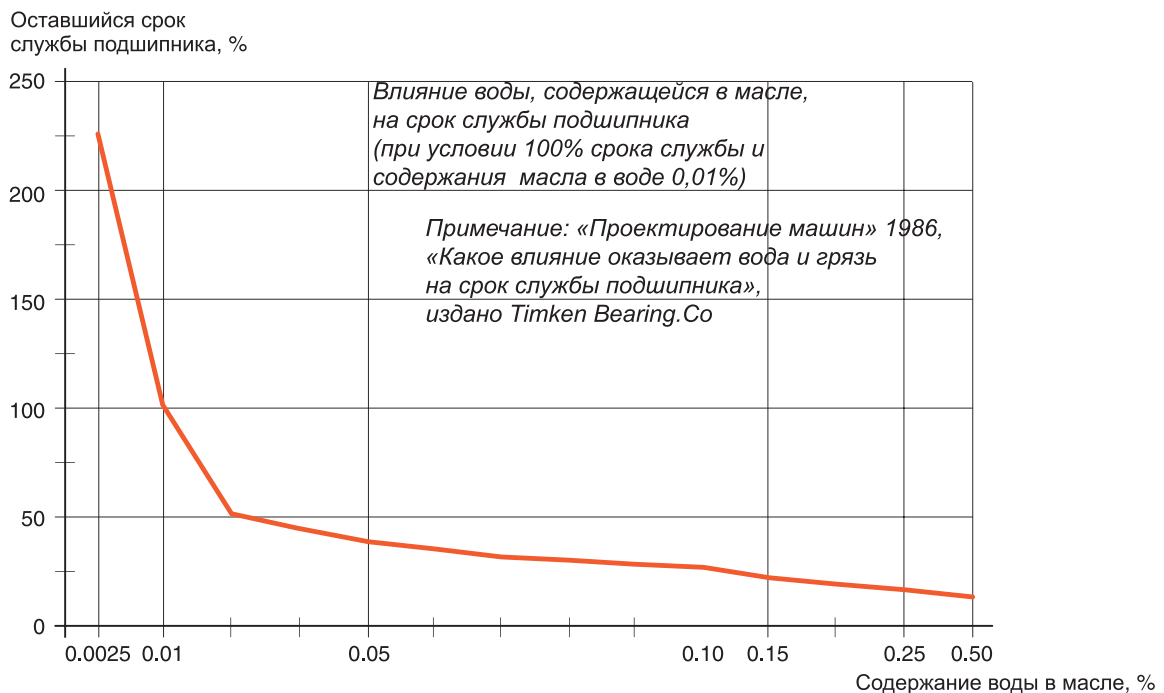
Вода может осаждаться на крышке ёмкости, в которой хранится рабочая жидкость, и просочиться в ёмкость при изменении температуры. Кроме того, вода может попасть внутрь ёмкости при открывании или при наполнении ёмкости.

Вода может попасть в гидросистему через изношенный цилиндр и уплотнения гидродвигателя, или через отверстия в резервуаре. Кроме того, основным источником воды, поступающей в гидравлическую жидкость, служит конденсат. В связи с тем, что жидкости могут охлаждаться в ёмкости или в баке, испарившаяся вода будет скапливаться на внутренних стенках, вызывая коррозию.

Информация о фильтрации

- Плотность свободной воды меньше, чем плотность масла, следовательно, вода будет осаждаться на дне бака, откуда её можно без труда слить, с помощью сливного крана
- Оптимальная эффективность поглощающих фильтроэлементов достигается при слабой скорости потока и небольшой вязкости масла.

Диаграмма 11-1 Влияние воды, содержащейся в масле, на срок службы подшипника



Предотвращение

В большинстве случаев лишнюю воду можно удалить из гидросистемы. Профилактические меры, которые предпринимаются для уменьшения загрязнения системы твёрдыми веществами, могут предотвращать также попадание воды. В случае, если в гидросистеме будет обнаружена лишняя вода, её можно удалить одним из следующих способов.

Впитывание

Вода впитывается фильтроэлементом, который специально установлен для поглощения свободной воды. Как правило, такие фильтроэлементы состоят из слоистого материала, который преобразует свободную воду в гель, который удерживается внутри фильтроэлемента. Такие фильтроэлементы устанавливаются в стандартных корпусах и предназначены для удаления небольшого объёма воды.

Центрифугирование

Вода отделяется от масла во время вращения центрифуги вокруг своей оси. Данный метод удаления воды эффективен только для удаления большого количества свободной воды.

Вакуумное обезвоживание

Вода отделяется от масла с помощью создания вакуума и дальнейшего испарения (рис. 11-8). Данный метод используется для удаления большого количества растворённой и свободной воды.



Рис. 11-8 Система вакуумной сушки

Загрязнение измеряется в микрометрах

Один микрометр (микрон) равен одной миллионной части метра или одной тридцати девяти-миллионной части дюйма. Предметы толщиной в один микрон невидимы для человеческого глаза и настолько малы, что их очень трудно представить. Чтобы представить себе эти размеры, мы измерим некоторые предметы, которые используются в повседневной жизни в микронах.

Размер крупинки столовой соли составляет 100 микрометров (мкм), а диаметр человеческого волоса, в среднем, составляет 70 микрометров (мкм) (рис. 11-9). Двадцать пять микрометров приблизительно равны одной тысячной части дюйма.



Рис. 11-9

Предел видимости

Человеческий глаз не способен различать предметы, размер которых меньше 40 микрон. То есть, среднестатистический человек может увидеть частицы грязи, размер которых больше 40 микрон, следовательно, даже если рабочая жидкость выглядит чистой, она может быть загрязнена. Размеры частиц большинства загрязняющих веществ, которые ухудшают работу гидросистемы, меньше 40 микрон.

Определение чистоты жидкости

Так как зрение человека неспособно точно оценить чистоту рабочей жидкости, её чистота определяется с помощью изучения образца под микроскопом или с помощью автоматического счётчика частиц.

Оба метода позволяют оценить количество частиц размером около микрона, данное значение используется в качестве фактора, определяющего чистоту рабочей жидкости.

Информация о фильтрации

- Большинство производителей механизмов и компонентов гидросистем установили стандарт чистоты для оборудования (ISO), чтобы добиться оптимальной производительности оборудования
- Цвет жидкости не является точным показателем степени её чистоты.

Определение количества частиц

Чтобы точно определить или устранить проблему, связанную с загрязнением, используется эталонная шкала с размерами частиц. Оценка количества частиц является самым распространенным способом определения чистоты жидкости.

Для подсчёта количества частиц различного размера используются оптические измерительные приборы с большим разрешением. Данные о загрязнении предоставляются в виде количества частиц, размер которых превышает заданное значение, содержащихся в определенном объёме жидкости.

Стандарт чистоты ISO 4406 (международная организация по стандартизации), получил широкое распространение во многих отраслях современной промышленности. В изменённых версиях данного стандарта, которые используются повсеместно, для определения степени чистоты учитывают количество частиц размером от 2,5 до 15 мкм (микрон) в определенном объёме жидкости — в 1мл или в 100 мл. ПРИМЕЧАНИЕ: 1 мл (0,001 литра) приблизительно равно 0,06 кубического дюйма.

Количество частиц размером >2 мкм или >5 мкм используется в качестве эталонного значения для определения частиц, «заиливающих» гидросистему. Размеры частиц >15 мкм обозначают количество крупных частиц, которые в большинстве случаев могут привести к неисправимым повреждениям компонентов.

В таблицах 11-2 и 11-3 показаны современные нормы стандарта ISO (19/16/13) и соответствующая классификация. В стандарте ISO 4406 (Таблица 11-4) указаны количества частиц в диапазонах от 24 до 6.

Таблица 11-2 стандарт ISO (Пример)

Код ISO	18 / 16 / 13
Частицы разм. 2 мкм	_____
Частицы разм. 5 мкм	_____
Частицы разм. 15 мкм	_____

Таблица 11-3 Классификация ISO код 18/16/13

№ диапазона	Размер в мкм	Диапазон количества частиц (в 1 мл)
18	• 2	1300 - 2500
16	• 5	320 - 640
13	• 15	40 - 80

Таблицы 11-4 Стандарт ISO 4406

№ диапазона	Количество частиц в 1 мл	
	от	до
24	80 000	160 000
23	40 000	80 000
22	20 000	40 000
21	10 000	20 000
20	5 000	10 000
19	2 500	5 000
18	1 300	2 500
17	640	1 300
16	320	640
15	160	320
14	80	160
13	40	80
12	20	40
11	10	20
10	5	10
9	2,5	5
8	1,3	2,5
7	0,64	1,3
6	0,32	0,64

Требования, предъявляемые к чистоте компонентов

Большинство производителей гидравлических компонентов и силовых элементов установили оптимальную степень чистоты, необходимую для их работы. Срок службы рассматриваемых компонентов сокращается, если чистота рабочей жидкости, с которой они работают, окажется ниже установленных значений.

В таблице 11-5, перечислены некоторые компоненты и степень чистоты, необходимая для их работы. Мы рекомендуем обратиться к производителям компонентов, чтобы получить письменные подтверждения требуемой чистоты жидкости. Эти данные необходимы для выбора подходящего уровня фильтрации.

Таблица 11-5 Чистота жидкости, необходимая для работы стандартных гидравлических компонентов

Компонент	Стандрат ISO
Сервораспределители	16/14/11
Пропорциональные аппараты	17/15/12
Пластинчатые и поршневые насосы и гидромоторы	18/16/13
Гидрораспределители и клапаны давления	18/16/13
Шестерённые насосы и моторы	19/17/14
Дроссели и цилиндры	20/18/15
Новая неиспользованная жидкость	20/18/15

Кроме того, данная информация может использоваться при подаче рекламационных актов, так как она может провести границу между нормальной работой, работой при повышенной нагрузке и использовании с нарушением норм.

Информация о фильтрации

- Уровень чистоты жидкости является основным параметром для контроля степени загрязнения.
- При увеличении размеров частиц показатели, установленные в стандарте ISO, не увеличиваются.

Фильтроэлементы

Механические фильтры предназначены для удаления загрязняющих веществ из гидравлической жидкости. Загрязняющие вещества удаляются при прохождении потока жидкости через пористый фильтровальный элемент, который удерживает загрязняющие вещества. Фильтровальные элементы подразделяются на два типа: пористые (глубинные) и поверхностные.

Пористые фильтроэлементы

В пористых фильтроэлементах поток жидкости проходит через многослойный материал определённой толщины. Загрязняющие вещества удерживаются в извилистых каналах фильтровального материала, по которым должна пройти рабочая жидкость (рис. 11-10).

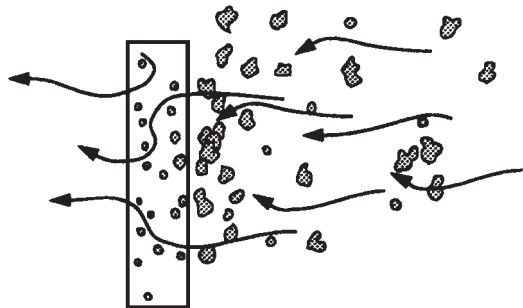


Рис. 11-10 Пористый фильтроэлемент

Таблица 11-6 Содержание частиц загрязняющих веществ в жидкостях с различной степенью чистоты

Код ISO	Содержание частиц в 1 мл			NAS 1638 (1964)	Уровень, отвергнутый SAE (1963)
	• 2 мкм	• 5 мкм	• 15 мкм		
23/21/18	80 000	20 000	2 500	12	—
22/20/18	40 000	10 000	2 500	—	—
22/20/17	40 000	10 000	1 300	11	—
22/20/16	40 000	10 000	640	—	—
21/19/16	20 000	5 000	640	10	—
20/18/15	10 000	2 500	320	9	6
19/17/14	5 000	1 300	160	8	5
18/16/13	2 500	640	80	7	4
17/15/12	1 300	320	40	6	3
16/14/12	640	160	40	—	—
16/14/11	640	160	20	5	2
15/13/10	320	80	10	4	1
14/12/9	160	40	5	3	0
13/11/8	80	20	2.5	2	—
12/10/8	40	10	2.5	—	—
12/10/7	40	10	1.3	1	—
12/10/6	40	10	0.64	—	—

В качестве пористых фильтроэлементов наиболее широко используется бумага, пропитанная различными веществами, и синтетические материалы.

Размеры пор пористых фильтроэлементов

Благодаря конструкции, в пористом фильтроэлементе находится много пор различного размера. Это явление описано с помощью кривой распределения размера пор. Точка на кривой обозначает количество пор определенного размера, приходящееся на единицу площади стандартного фильтроэлемента (рис. 11-11).



Рис. 11-11

На кривой видно, что большую часть площади занимают маленькие поры, а поры большего размера встречаются реже. Это означает, что большая часть жидкости, проходящей через фильтр, проходит через маленькие поры.

Стандарт
 NAS: Национальный авиакосмический стандарт (США)
 SAE: Общество инженеров-автомобилестроителей (США)

Номинальные параметры

Так как в пористом фильтровальном материале нет одинаковых отверстий, для определения размера отверстий используется номинальная величина, основанная на среднем размере пор.

Например, номинальный размер пор пористого фильтроэлемента, равный 40 микрон означает, что изначально он предназначен для удаления загрязняющих веществ с размером частиц до 40 микрон, и не будет удалять некоторые загрязняющие вещества, у которых размер частиц превышает 40 микрон.

ПРИМЕЧАНИЕ: некоторые производители не используют средний размер пор фильтровального материала в качестве номинального параметра. В большинстве таких случаев в качестве номинального параметра используется произвольное значение, которое является приблизительным.

Типы фильтровального материала и номинальные параметры

Испытания на многократное прохождение

Для оценки совершенства фильтра в промышленности используют испытания на многократное прохождение (multipass test). Кроме того, эта процедура одобрена Американским Национальным институтом стандартов (ANSI) и Национальной ассоциацией производителей рабочих жидкостей (NFPA).

При проведении испытаний на многократное прохождение (рис. 11-12), тщательно контролируется состояние жидкости, циркулирующей в контуре. Во время испытаний непрерывно измеряется разница давлений между точками, к которым подключён фильтр, в условиях постоянного количества загрязняющих веществ, подаваемых на вход фильтра. Для измерения количества загрязняющих веществ на входе и на выходе фильтра используются лазерные датчики, которые позволяют отслеживать изменения концентрации в пробе в реальном времени.

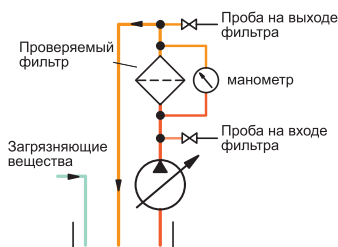


Рис. 11-12 Испытания на многократное прохождение

Показатель совершенства фильтра, или коэффициент β (бета) определяется для разного размера частиц.

По результатам испытаний на многократное прохождение определяются три важных характеристики фильтра:

1. пропускная способность фильтроэлемента

- разность давлений между входом и выходом проверяемого фильтроэлемента
- эффективность фильтрации, выраженная в виде коэффициента β .

Информация о фильтрации

- Оценка фильтроматериала, или коэффициент β (бета) обозначает эффективность удержания частиц загрязняющих веществ фильтровальным материалом
- Следующие факторы оказывают сильное влияние на результаты испытаний на многократное прохождение:
 - величина потока
 - разность давлений между входом и выходом фильтра
 - тип загрязняющих веществ

Коэффициент β

Коэффициент β (коэффициент эффективности фильтрования) обозначает эффективность, с которой фильтровальный элемент удерживает частицы загрязняющих веществ. Следовательно, этот параметр характеризует номинальную эффективность улавливания твёрдых частиц (табл. 11-7).

Коэффициент β (для частиц определенного размера)	Эффективность улавливания твёрдых частиц (%) (для аналогичного размера частиц)
1,01	1,0
1,1	9,0
1,5	33,3
2,0	50,0
5,0	80,0
10,0	90,0
20,0	95,0
75,0	98,7
100	99,0
200	99,5
1000	99,9

Из формулы 11-2 видно, как коэффициент β получается из результатов испытаний на многократное прохождение. Предположим, что на входе испытываемого фильтра в заданном объёме жидкости содержится 50 000 частиц размером не менее 10 мкм, а на выходе - 10 000 частиц того же размера. Соответствующий коэффициент β будет равен 5, а пример будет звучать « $\beta_{10} = 5$ ».

Формула 11-2 Коэффициент β (бета)

$$\beta_x = \frac{\text{Количество частиц на входе фильтра}}{\text{Количество частиц на выходе фильтра}}$$

где: β_x коэффициент β для определенного размера частиц (x)

Пример: $\beta_{10} = \frac{50\,000}{10\,000} = 5$

Сам по себе коэффициент β предоставляет очень мало информации, этот коэффициент рассчитывается в качестве вспомогательной величины при расчёте эффективности улавливания твёрдых частиц, которая выражается в % и вычисляется с помощью простой формулы (Формула 11-1). В указанном примере эффективность улавливания частиц проверяемого фильтра составляет 80% для частиц размером не менее 10 мкм. То есть из каждых 5 частиц, которые попадают в фильтр, 4 частицы улавливаются фильтровальным материалом.

Формула 11-1 Эффективность улавливания

$$\eta_x = \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \times 100 (\%)$$

где: η_x – эффективность улавливания, выраженная в % при фильтрации частиц размером не менее x мкм.

Пример: $\beta_{10} = \left(1 - \frac{1}{5}\right) \times 100 = 80\%$

Соотношение эффективности улавливания и коэффициента β (Таблица 11-8) показывает общие коэффициенты β и соответствующую эффективность улавливания.

Таблица 11-8 Соотношение коэффициентов β и эффективности улавливания

Количество частиц на входе	Количество частиц на выходе	Коэффициент $\beta_{(x)}$	$\eta_{(x)}$ (%)
100 000 $\geq(x)$ мкм	50 000	$\frac{100\,000}{50\,000} = 2$	50,0
	5 000	$\frac{100\,000}{5\,000} = 20$	95,0
	1 333	$\frac{100\,000}{1\,333} = 75$	98,7
	1 000	$\frac{100\,000}{1\,000} = 100$	99,0
	500	$\frac{100\,000}{500} = 200$	99,5
	100	$\frac{100\,000}{100} = 1000$	99,9

Поверхностные фильтроэлементы

В поверхностных фильтроэлементах поток жидкости проходит через прямые каналы в однослойном материале. Загрязняющие вещества скапливаются на поверхности фильтроэлемента, который расположен перпендикулярно потоку жидкости.

Размеры пор поверхностных фильтроэлементов

В поверхностных фильтроэлементах все поры одинакового размера, так как при производстве сетчатых или перфорированных металлических фильтров обеспечивается очень точный контроль (рис. 11-13), поэтому поверхностные фильтроэлементы обычно характеризуются абсолютной тонкостью фильтрации.

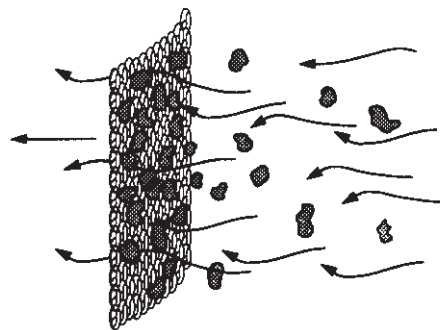


Рис. 11-13 Поверхностные фильтроэлементы

Абсолютная тонкость фильтрации

Под абсолютной тонкостью фильтрации понимают максимальную ширину отверстия фильтровального элемента. Этот параметр обозначает максимальный диаметр твёрдых частиц, которые могут пройти через фильтроэлемент.

В связи с тем, что размер ячеек фильтроэлемента можно точно контролировать во время изготовления, в основном, ширина всех ячеек в сетчатом фильтре размером 200 меш будет равна 74 микрометрам (рис. 11-14).

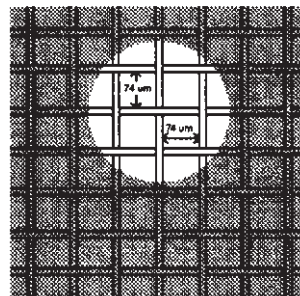


Рис. 11-14 Абсолютная тонкость фильтрации квадратных ячеек сетчатого фильтра

В сетчатых фильтроэлементах размером 200 меш с абсолютной тонкостью фильтрации 74 мкм в одном квадратном дюйме фильтровального материала содержится 200 проволочных нитей, расположенных вертикально, и 200 проволочных нитей, расположенных горизонтально, причём расстояние между проволоками составляет 74 микрометра. Следовательно, максимальный диаметр твёрдой частицы, которая может пройти через фильтроэлемент, равен 74 микрометра.

Абсолютная тонкость фильтрации пористого (глубинного) фильтроэлемента будет соответствовать последней точке кривой распределения пор. В фильтроэлементах может быть только одна пора такого размера, но эта величина все равно будет считаться абсолютной тонкостью фильтрации (рис. 11-15).

Источники загрязнений

В соответствии с вышеуказанным определением, к загрязняющим веществам относятся любые вещества, которые не растворяются в рабочей жидкости. Частицы загрязняющих веществ могут быть любой формы и любых размеров, и могут попасть в гидросистему различными способами.

Загрязняющие вещества, содержащиеся в гидросистеме

В большинстве случаев после изготовления гидросистемы в ней содержится большое количество загрязняющих веществ. Во время сборки оборудования в резервуаре скапливается ржавчина, обломки засохшей краски, пыль, сигаретные окурки, песок и бумажные стаканчики. Даже после «очистки» резервуара перед заполнением рабочей жидкостью, в образце рабочей жидкости, отобранном непосредственно после запуска системы, содержится большое количество разнообразных загрязняющих веществ. Большинство загрязняющих веществ, которые могут повредить гидросистему, не видны невооруженным глазом, и их невозможно удалить, вымыв резервуар или обдув его струей сжатого воздуха.

Кроме того, загрязняющие вещества могут содержаться в компонентах новой гидросистемы, так как во время транспортировки, установки или хранения новых гидрораспределителей, цилиндров, предохранительных клапанов и насосов в них могут попасть загрязняющие вещества, которые очень быстро проникают в рабочую жидкость.

Грязь, образующаяся внутри гидросистемы

Другим источником загрязнения являются загрязняющие вещества, которые образуются внутри гидросистемы. Во время работы оборудования происходит естественный износ подвижных механизмов, в результате которого в системе появляются загрязняющие вещества (рис. 11-16). Все подвижные механизмы, находящиеся внутри гидросистемы можно рассматривать в качестве источника загрязнения всей системы.

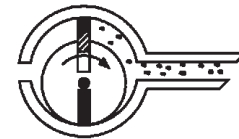


Рис. 11-16 Загрязняющие вещества могут появляться в результате износа компонентов гидросистемы.

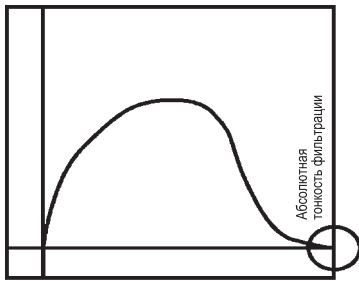


Рис. 11-15 Абсолютная тонкость фильтрации пористого фильтроэлемента

Фактическая тонкость фильтрации фильтроэлемента

В предыдущем разделе было установлено, что абсолютная тонкость фильтрации означает максимальный диаметр ячейки фильтроэлемента. В некоторых случаях считают, что абсолютная тонкость фильтрации фильтра означает максимальный диаметр твёрдой частицы, которую может пропустить фильтроэлемент во время работы системы. Это определение является ошибочным, так как, в большинстве случаев, форма частиц загрязняющих веществ отличается от сферической.

Любое нерастворимое вещество, присутствующее в рабочей жидкости, считается загрязняющим. Это определение используется для любых веществ с любой формой и размером частиц.

Фильтроэлемент с абсолютной тонкостью фильтрации, равной 74 микрон, может пропускать длинные тонкие частицы загрязняющих веществ. Частицы длиной 150 мкм и диаметром 3 мкм перемещаются в потоке жидкости, как ракеты. Такие частицы проходят через фильтроэлемент, так как их диаметр составляет только 3 мкм, и не задерживаются в ячейках большего диаметра. Следовательно, абсолютная тонкость фильтрации фильтра, равная 74 мкм, не гарантирует, что фильтр удалит все частицы размером более 74 мкм из потока жидкости.

Абсолютная или номинальная тонкость фильтрации указывают, соответственно, только на максимальный или средний размер ячейки фильтровального материала. Тонкость фильтрации не указывает на размер частиц, которые гарантированно удержит фильтр или на степень чистоты очищенной жидкости.

Проконсультируйтесь с производителем компонентов или авторитетным производителем фильтров, чтобы определить тонкость фильтрации и тип фильтра, который будет использоваться в определённой гидросистеме.

Таблица 11-9 Выбор фильтра для систем смазки				
Тип компонента	Рекомендуемая степень чистоты	Коэффициент эффективности фильтрации $\beta_x > 200$	Количество фильтроэлементов*	Мин. количество фильтроэлементов
Шарико-подшипники	15/13/11	2	1,5	Р или R, и О
		2	1	Р или R
Роликоподшипники	16/14/12	5	2	Р или R
		2	0,5	О
Цапфенные подшипники; редукторы	17/15/13	5	1,5	Р или R, и О
		10	2,5	Р, R и О

* Количество фильтроэлементов в системе; по требованию проектировщика может быть установлено большее количество элементов.

Р- Полнопоточный напорный фильтр (соответствует одному фильтроэлементу);
 R- Полнопоточный сливной фильтр (соответствует одному фильтроэлементу);
 О- Автономный фильтр (пропускная способность составляет 10% от объёма резервуара или 0,5 от пропускной способности фильтроэлемента).

Корпуса компонентов постоянно изгибаются под воздействием обычных напряжений и постоянно подвергаются воздействию гидравлических ударов. В результате воздействия этих факторов от механически обработанных и литых корпусов откалываются обломки, которые попадают в гидравлическую жидкость. В воздухе, который может попасть в гидросистему во время её работы, содержатся водяные пары (рис. 11-17). После отключения оборудования воздух, находящийся в резервуаре, охлаждается, и на стенках резервуара конденсируется влага, в результате чего образуется ржавчина, которая периодически попадает в рабочую жидкость.

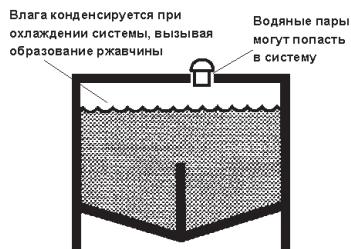


Рис. 11-17 Водяные пары могут вызывать коррозию.

Загрязняющие вещества, попадающие в гидросистему

Загрязняющие вещества, попадающие в гидросистему, являются дополнительным источником загрязнения. В большинстве случаев это происходит при проведении планового или непланового технического обслуживания.

Если происходит поломка насоса, обслуживающий персонал заменяет компоненты или ремонтирует их непосредственно на месте установки. В этом случае техник работает в грязной среде, из которой загрязнения попадают в гидравлическую систему после того как будет открыта гидравлическая магистраль (рис. 11-18).

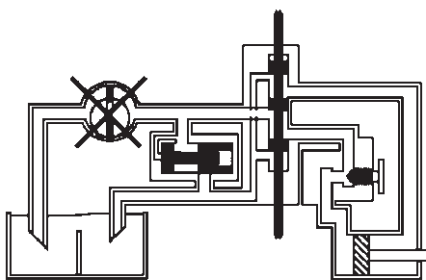


Рис. 11-18 При ремонте неисправного насоса в гидросистему могут попасть загрязняющие вещества.

Отсоединенный насос, скорее всего, будет ремонтироваться на грязном верстаке, и механик вытрет компоненты насоса «более или менее чистой» тряпкой перед последующей сборкой. Грязь, находящаяся внутри насоса попадёт в гидросистему после его установки. Если в трубопроводе появилась течь, немедленно поставьте под местом утечки «чистое» ведро. После устранения течи механик должен вылить рабочую жидкость, накопившуюся в ведре. В

большинстве случаев загрязнённая вытекшая жидкость заливается обратно в резервуар, если её невозможно утилизировать должным образом (рис. 11-19). В любом случае, вам будет не хватать одного ведра рабочей жидкости.

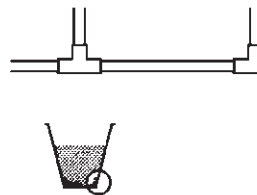


Рис. 11-19 Загрязняющие вещества могут попасть в гидросистему, вместе с вытекшей рабочей жидкостью, которая заливается обратно в резервуар

Кроме того, в гидросистему могут попадать загрязняющие вещества, содержащиеся в атмосфере. Надёжность работы гидросистемы зависит от чистоты воздуха, который попадает в резервуар через крышку сапуна и давит на жидкость, поступающую к насосу. Так как через рабочие органы гидросистемы прокачивается рабочая жидкость, в резервуаре постоянно изменяется её уровень, который выталкивает или втягивает загрязнённый воздух через крышку сапуна, оснащённую фильтром грубой очистки. Загрязняющие вещества, прошедшие через этот фильтр, осаждаются на поверхности жидкости.

Крышка сапуна очищается очень редко или не очищается вообще. При нерегулярном обслуживании быстро загрязняется фильтр в крышке сапуна, после чего крышку снимают, или воздух всасывается в резервуар через старые поврежденные уплотнения или открытые отверстия для установки болтов. Это означает, что в резервуаре появился канал, через который в рабочую жидкость могут попадать любые вещества.

Кроме того, грязь может попадать в гидросистему из цилиндра. В процессе эксплуатации шток цилиндра повреждает грязесъёмники, и при втягивании штока в гидросистему будет попадать грязь.

Классификация способов фильтрации в зависимости от потока жидкости

В первых гидросистемах не использовались фильтры, и это было более или менее обоснованное решение. Компоненты первых гидросистем были более грубыми по сравнению с современными стандартами. Зазоры между подвижными деталями были больше, поэтому загрязнение жидкости меньше влияло на работоспособность гидросистемы.

Компоненты системы были менее чувствительны к наличию загрязнений по сравнению с современными компонентами.

По мере естественного развития технологических процессов изготовления уменьшились допустимые отклонения для компонентов, компоненты стали более эффективными, но, в то же время более чувствительными к наличию загрязняющих веществ, таким образом, возникла необходимость фильтрации рабочей жидкости.

Пропорциональная фильтрация

Первые фильтры, которые устанавливались в гидросистему, предназначались для очистки определённой части от полного объёма жидкости, перекачиваемой насосом (рис. 11-20). Этому можно добиться, установив фильтр в системе так, чтобы через него протекала только часть подачи насоса.

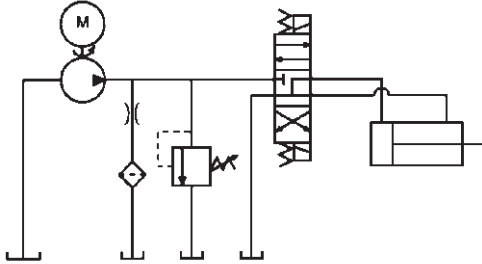


Рис. 11-20 Положение фильтра, обеспечивающего пропорциональную фильтрацию жидкости

Полнопоточная фильтрация

Через некоторое время, по мере увеличения эффективности компонентов, фильтрация части перекачиваемой жидкости не смогла обеспечивать требуемую степень чистоты.

На следующем этапе развития фильтр устанавливался в систему так, чтобы через него проходила вся жидкость, перекачиваемая насосом (рис. 11-21). Фильтрация всей перекачиваемой жидкости является наиболее эффективным способом фильтрации, который используется в современных гидросистемах.

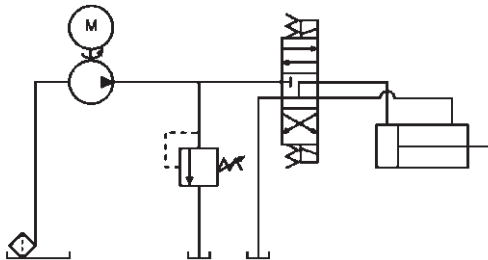


Рис. 11-21 Фильтр, установленный между резервуаром и насосом

Классификация способов фильтрации в зависимости от положения фильтра в гидросистеме

Фильтр предназначен для защиты компонентов гидросистемы. Теоретически, каждый компонент должен быть оснащён собственным фильтром, но это решение в большинстве случаев является нецелесообразным с экономической точки зрения. Как правило, фильтры устанавливаются на наиболее важных участках системы, чтобы обеспечить максимальную эффективность работы.

В большинстве устройств резервуар с рабочей жидкостью является основным источником загрязнения гидросистемы.

Так как насос является основным компонентом гидросистемы и одним из компонентов, которые работают с наибольшей скоростью, фильтр наиболее целесообразно устанавливать на участке между резервуаром и насосом.

Погружной всасывающий фильтр

В большинстве случаев погружной всасывающий фильтр представляет собой фильтр грубой очистки, установленный непосредственно на всасывающей трубе насоса. В качестве этих фильтров используются металлические барабаны, в стенках которых выполнены большие отверстия для сетки с размером ячейки 74 микрон.

Преимущества:

1. Погружные всасывающие фильтры защищают насос от грязи, поступающей из резервуара.
2. Обычно эти фильтры изготавливаются без корпусов и относятся к дешёвым компонентам.

Недостатки:

1. Погружные всасывающие фильтры очень сложно демонтировать, когда их необходимо очистить, особенно если в гидросистеме циркулирует горячая жидкость, так как фильтр находится ниже уровня жидкости.
2. Эти фильтры не оснащены индикатором, который указывает на необходимость очистки фильтра.
3. Фильтры могут ограничивать поток жидкости, поступающий к насосу, если выбран несоответствующий размер фильтра или при нерегулярном проведении технического обслуживания.
4. Фильтр не защищает компоненты гидросистемы, расположенные после него, от частиц износа насоса.

Всасывающий фильтр для наружной установки

Этот фильтр устанавливается во всасывающей линии насоса на выходе из резервуара (рис. 11-22). Тонкость фильтрации большинства всасывающих фильтров для наружной установки находится в диапазоне от 25 до 238 микрон.

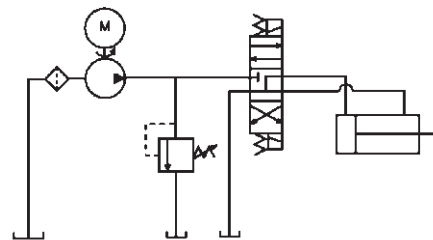


Рис. 11-22 Всасывающий фильтр, установленный на выходе из резервуара.

Преимущества:

1. Вакуум-фильтры защищают насос от грязи, скопившейся в резервуаре.
2. Вакуум-фильтры находятся снаружи резервуара, поэтому они могут быть оснащены индикатором, указывающим на загрязнение фильтра.

3. Для замены фильтровального элемента не требуется разбирать всасывающую линию насоса или резервуар.

Недостатки:

1. Всасывающие фильтры могут перекрывать поток жидкости, поступающей к насосу, если фильтр неправильно установлен или выбран фильтр несоответствующего размера.
2. Фильтр не защищает компоненты гидросистемы, находящиеся после насоса от частиц, образующихся в насосе.

Напорный фильтр

Напорный фильтр устанавливается на участке между насосом и другими компонентами гидросистемы. В большинстве случаев используются напорные фильтры с тонкостью фильтрации 3...40 микрон.

Напорные фильтры также можно установить между любыми компонентами гидросистемы (рис. 11-23). Если поток жидкости между компонентами гидросистемы может течь в двух направлениях (например, между гидрораспределителем и цилиндром), фильтр должен быть способен очищать реверсивный поток. Реверсивные напорные фильтры устанавливаются после сервоклапанов и в закрытых системах объёмных гидропередач.

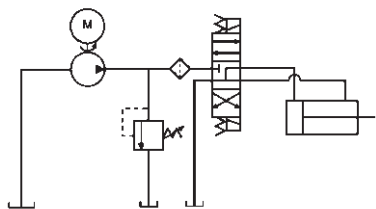


Рис. 11-23 Расположение напорного фильтра

Преимущества:

1. Напорный фильтр способен улавливать очень мелкие частицы, так как давление жидкости в гидросистеме позволяет проталкивать жидкость через фильтроэлемент.
2. Напорные фильтры могут защищать определённые компоненты от частиц, образовавшихся в предыдущих компонентах.

Недостатки:

1. Корпуса напорных фильтров должны выдерживать высокое давление, так как на них воздействует полное давление гидросистемы. Напорные фильтры относятся к дорогостоящим компонентам.
2. При высоком перепаде давлений на фильтре загрязняющие вещества могут проникать через фильтроэлемент, фильтр может забиться или может быть повреждён.

Сливной фильтр

Сливной фильтр устанавливается в сливной линии перед баком. В большинстве случаев в сливных линиях устанавливают фильтры с тонкостью фильтрации от 5 до 40 микрон.

Преимущества:

1. Сливные фильтры очищают рабочую жидкость, перед тем, как она попадёт в резервуар.
2. На корпус фильтра не воздействует полное давление гидросистемы, поэтому эти фильтры стоят дешевле напорных фильтров.
3. Возможна тонкая очистка рабочей жидкости благодаря наличию давления, способного протолкнуть рабочую жидкость через фильтроэлемент.

Недостатки:

1. Фильтр обеспечивает косвенную защиту компонентов системы.
2. При проектировании гидросистем с полнопоточными сливными фильтрами необходимо учитывать пульсации потока, возникающие при работе цилиндров, исполнительных механизмов и аккумуляторов.
3. Противодавление, создаваемое сливными фильтрами может влиять на работу некоторых компонентов гидросистемы.

Перепускной клапан фильтра

При нерегулярном техническом обслуживании увеличивается перепад давлений на фильтре.

Чрезмерное увеличение перепада давлений во всасывающей линии гидросистемы может привести к кавитации в насосе, а в напорной линии — к разрушению фильтроэлемента.

Чтобы не допустить подобных событий, параллельно фильтру устанавливается обычный предохранительный клапан прямого действия, который ограничивает перепад давлений на полнопоточном фильтре. Такие аппараты называются перепускными клапанами.

Устройство перепускного клапана

Перепускной клапан состоит из нескольких основных элементов: подвижного поршня, корпуса, и пружины, которая прижимает поршень (рис. 11-24).

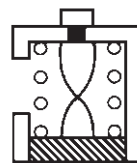


Рис. 11-24

Принцип работы перепускного клапана

Существует несколько видов перепускных клапанов, но все они работают по одному и тому же принципу: реагируют на изменение перепада давлений на фильтроэлементе.

На рисунке давление неочищенной жидкости на входе фильтра воздействует на нижнюю часть поршня.

Давление жидкости, прошедшей через фильтроэлемент, воздействует на верхнюю часть поршня, которая прижимается пружиной (рис. 11-25).

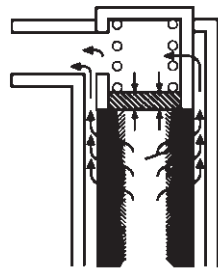


Рис. 11-25

По мере загрязнения фильтра будет возрастать давление, которое требуется, для того чтобы протолкнуть жидкость через фильтроэлемент. Давление жидкости на выходе фильтра остаётся неизменным. Когда разность давлений на входе и выходе из фильтра, и, следовательно, сила, воздействующая на поршень, превысит силу, с которой пружина прижимает поршень, последний начнёт подниматься, и часть жидкости пойдет по каналу в обход фильтроэлемента (рис. 11-26).

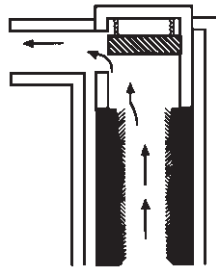


Рис. 11-26 Обходной канал для грязной жидкости

Перепускной клапан является отказобезопасным устройством. Во всасывающем фильтре, он ограничивает разность давлений между входом и выходом загрязненного фильтра, тем самым позволяя защитить насос. В напорных или сливных фильтрах перепускной клапан ограничивает максимальную разность давлений, так, чтобы через фильтр не продавливались загрязняющие вещества, и чтобы он не засорился. Таким образом, перепускной клапан защищает фильтр.

Кроме того, работоспособность фильтра напрямую зависит от его своевременной очистки, поэтому фильтры оснащаются индикаторами, позволяющими контролировать степень загрязнения фильтроэлемента или начало перепуска.

Индикатор фильтра

Индикатор фильтра показывает состояние фильтроэлемента (фильтр чистый, фильтру необходима очистка и фильтр засорён и рабочая жидкость протекает через перепускной клапан).

Устройство индикатора фильтра

Универсальный индикатор фильтра состоит из спирали соединённой со шкальным индикатором (рис. 11-27).

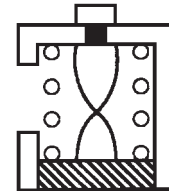
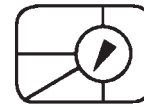


Рис. 11-27 Индикатор фильтра

Принцип работы индикатора фильтра

Принцип работы индикатора фильтра основан на контроле за положением поршня перепускного клапана. Когда фильтроэлемент не засорён, поршень перепускного клапана полностью выдвинут, а индикатор показывает «чистый».

По мере засорения фильтра увеличивается разность давлений между входом и выходом фильтра, соответственно усиливается давление, действующее на поршень снизу. Когда давление достигает определённого уровня, поршень начинает подниматься вверх, и через спираль, соединённую со стрелкой, поворачивает её в положение «необходима очистка».

Если фильтроэлемент не будет очищен, разность давлений продолжит увеличиваться, поршень продолжит подниматься, открывая обходной канал, по которому протекает жидкость, а индикатор покажет «засорён» (при этом фильтр начинает работать в режиме пропорциональной фильтрации, и в гидросистему частично попадает неочищенное масло. Прим. ред).

Техническое обслуживание фильтра

Несмотря на то, что оборудование может быть оснащено наилучшими фильтрами, и они могут быть установлены во всех местах, в которых требуется очистка жидкости, при отсутствии технического обслуживания и регулярной очистки фильтры быстро выйдут из строя. Фильтр, который засоряется после первого дня работы и чистится через 29 дней, не будет очищать жидкость в течение 29 дней. После проведения обслуживания фильтр находится в наилучшем состоянии.

Упражнения к Главе 11

Фильтры

ЗАДАНИЕ: Впишите во вторую колонку слово, относящееся к слову в первой колонке. После этого впишите в остальные колонки слова, схожие по смыслу. Например, птица – воздух, и рыба – вода. Все слова могут использоваться только один раз.

Вода в масле	Впитывание	Центрифугирование	Вакуумное обезвоживание
ИСО			
Пористый (глубинный) фильтроэлемент			
Поршневые насосы и гидромоторы			
Номинальная			
Код ИСО			
Внутренние загрязнения			
Напорный фильтр			
птица	воздух	рыба	вода

впитывание	всасывающий фильтр	насос
синтетический	абсолютная	коэффициент β
гидрораспределитель	сервоклапан	резервуар
4406	загрязняющие вещества	насос
18/16/13	размер частиц 5 мкм	сетчатый фильтр
средний	центрифугирование	6/14/11
новые компоненты	поверхн. фильтровальный эл-т	наибольший
размер частиц 2 мкм	испытания на многократное прохождение	размер частиц 15 мкм

Глава 12

Трубопроводы и соединения

Введение

Эта глава посвящена трубопроводам, по которым жидкость циркулирует в гидросистеме, их выбору, сборке и установке.

Читателю также предоставляется необходимая информация по всевозможным соединениям (фитингам), их назначению, правильной сборке и установке во избежание наружных утечек.

Устранение утечек в гидросистемах

Утечки в гидросистемах увеличивают стоимость их эксплуатации из-за потерь жидкости и в принципе представляют опасность для человека. В связи с этим, они должны быть устранены.

В течение года по всему миру заводы растрачивают миллионы литров жидкости. Стоимость этой жидкости, переработки её отходов и регулярное поддержание работоспособности гидросистем увеличивают общую стоимость техники.

Помимо эксплуатационных расходов, необходимо учитывать потери в процессе ведения бизнеса от ввоза иностранных товаров и новых технологий конкурентов, издержки от простоев в результате утечки и т.д.

Причины утечек

В гидросистемах можно выделить следующие основные причины утечек:

1. изначально плохая конструкция системы
2. нестандартное качество компонентов
3. неправильная установка
4. неправильная эксплуатация.

Каждая из этих причин будет тщательно рассмотрена.

Проектирование системы: выбор компонентов соединений

Существует 8 базовых способов соединения компонентов (четыре для соединения труб и шлангов и четыре для конечных соединений), которые могут быть выбраны для установки в вашей гидросистеме:

Соединения трубопроводов и шлангов:

- конус 37°(SAE J514)
- дюймовое соединение с врезающимся кольцом (SAE J514)
- торцовое уплотнение с круглым резиновым кольцом (O.R.F.S.) (SAE 1453)
- метрическое соединение с врезающимся кольцом (ISO 8434-1).

Концевые соединения:

- трубная резьба (NPTF)
- цилиндрическая резьба формата SAE(SAE J1926)
- SAE/ISO четырёхболтовый фланец (SAE J518)
- метрическая цилиндрическая резьба (ISO 6149).

Конус 37° (для метрических или дюймовых труб)

Наиболее распространенное применение получил конус 37° (рис. 12-1). Данный тип соединения некоторое время широко использовался в промышленности. Он предназначен для работы в системах со средним рабочим давлением 210 бар (3000 psi). Также, его используют с трубами низкой и средней толщины стенок. Не рекомендуется при соединении толстостенных труб.

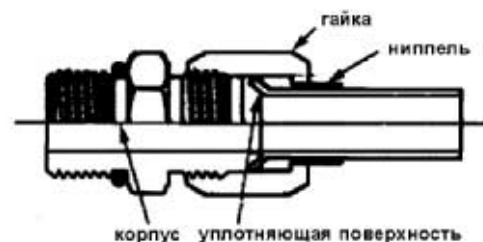


Рис. 12-1 Конус 37°

Конус 37° идеально подходит для систем трубопроводов из углеродистых сталей, работающих в диапазоне от -55°C до 250°C (-65°F и 500°F). Сравнительно с другими фитингами, он отличается компактностью и подходит для метрических труб.

Фитинг данного типа широко распространён, его легко достать, а стоимость установки является одной из самых низких. При закручивании гайка прижимает ниппель к конической поверхности и создаёт необходимое уплотнение между трубой и самим фитингом.

Фитинг для дюймовых труб с врезающимся кольцом (без развальцовки)

Этот фитинг (рис. 12-2) очень популярен в узкоспециализированных магазинах США. Такие фитинги можно использовать как в гидравлических, так и в пневматических системах с рабочим давлением до 210 бар (3000 psi). Фитинг используется для труб средней и большой толщины, поскольку при монтаже врезающееся кольцо внедряется в стенку трубы.

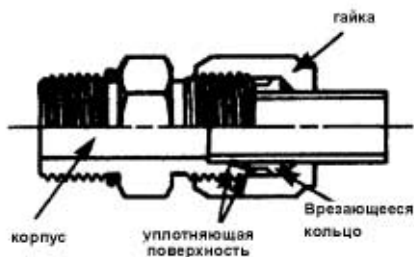


Рис. 12-2 Фитинг без развальцовки

При установке таких фитингов требуется минимальная подготовка самой трубы. Гайка плотно прилегает к врезающемуся кольцу, заставляя его левую рабочую кромку, взаимодействующую с конической поверхностью корпуса, внедряться в поверхность трубы, обеспечивая её крепление и герметизацию.

Фитинг для метрических труб с двухкромочным врезающимся кольцом (без развальцовки)

В отличие от ранее описанного фитинга здесь врезающееся кольцо имеет две рабочих кромки (рис. 12-3), обеспечивающих возможность работы при повышенном давлении.

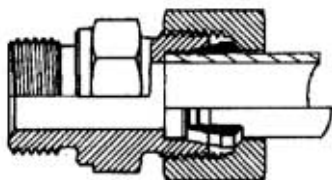


Рис. 12-3 Фитинг без развальцовки с двухкромочным врезающимся кольцом

Принцип установки такой же, как и у фитинга с однокромочным кольцом.

Торцовое соединение с круглым резиновым кольцом (для метрических и дюймовых труб)

Это соединение (рис. 12-4) наилучшим образом подходит для пневматических и гидравлических систем и может использоваться с трубами любой толщины стенки, а также при давлении в 415 бар (6000 psi) и высокой частоте вибрации.



Рис. 12-4 Торцовое соединение с круглым резиновым кольцом

Трубопровод припаивается к ниппелю или отбортовывается* и привинчивается гайкой к корпусу. Уплотнительное круглое резиновое кольцо обеспечивает надёжное уплотнение между ниппелем (отбортовкой) и корпусом. Фитинг можно разбирать и собирать, причём эти манипуляции никак не влияют на качество уплотнения. Этот фитинг может легко адаптироваться к метрическим креплениям труб с помощью специального ниппеля.

* Отбортовка — быстрый, чистый и наименее затратный способ крепления трубы к ниппелю.

Крепление резьбой концевых соединений

Конец фитинга и деталь, с которой он соединяется, имеют коническую резьбу (рис. 12-5), уплотнение обеспечивается плотным завинчиванием. Для большей надёжности резьбовое соединение можно покрыть герметиком. Такая конструкция подвержена разрушению при вибрациях и скачках температур.

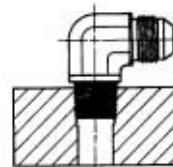


Рис. 12-5 Крепление резьбой

Примечание: Тепловое расширение и сжатие различных металлов различны, что может привести к ослаблению резьбы.

Поскольку резьбы являются коническими, повторный демонтаж и монтаж могут привести к изменениям в резьбе, а, следовательно, и к утечке. Если в изделии используется чугун, чрезмерно сильная затяжка может привести к разрушению деталей.

Штуцер с цилиндрической резьбой и круглым резиновым уплотнительным кольцом (метрическая и дюймовая системы)

Наиболее предпочтительным креплением является штуцер

с цилиндрической резьбой, т. к. при монтаже используется уплотнительное кольцо. Гнездо уплотнительного кольца образовано канавкой штуцера (угольника) и фаской резьбы в корпусе (рис. 12-6). Контргайка прижимает кольцо через шайбу.

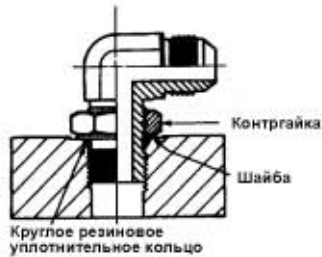


Рис. 12-6 Угольник с цилиндрической резьбой и уплотнительным кольцом

Такое соединение менее восприимчиво к колебаниям и изменениям температуры, чем при креплении резьбой. Угольники и тройники легко устанавливаются на изделие с любой угловой ориентацией. Фитинг можно неоднократно собирать и разбирать, и это не вызывает повреждений самого уплотнения. Сведён к минимуму риск загрязнения уплотнительного кольца, так как нет необходимости в использовании герметика при креплении.

Четырёхболтовые фланцевые соединения

Данный тип соединения применим для систем больших размеров и с высоким давлением (рис. 12-7). Его удобно использовать в труднодоступных местах, он обладает теми же преимуществами, что и штуцер с цилиндрической резьбой.

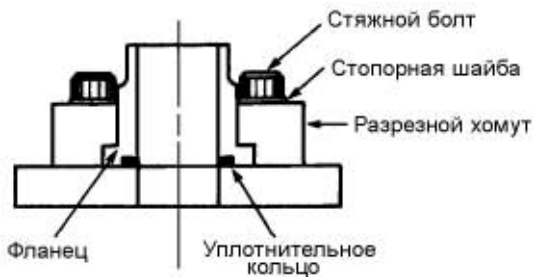


Рис. 12-7 Четырёхболтовое фланцевое соединение

Выбор компонентов – Типы труб

Как только вы определились с выбором фитинга, необходимо выбрать тип труб, который будет использоваться в этой системе, так как не все трубы и фитинги совместимы. Существует три основных вида труб:

1. Сварные (SAE J356) – Данный тип не подходит для фитингов с развальцовкой и его можно использовать только для фитинга без развальцовки. Лучше всего такие трубы использовать с фланцевым уплотнительным элементом или приваривать.
2. Трубы под сварку и пайку (SAE J525) – подходят для фитингов всех типов.

3. Бесшовные (SAE J524) – удобны при использовании с безразвальцовочными фитингами и фитингами с торцовым уплотнительным кольцом, однако в отличие от труб SAE J525 плохо подходят для фитинга с развальцовкой из-за проблем с концентричностью.

Взаимозаменяемость компонентов

Одним из основных критериев взаимозаменяемости компонентов является соответствие их размеров стандартам. Они должны быть связаны со стандартами данной установки для обеспечения бесперебойной работы гидросистемы.

Такие стандарты публикуются в документах ISO, SAE, NFPA и ASTM и обеспечивают безопасную и эффективную взаимозаменяемость компонентов.

Проект системы — разводка трубопроводов

Когда трубопровод запущен в работу, важно обеспечить постоянный и свободный доступ к основным местам креплений и соединений для обслуживания системы и предотвращения утечек.

Методы предотвращения высокой нагрузки

Все мы знаем, что кратчайшее расстояние между двумя точками — это прямая. Но даже при таком условии движение машины, скачки давления, вибрации и изменения температуры могут негативно отразиться на состоянии трубопроводов, увеличить нагрузку на фитинги.

Если на определенных отрезках трубы будут изгибы (рис. 12-8), нагрузки на конструкцию уменьшаются или даже исключаются, что позволяет предотвратить утечки в фитингах.

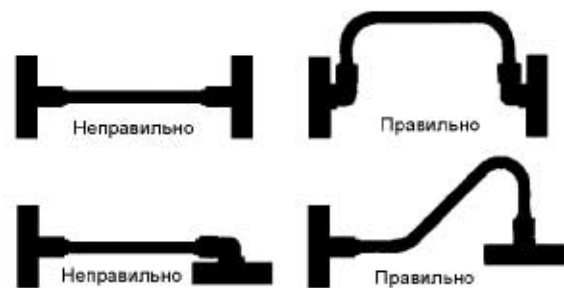


Рис. 12-8 Возможные изгибы трубы для уменьшения нагрузки

Использование подходящих зажимов

Установка подходящих зажимов для крепления трубопроводов заметно снижает вероятность утечки. Рекомендуется использовать зажимы с упругими вставками.

Если длина системы достаточно большая, зажимы должны быть расположены по всей длине трубы, в зависимости от её диаметра (рис. 12-9).

Рекомендуемое расстояние между зажимами:

Диаметр трубы	Расстояние
1/4" - 1/2"	0,9 м
5/8" - 7/8"	1,2 м
1"	1,5 м
1 1/4" и более	2 м

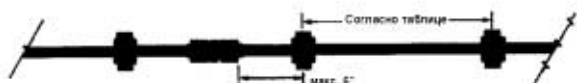


Рис. 12-9 Правильная установка зажимов

Кроме того, при длинных трубах важно помнить о расширении и сжатии труб в зависимости от давления и температуры.

Для компенсации процесса, рекомендуется на отрезке трубы разместить 'U'-образное колено (рис. 12-10).



Рис. 12-10 'U'-образное колено

Разрешение движения под нагрузкой

При трассировке гидросистем важно учитывать уровень нагрузки на систему от движения. Например, важно учесть, что цилиндры при давлении и изменении температур могут растягиваться и сжиматься.

Изменения в конструкциях очень важны. Из-за таких изменений возможны утечки (рис.12-11).

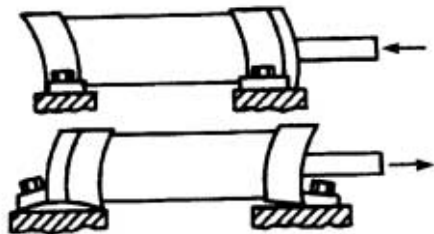


Рис. 12-11 В цилиндрах, монтируемых на лапах, могут появиться утечки

Цилиндры с «неосевым» закреплением имеют тенденцию менять длину и качаться под действием нагрузок и температур. (рис. 12-11). При этом любые подключённые трубы тоже будут подвержены деформациям.

Поскольку здесь утечки неизбежны (рис. 12-12), рекомендуется снизить нагрузку 'S'-образной трубой как показано на рис. 12-8.

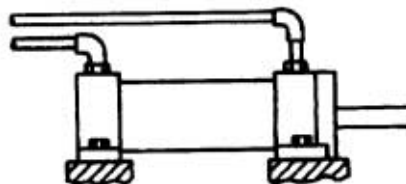


Рис. 12-12 Высокий риск возникновения утечек

Цилиндры с «неосевым» закреплением требуют установки дополнительной жёсткой рамы во избежание нежелательных повреждений. Если одна из крышек имеет круглую форму, необходимо обеспечить дополнительную опору (рис. 12-13).

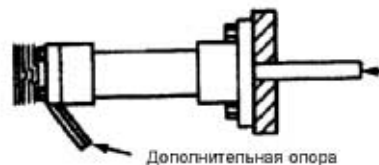


Рис. 12-13 Установка дополнительной опоры

Качество деталей — фитинги

Проверьте качество изделия — наличие вмятин и шероховатостей на поверхностях, так как они могут привести к нежелательным повреждениям.

Если вы выбрали изделие с уплотнительными кольцами, обязательно проверьте состояние этих колец, а также контактные площадки фитинга. Трещины или срезы в уплотнительном кольце повышают риск утечек.

Качество труб

Правильные размер и допуски овальности труб, а также пластичность — важные параметры для всех видов фитингов. Качество наружных поверхностей очень важно для «безразвальцовочных» фитингов, в то время как у конусов 37° наиболее важны качество внутренней поверхности и концентричность.

Фитинги с торцовым уплотнением более устойчивы к дефектам сопрягаемых поверхностей.

Качество монтажных поверхностей узлов

Важно проверить все присоединительные отверстия (порты) (рис. 12-14), чтобы удостовериться в их прочности и правильности выполнения для обеспечения высокого качества соединения.

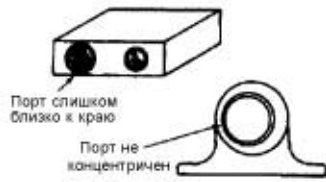


Рис. 12-14 Порты должны быть изготовлены в соответствии со стандартом.

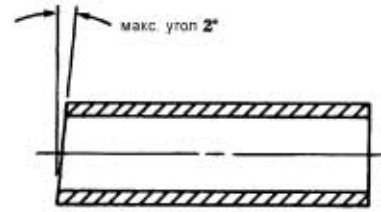


Рис. 12-16 Максимальный угол среза

Установка – изгибы труб

Качество монтажа труб и фитингов имеет решающее значение при ликвидации утечек в гидросистеме. Эта часть главы посвящена подготовке труб, а также правильным методам сборки системы.

Правильные изгибы трубы важно обеспечить при конструировании гидросистемы. В противном случае это может спровоцировать высокую нагрузку на фитинги и тем самым вызвать ненужные утечки. (рис. 12-15)



Рис. 12-15 При монтаже важны правильные изгибы трубы

Отрезка труб

Одним из первых шагов в подготовке труб для сборки с фитингами является их обрезка перпендикулярно к оси. Для этого могут быть использованы два метода.

Сначала необходимо подготовить трубу, то есть правильно её отрезать для последующей установки фитинга. Для этого рекомендуется использовать электропилу. Другой способ - ручной с помощью ножовки или пилы. Правильная отрезка труб важна в любом случае. Как показано на рис. 12-16, максимально допустимый угол среза трубы составляет 2°.

Развальцовка

При использовании фитинга 37°, конец трубы должен иметь такую же конусность, а именно 37° ± 2° (рис.12-17). Обработка краев возможна с помощью подходящих инструментов.

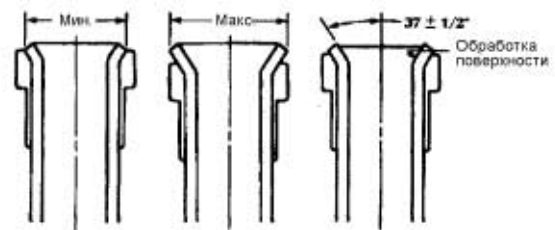


Рис. 12-17 Пример обработки края

Концы обработанных труб необходимо проверить на размер с помощью ниппеля. Наружный диаметр развальцованной трубы не должен превышать внешний диаметр ниппеля. Внутреннюю поверхность трубы также необходимо проверить — неровности, трещины, сколы уменьшают уровень герметизации системы.

Недостаточная или избыточная развальцовка

Недостаточная или избыточная развальцовка (рис.12-18) ведёт к неправильной площади поверхности соприкосновения трубы и фитинга, что влияет на качество монтажа соединения и чревато его последующим разрушением.

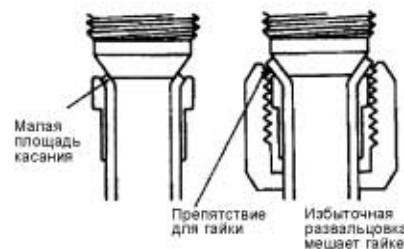


Рис. 12-18 Недостаточная или избыточная развальцовка

Предварительная пригонка соединений с врезающимся кольцом

При использовании таких соединений не требуется развальцовка трубы. Важно соблюдать меры осторожности при подгонке врезающегося кольца к трубе (как правило, в таких соединениях применяются прецизионные трубы. Прим. ред.).

В соответствии с рис.12-19, эта подгонка должна обеспечивать:

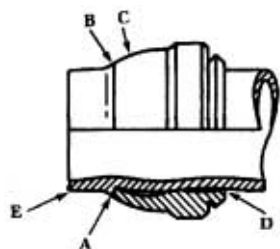


Рис. 12-19 Переустановка развальцовки

- A. величину зазубрины на конце трубы не менее 50% от толщины врезающегося кольца на его левом торце.
- B. передний край врезающегося кольца должен быть плоским и гладким.
- C. на основной части кольца должен быть небольшой уклон.
- D. задняя часть врезающегося кольца должна плотно прилегать к трубе.
- E. должен быть небольшой отпечаток по всей окружности трубы от процесса резания.

Неправильная предварительная пригонка

На рис. 12-20 показаны 4 неправильных варианта предварительной пригонки; все они могут привести к разрушению конструкции.



Рис. 12-20 Неправильная предварительная пригонка

- При неровном захвате канавка врезки смещена от её исходного положения.
- При перекошенной врезке кольцо было перекошено при монтаже.

- При перетягивании усилие затяжки гайки чрезмерно.
- При недотягивании гайка зажата слишком слабо.

Пайка торцовых уплотнений

Торцовые соединения с круглыми резиновыми кольцами способны обеспечить максимальную герметизацию. Важно, чтобы втулка была плотно припаяна к трубе во избежание утечки (рис. 12-21).

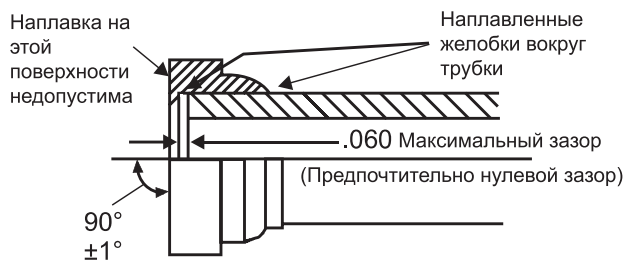


Рис. 12-21

Когда втулка припаяна к трубе, вы должны оценить следующие обстоятельства:

- труба должна быть вставлена во втулку с осевым зазором не более 1,5 мм (0.060"); в идеале 0.
- втулка должна быть перпендикулярна к трубе ($90^\circ \pm 1^\circ$).
- шов от пайки не должен сильно переходить на трубу или втулку.
- шов от пайки должен проходить по всей окружности трубы.

Неправильная пайка

Неправильная пайка приводит к разрушению системы. Для того чтобы предотвратить это, проверьте следующие параметры:

- неправильное положение или смещения трубы
- низкое качество пайки, связанное с плохой очисткой поверхностей, недостаточной температурой горелки и т.д.
- следы пайки на уплотняющей поверхности.

Монтаж соединения 37°– Моменты затяжки

В этой части приложения рассмотрены различные методы монтажа каждого из вышеописанных фитингов.

Метод кручения, как правило, используется при монтаже соединений 37°. После того, как Вы выровняли трубу и сам фитинг, затяните гайки крутящими моментами рекомендуемыми производителем изделия.

В таблице 12-1 приведены рекомендуемые моменты затяжки для соединений 37°. Недостаточная затяжка может привести к плохому контакту деталей, и, следовательно, к нежелательным утечкам.

Таб.12-1 Моменты затяжки соединения 37° (всухую)

Размер фитинга представлен в 16-тых частях дюйма.

Размер (в 16-х частях)	Сталь lbf ft [фунт фут]	Нержавеющая сталь lbf ft [фунт фут]
*2	3,3 ±0,4	4,2 ±0,4
*3	5,8 ±0,8	6,7 ±0,8
4	11,7 ±0,8	13,3 ±0,8
*5	15 ± 1,3	19 ± 1,3
6	21 ± 1,3	27 ± 2
8	39 ± 2	52 ± 2
10	54 ± 4	67 ± 4
12	88 ± 4	108 ± 4
*14	104 ± 4	125 ± 4
16	120 ± 4	140 ± 4
20	190 ± 8	210 ± 8
24	250 ± 12	285 ± 16
32	315 ± 16	365 ± 16
* расчёт		
Прим.: 1 фунт фут приблизительно равно 1,36 Нм (ньютон метр).		

Например, размер 4 — это наружный диаметр трубы 4/16” или 1/4”.

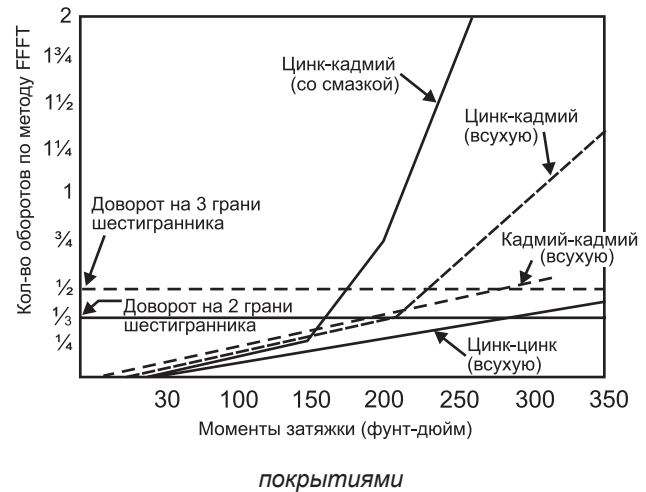
Сборка соединений 37° со смешанными покрытиями

Покрyтия гайки и штуцера влияют на уровень трения между двумя поверхностями. От этого будет меняться момент затяжки.

Как показано на рис. 12-22, для затяжки «сухого» фитинга 3/8” требуется 30 Нм (275 фунт-сила). Для предотвращения утечки, когда обе детали кадмированы, окончательная затяжка потребует доворота гайки на три грани шестигранника (см. метод FFFT, описанный ниже). Другие фитинги таких же размеров, в которых используются различные покрытия (например, цинк-кадмий), могут потребовать вдвое меньшего доворота при том же крутящем моменте.

Рис. 12-22 Моменты затяжки фитингов с различными

Поворот по методу FFFT для соединения 3/8” с развальцовкой 37°



Несмотря на то, что изделия со всеми покрытиями затягиваются с одинаковым крутящим моментом, нужно быть очень внимательным, так как малейшее повреждение изделия может привести к нежелательным утечкам. Старайтесь, чтобы покрытие гайки и резьбы было идентичным, во избежание повреждений. Проконсультируйтесь с изготовителем по вопросу типа применяемых покрытий.

Сборка соединений с развальцовкой 37° по методу FFFT

Метод затяжки этих соединений, получивший название FFFT, рекомендуется, если неизвестно покрытие деталей. Суть этого метода заключается в том, что соединение закручивается вручную до тех пор, пока не почувствуется сопротивление металла. Далее нужно отметить рисками взаимное угловое положение штуцера и гайки в исходной позиции (рис. 12-23 слева). Проверните гайку на несколько граней до окончательной затяжки (справа). При желании, вы можете также отметить окончательную позицию для последующего демонтажа или подтверждения правильности начальной сборки.



Рис. 12-23 Метод FFFT

Таблица затяжки по методу FFFT

Метод FFFT заключается в повороте гайки на несколько граней. В таб. 12-2 указано количество граней, на которое следует повернуть гайку в каждом конкретном случае. Например: Фитинг '4' равен 1/4", фитинг '32' равен 2" (размеры рассчитываются в 16-тых частях дюйма).

Сравнение метода затяжки определённым моментом и метода FFFT

У каждого из этих методов есть свои достоинства и недостатки. Первый метод быстрый, но визуально невозможно определить насколько туго изделия соединены. Метод FFFT медленный, требует дополнительной подготовки, однако позволяет легко определить правильно ли затянуто соединение.

Сборка фитинга без развальцовки

Фитинг без развальцовки не требует особых инструкций по сборке. Все что нужно — выровнять трубу и сам фитинг, затянуть гайку плотно и повернуть ещё на половину оборота. Помните, что затягивать нужно не очень сильно, так как возможно повреждение гайки и штуцера.

Если размеры соединения больше чем 8 (наружный диаметр трубы 1/2"), желательно предварительно установить фитинг в устройство до окончательной сборки.

Сборка штуцера с торцовым уплотнительным кольцом

Сборка данного типа фитинга также легка и проста. Как только вы выровняли изделия, заверните гайку так, как указано в таблице.

Установка в корпусе штуцера с конической резьбой

Входные отверстия фитингов существуют в двух вариантах - с конической или цилиндрической резьбой. Для крепления с конической резьбой (рис. 12-24) предварительно визуально изучите обе сопрягаемые поверхности на предмет искривлений, неровностей и грязи. Далее нанесите герметик и затяните резьбу.

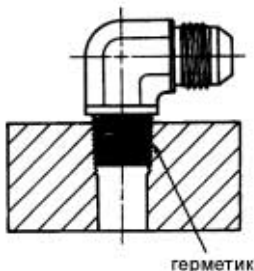


Рис. 12-24 Угольник с конической резьбой

Таб. 12-2 Затяжка соединения 37° по методу FFFT

Размер* (в 16-х частях)	Количество граней поворота	
	Сталь	Нержав. сталь
**2	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
**3	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
4	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
*5	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
6	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
8	2,25 ± 0,25	2,00 ± 0,25
10	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
12	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
**14	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
16	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
20	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
24	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25
32	2,00 ± 0,25	2,00 ± 0,25

* См. прим. к табл. 12-1
** расчёт

Высококачественный герметик более эффективен, нежели густая трубная смазка. В гидросистемах нельзя использовать тефлоновую ленту, так как она рвётся и может загрязнить компоненты системы.

Установка в корпусе штуцера с цилиндрической резьбой

Наиболее плотное соединение достигается при использовании штуцера с цилиндрической резьбой по стандартам ISO (метрическая) или SAE и круглым резиновым уплотнительным кольцом.

Существует множество фитингов таких типов. Их легко крепить к корпусу гидрокомпонента (рис. 12-25). Проверьте поверхности, а затем смажьте уплотнительное кольцо гидравлической жидкостью и затяните так, как рекомендовано заводом-изготовителем, или как указано в таблице.

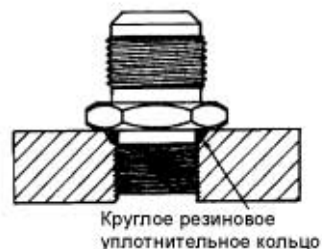


Рис. 12-25 Штуцер с цилиндрической резьбой и круглым резиновым уплотнительным кольцом

Сборка угольника с цилиндрической резьбой и настраиваемой угловой ориентацией

Монтаж такого соединения (см. Рис. 12-6) более трудоёмок, нежели монтаж других фитингов. При установке придерживайтесь шести простых шагов:

1. Проверить соединяемые детали на отсутствие дефектов и загрязнений.
2. Смазать круглое резиновое кольцо маслом или другой совместимой жидкостью.
3. Максимально раскрутить гайку.
4. Вручную завернуть штуцер в корпус до совпадения нижнего торца шайбы с краем отверстия корпуса.
5. Установить угольник в желаемое угловое положение, повернув его на угол не более 1 оборота.
6. Удерживая угольник в желаемом угловом положении, окончательно затянуть гайку.

Защемлённые уплотнительные кольца

Старайтесь соблюсти все шаги, проводите манипуляции осторожно, так как повреждение уплотнительного кольца может привести к его защемлению и, следовательно, - к утечкам.

Сборка 4-болтового фланцевого соединения

На рис. 12-26 показана схема итоговой сборки 4-болтового фланцевого соединения. Особое внимание уделите креплению соединения, а также удостоверьтесь, что поверхности чистые, без дефектов. Расположите детали так, как указано на рисунке и затяните болты.

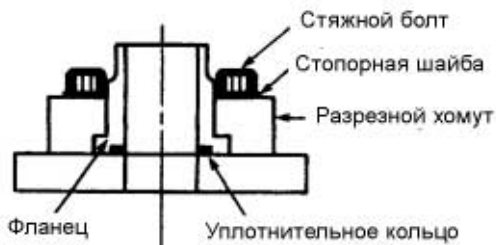
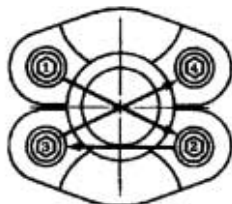


Рис. 12-26 Схема сборки 4-х болтового фланцевого соединения

Затягивайте болты в диагональной последовательности (Рис. 12-27) по указаниям в таб. 12-3.



Последовательность затяжки

Рис. 12-27 Последовательность затяжки болтов

Моменты затяжки 4-х болтового фланцевого соединения

В таблице 12-3 указаны моменты затяжки при монтаже 4-х болтового фланцевого соединения. “SAE Код 61” используются для фланцев гидросистем, работающих при давлениях до 210 бар (3000 psi). Для небольших размеров по этому коду давление может достигать 350 бар (5000 psi). Системы с давлением до 415 бар (6000 psi) соответствуют нормам “SAE Код 62”.

Таб 12-3 Моменты затяжки 4-болтового соединения

Размер фланца [дюйм]	Код 61		Код 62	
	Резьба болта	Момент [lbf ft]	Резьба болта	Момент [lbf ft]
1/2	5/16-18	15-19	5/16-18	15-19
3/4	3/8-16	21 -29	3/8-16	25-33
1	3/8-16	27-35	7/16-14	42-50
1 1/4	7/16-14	35-46	1/2-13	63-75
1 1/2	1/2-13	46-58	5/8-11	117-133
2	1/2-13	54-67	3/4-10	200-217

Примечание: 1 фунт-сила ≈ 1,36 Нм

Обнаружение и устранение неисправностей

Процедура обнаружения и устранения неисправностей для всех типов фитингов проходит в три обязательных этапа:

1. Определение точного места утечки
2. Проверка соединения на герметичность
3. Если в соединении обнаружена утечка, оцените, возможно ли её устранить, или требуется установка новой детали.

Причины утечек

Во избежание утечек гидросистемы помните:

- Хранение. Уплотнители и поверхности деталей могут портиться в процессе хранения. Поэтому, не вскрывайте упаковки, если не собираетесь использовать эти детали.
- Перетяжка. Не закручивайте детали слишком сильно, так как это повреждает их.
- Использование труб не по назначению (как подставка, лестница и т. д.) ведёт к поломке.

Рекомендации по герметизации систем

Для лучшей герметизации системы помните:

1. Распланируйте всё с самого начала — от использования материалов до процесса монтажа конструкции.
2. При разработке учтите перепады температур и давления и в соответствии с этим разместите упорные стойки или сгибы трубы.
3. Используйте качественные зажимы для уменьшения вибраций.
4. Используйте сертифицированные детали стандарта ISO (метрическая резьба M33×2) или SAE для крепления к трубам до 25 мм (1дюйм) и четырёхболтовые фланцевые соединения для большего размера.
5. Выберите наиболее подходящие фитинги — учтите экономические аспекты.
6. Выбирайте детали (трубы, фитинги, адаптеры и т. д.) стандарта ISO или SAE.
7. Старайтесь, чтобы всё ваше оборудование соответствовало стандартам.
8. Покупайте детали только у проверенных поставщиков, требуйте технические рекомендации и инструкции.
9. Избегайте использования деталей разных поставщиков в одной конструкции.
10. Проводите тренинги с персоналом.
11. Используйте цилиндрические крепления там, где имеется наибольшая нагрузка.
12. Следите за изменениями характеристик деталей.
13. Помните, что качество спроектированной системы зависит от качества компонентов, хорошего инструмента, умелого персонала.

Быстроразъёмные соединения

Быстроразъёмные соединения (БРС. Прим. ред.) используются для облегчения многократного подключения и отключения гидравлической линии без использования инструментов.

БРС состоят из двух сопряжённых элементов: женская половина (иногда упоминается как “гнездо” или “муфта”) и мужская половина (часто упоминается как “вилка” или “тело”).

Существует большое разнообразие видов этих соединений, однако, наиболее распространённый вид - с шарами.

Три наиболее известных типа БРС - одинарные запорные, двойные запорные и сквозные.

Одинарные запорные БРС

Этот тип (рис.12-28) уместно применять в пневмосистемах с давлением до 21 бар (300 psi). Женская часть содержит запорный клапан. Отсюда и термин «Запорный».

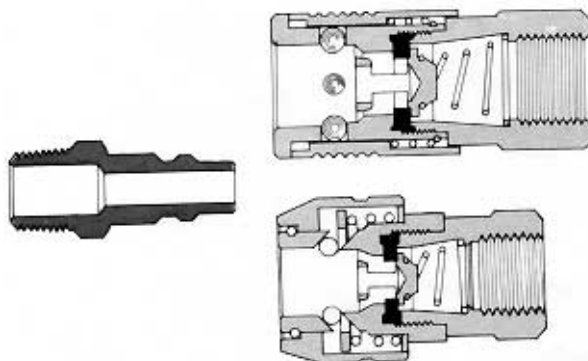


Рис. 12-28 Одинарный запорный БРС

Женская половина должна быть установлена на самом конце линии, чтобы при разъединении прекращалась подача воздуха.

Существует огромное разнообразие таких БРС.

Двойные запорные БРС

Двойные запорные БРС имеют запорные клапаны в обеих половинах конструкции - и в мужской и в женской. Они чаще всего используются в гидросистемах.

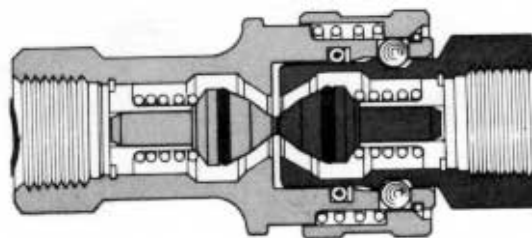


Рис. 12-29 Двойной запорный БРС

Двойной запорный механизм практически исключает протекание жидкости, поэтому подходит для применения при перевозках.

БРС такого типа широко используются в сельскохозяйственном и мобильном оборудовании для подключения удаленных гидравлических линий.

Различные конструкции с открытым или закрытым центром позволяют производить соединение, в том числе, и при работающем гидроприводе.

Сквозные БРС

Поскольку в этих соединениях отсутствуют запорные клапаны, они оказывают минимальное сопротивление проходящему потоку (рис. 12-30).

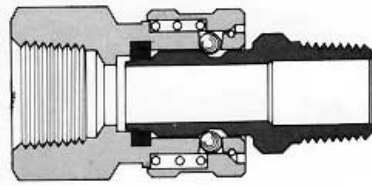


Рис. 12-30

В этом случае необходимо дополнительно выключать систему с помощью установки еще одного вентиля.

Материалы соединений

Стандартные материалы — латунь, алюминий, сталь и нержавеющая сталь.

Сталь, углеродный сплав

Области применения: сплавы общего назначения и системы высокого давления с максимальным износом.

Латунь

Применение: немагнитные, взрывобезопасные системы, в том числе для работы в морской или обычной воде или при высоких температурах.

Нержавеющая сталь

Применения: химическая, фармацевтическая, пищевая промышленность. Отлично подходит для использования в солёной морской воде.

Герметизирующие материалы для соединений

Для БРС применяется множество герметизирующих материалов, обеспечивающих полную герметичность запираания. Наиболее распространены фторуглеродистая резина, нитрил, резина из этиленпропилена и хлоропреновый каучук.

Фторуглеродистая резина (FPM)

FPM применяется в системах, работающих в диапазоне от -29° до $+204^{\circ}\text{C}$ (-20° до $+400^{\circ}\text{F}$).

FPM рекомендуется для:

- минеральных масел
- смазочных материалов на основе эфира
- смазочных материалов на основе силикона
- силиконовых жидкостей.

Нитрил (Buna N)

Рабочие температуры: от -54° до $+121^{\circ}\text{C}$ (от -65 до $+250^{\circ}\text{F}$).
Рекомендуется для:

- уплотнений общего назначения
- минеральных масел и жидкостей
- воды
- силиконовых смазок и масел
- смазочных материалов на основе эфира
- жидкостей на основе этиленгликоля.

Резина из этилен пропилен (EPM)

Рабочие температуры: от -54° до $+149^{\circ}\text{C}$ (от -65° до $+300^{\circ}\text{F}$).

Рекомендуется для:

- гидравлических жидкостей на базе фосфорной кислоты (Skydrol, Cellulube, Phydraul)
- пара (до $+204^{\circ}\text{C}/+400^{\circ}\text{F}$)
- воды
- силиконовых смазок и масел
- разбавленных кислот
- разбавленных щелочей
- кетонов
- спиртов
- автомобильных тормозных жидкостей.

Хлоропреновый каучук (CR)

Рабочие температуры: от -54° до $+149^{\circ}\text{C}$ (от -65° до $+300^{\circ}\text{F}$). Рекомендуется для:

- хладагентов (Freon, NH_3)
- минеральных масел с высокой анилиновой точкой
- кислотоустойчивых сред
- силиконовых смазок.

Выбор БРС

При выборе БРС ориентируйтесь на следующие критерии: давление в системе и скачки давления, скорость потока, температурный режим и температуры окружающей среды, а также функциональные особенности системы.

Давление в системе и скачки давления

Номинальное давление является самым важным фактором при выборе БРС, так как если давление в системе выше, чем может вынести муфта, она сломается. При быстром отключении происходит резкий скачок давления.

Требования к потоку

Очень важно падение давления в соединении, поскольку этот фактор определяет общий КПД системы и может увеличить температуру.

Совместимость материалов и температура

Этот параметр влияет на выбор материалов, в том числе на их совместимость между собой.

Окружающая среда и работоспособность

На БРС влияют множество факторов из окружающей среды - чистота, ремонтпригодность, коррозия, воздух, вес и размер системы, вакуум и т. д.

Данные о том, как изделие поведет себя в той или иной среде можно получить у производителя.

Выбор соединительных шлангов

Правильный выбор соединительного шланга (рукава высокого давления - РВД. Прим. ред.) требует грамотного изучения всей конструкции. Для каждой конструкции подходят не все шланги. Важно учитывать:

- длину линии
- давление в системе
- пиковое давление
- температурные условия
- влияние той или иной жидкости на материал шланга
- срок службы
- цену
- доступность
- условия монтажа: стационарная или движущаяся конструкция; возможность изгиба; повороты; использование фитингов в конструкции и другие параметры
- простоту обслуживания.

Также важно учитывать следующие факторы:

Температура окружающей среды

Очень высокие или низкие температуры воздуха (вне шланга) влияют на изделие и срок его службы.

Изгиб

Рекомендуемый минимальный радиус изгиба (рис. 12-31) учитывает максимальное безопасное давление внутри шланга без ущерба для системы. Безопасное рабочее давление уменьшается, когда радиус изгиба становится меньше минимально допустимой величины.

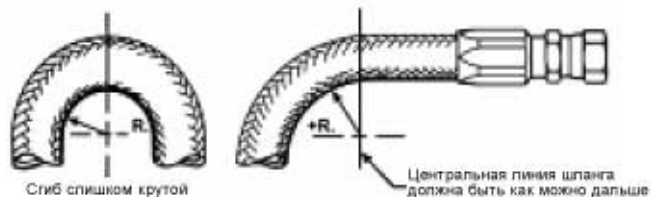


Рис. 12-31 Угол изгиба

Разрывное давление

Данный тест применим для шлангов, которые не работали и со времени их сборки прошло не более 1 месяца.

Химическая устойчивость

Следует рассмотреть устойчивость поверхности шланга к химикатам. Даже современные гибкие материалы, из которых изготовлен шланг, подвержены коррозии. Также учитывайте уровень воздействия извне. Если поверхность шланга изменяется, это верный признак того, что изменения могут протекать и внутри шланга.

Изучите необходимую литературу и публикации по данному вопросу.

Электропроводность

Учтите, что существуют электропроводимые и непроводимые материалы, из которых изготавливаются шланги. Каждый вариант должен быть рассмотрен.

Длина линии

Недостаточное проходное сечение шлангов может приводить к большим потерям давления (Δp) и повышенному тепловыделению, а во всасывающих линиях насосов - к кавитации.

Для того чтобы избежать этого, правильно выберите шланг. Выбор зависит от объема и скорости потока жидкости в системе. Если скорость слишком высока, имеют место значительные потери энергии и, следовательно, — разогрев жидкости. Если в системе используются шланги разных диаметров, используйте адаптеры и всевозможные переходники.

Производители используют внутреннюю систему нумерации для своих изделий. Диаметр шланга определяется внутренним диаметром (I.D) отверстия и переводится в 1/16-дюймовую систему. Так, внутренний размер шланга 4/16" соответствует размеру шланга -4 (Таб 12-4).

Внутренний диаметр		В метрической системе [мм]
[дюйм]	[в 1/16-дюймовой системе]	
1/4	-4	6,3
3/8	-6	10
1/2	-8	12,5
3/4	-12	19
1	-16	25
2	-32	51

Таб. 12-4 Таблица 1/16-дюймовой системы

В отличие от шланга, диаметром трубы считается её наружный диаметр (O.D) (рис. 12-32).

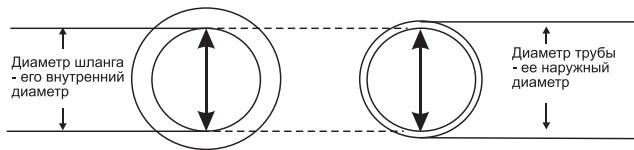


Рис. 12-32 Размер трубы и шланга

Рабочее давление

Шланги могут эксплуатироваться при максимальном рабочем давлении, которое изменяется в зависимости от типа шланга и его размера.

Шланг с небольшим I.D. (внутренний диаметр) будет иметь более высокое значение, чем шланг аналогичной конструкции, но с большим I.D (Табл. 12-5).

Рабочие температуры

Рабочие температуры — максимальные и минимальные значения температур для данного шланга. Непрерывная работа и нахождение в экстремумах температур существенно уменьшает срок службы изделия. Эти данные можно узнать от производителя.

Таб. 12-5. Уровень давления для рукавов высокого давления, psi										
Максимальное динамическое рабочее давление рукава высокого давления меньше номинального рабочего давления шланга и конечных заделок										
Значение давления конечных заделок рукава высокого давления, psi										
Описание конечных соединений	Размер фитингов в дюймах									
	-2	-4	-6	-8	-10	-12	-16	-20	-24	-32
Мужская часть (NPTF)	12,000	12,000	10,000	10,000		7,500	6,500	5,000	3,000	2,000
Женская часть (NPTF, NPSM)	7,600	7,000	6,000	5,000		4,000	3,000	2,500	2,000	2,000
Труба (JIS)		6,000	8,000	5,000		4,000	3,000	2,500	1,500	1,500
Запорный клапан		6,000	6,000	6,000	6,000	6,000	6,000	4,000	4,000	
SAE код фланца 61				5,000		5,000	5,000	4,000	3,000	3,000
Описание конечного соединения шланга	Метрический размер фитингов - мм									
	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-22	-28	-35	-42
DIN метрический ряд "L"	3,626	3,626	3,626	3,625	3,625	2,320	2,320	1,460	1,450	1,460
DIN метрический ряд "S"		6,800	5,800	5,800	5,800	5,800	5,800	5,800	3,625	3,625
Примечание: 14,5 psi = 1 бар = 10 ⁵ Па										

Скачки давления

В гидросистемах возможны гидравлические удары, превышающие настройки предохранительного клапана, что влияет на срок службы всех компонентов. В системах, где потрясения являются серьезными, следует выбрать шланг большего рабочего давления

Защитные средства шлангов

Защитные средства шлангов, такие как трубки, спирали или экраны, помогают продлить срок службы изделия в агрессивных средах (рис. 12-33). Они сглаживают резкие перегибы и защищают места сгибов от износа. Иногда в покрытие добавляют огнеупорный слой.



Рис. 12-33 Защитные средства

Рассмотрение условий применения шлангов

1. Шланг должен быть проложен так, чтобы изгибаться в одной плоскости. Если шланг должен быть проложен через сложное колено, изгиб должен быть разделен на два или более изгиба путём зажима, таким образом, чтобы каждый изгибался в одной плоскости.
2. Зажимы должны быть использованы для предотвращения истирания покрытия шланга. Истирание может произойти, когда две линии шланга пересекаются или когда шланг трётся о неподвижную поверхность.
3. Иногда, когда шланг связан петлей или проходит за пределами контура машины, он используется в качестве удобной ручки или порога, что вызывает преждевременный износ шланга.
4. Когда шланг используется с превышением номинального рабочего давления, это снижает срок службы и увеличивает затраты клиента за счёт увеличения времени простоя и необходимости преждевременной замены. Это также приводит к аварии.
5. Напряжение в шланге при подаче давления может привести к разрушению фитингов, поэтому шланг должен быть подходящей длины.
6. Защитные пружинные оплётки следует использовать, когда шланг не защищен от острых или абразивных материалов. Кроме того, шланги должны быть надёжно защищены от внешних ударов и механических или химических повреждений. Они также должны быть соответствующим образом защищены от хлыстовых действий в случае отказа по любым причинам.



Последствие давления

Если эластичный шланг подвергается воздействию давления, его длина может измениться от +2 до -4%. Трассировка линий должна компенсировать деформацию путём изгиба шланга или путём слабины в прямой трассе.

Поворотные адаптеры

- повышение срока годности шланга
- сокращение расходов на шланг.

Поворотные адаптеры с углом поворота 360° особенно подходит для использования в устройствах, где шланг движется, изгибается и поворачивается (рис. 12-34). Поворотные адаптеры, подключённые к системам шлангов, предотвращают скручивание и чрезмерный изгиб шланга, а также устраняют необходимость больших радиусных изгибов.



Рис. 12-34 Поворотные адаптеры шланга

Результаты: Более долгий срок службы шланга и сокращение времени простоя оборудования.

Разрушение шланга

Скручивание является одной из основных причин разрушения шланга (рис. 12-35). Шланг ослабляется при установке в скрученном положении. При скручивании шланга большого диаметра на 7° срок его службы может уменьшиться на целых 90%. Кроме того, давление на скрученном шланге ослабляет затяжку фитингов.

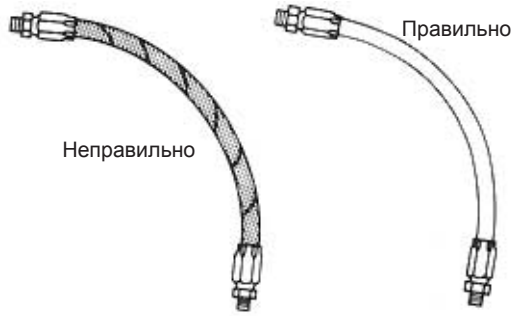


Рис. 12-35 Скрученный шланг

Вакуумные требования

1. Максимальное отрицательное давление, показанное для шлангов -16 и больше, подходит только для шланга, не подвергавшегося внешним повреждениям или скручиванию.
2. Если требуется более высокое отрицательное давление, необходимо внутреннее армирование.
3. Вакуум нежелателен для множественных проволочных армирующих слоёв или множественного спирального обёртывания (4 спирали и более).

Правила установки шланга

Оптимизация прокладки и установки помогает обеспечить эффективную работу системы и уменьшает спектр проблем. Когда шланг установлен в изогнутом положении, помните, что арматура металлорукава не является частью гибкого участка. Следует оставить достаточно свободной длины для изгиба (рис. 12-36).

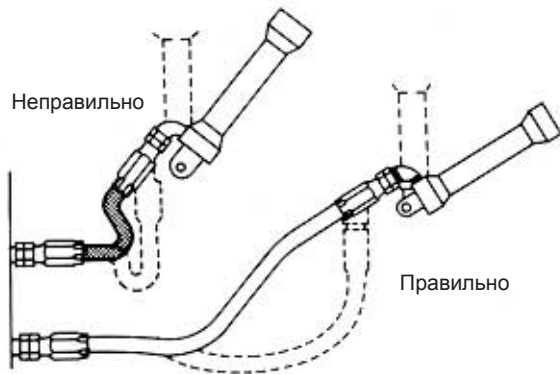


Рис. 12-36 Гибкие насадки шланга

Давление может изменять длину шланга как +2% или 4%. Обеспечьте слабины в линии, чтобы компенсировать изменение длины шланга (рис. 12-37).

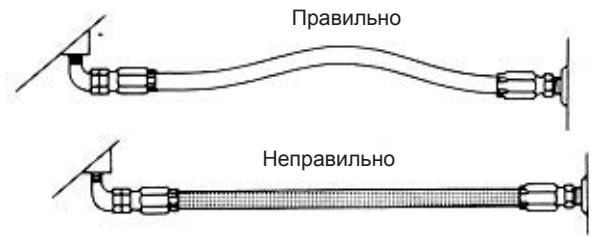


Рис. 12-37 Длина шланга изменяется при давлении

Для исключения опасностей разрыва линии и ограничения потока следует предусмотреть достаточный радиус изгиба (рис. 12-38). Уменьшение радиуса изгиба за пределы минимально допустимого значения может существенно сократить срок эксплуатации шланга.

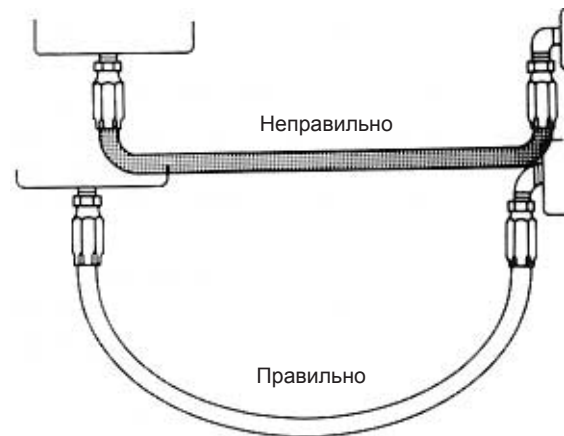


Рис. 12-38 Достаточный радиус изгиба шланга

Используйте локти или другие адаптеры, необходимые для устранения избыточной длины шланга, обеспечения более аккуратной установки и облегчения технического обслуживания (рис. 12-39).

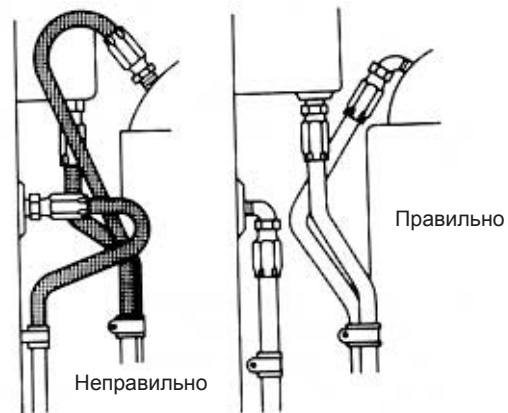


Рис. 12-39 Использование локтей и адаптеров

Чтобы избежать ослабления шланга из-за скручивания во время установки поворотные фитинги (рис. 12-40) должны быть предусмотрены хотя бы на одном конце шланга.

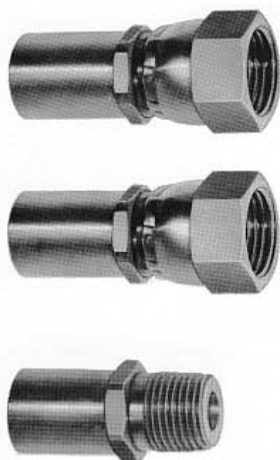


Рис. 12-40 Поворотные фитинги

Не устанавливайте шланг рядом с выхлопным коллектором или любой другой горячей секцией (рис. 12-41). Если это невозможно изолируйте шланг огнезащитным кожухом или другими защитными средствами.

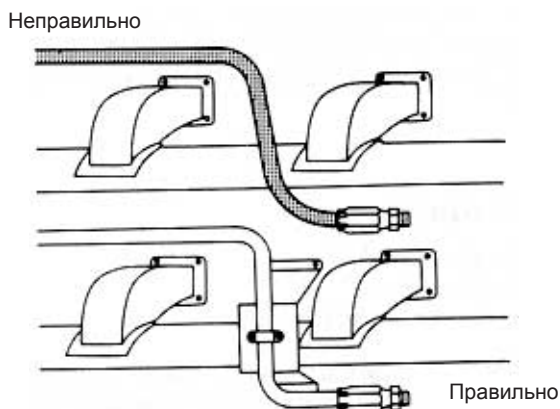


Рис. 12-41 Применение шланга для высокой температуры

Основная конструкция шланга

Шланги используются для передачи жидкостей под давлением и имеют многослойную конструкцию, при этом каждый слой соответствует конкретным требованиям. Большинство видов шлангов состоят из трёх основных элементов или частей, как показано (рис.12-42):

- труба или внутренняя обкладка
- усиление
- покрытие.



Рис. 12-42 Общая конструкция шланга

1. Внутренняя труба - труба или вкладыш внутреннего элемента шланга. Основной функцией трубы или подкладки является сохранение материалов — жидкостей, газов или их комбинации. Типы шланга и условия эксплуатации, которые могут иметь место, определяют используемые материалы и толщину внутренней трубы. Эта труба должна быть совместима с различными способами крепления арматуры шланга.

Эти материалы имеют структуру для работы в различных температурных диапазонах, где необходимы повышенные или низкие температуры, а также устойчивы к различным материалам, подлежащим передаче. Материалы, наиболее часто используемые для изготовления внутренней трубы, приведены в таблице 12-6.

Общее название	Название по ASTM	Композиция	Основные свойства
Випа-N	N.B.R.	Нитрилбутадиен	Превосходная маслостойкость Хорошее сопротивление к ароматикам Хорошие физические свойства
Неопрен	CR	Хлорбутадиен	Очень хорошие всепогодные свойства Хорошая маслостойкость Хорошие физические свойства
Этиленпропилен	EPR, EPDM	Сополимер этилена, пропилена и (иногда) др.	Превосходные всепогодные свойства Несовместимость с некоторыми жидкостями Прекрасные физические свойства
Тефлон	TFE	Тетрафторо-этилен	Превосходная теплостойкость Превосходная химическая совместимость Низкая гигроскопичность Превосходные всепогодные свойства
PKR		Собств.	Хорошая химическая стойкость Хороший температурный диапазон Превосходные всепогодные свойства

Таблица 12-6 Материал для внутренней трубы

Основная структура шланга

Комбинация внутренней трубы, армирования и покрытий приводит к сотням возможных комбинаций. На практике 11 комбинаций, перечисленных в Таблице 12-7, являются наиболее распространенными с несколькими примерами, приведенными на Рис. 12-43.

Примечание: Для выбора рекомендуемых материалов следует обратиться к справочнику или каталогу производителя шлангов.

2. Армирование - это ткань, шнур или металлические элементы, встроенные в тело шланга в целях повышения прочности, чтобы выдерживать внутреннее давление или внешние силы или их комбинации. Материалы, наиболее часто используемые в качестве арматуры, это текстильные нити, синтетические волокна, текстиль и проволока. Волокна могут быть из хлопка, вискозы, нейлона, лавсана, стекла или подобных материалов. Проволока, как правило, плетеная или спиральная, может быть из стали, нержавеющей стали, бронзы, алюминия или других металлов. Тип и количество слоев или армирующих материалов зависит от способов изготовления и условий эксплуатации шланга. Различные материалы и соединения часто применяются для разделения слоев арматуры в резиновом шланге. Одна из функций этого разделения заключается в снижении износа между армирующими слоями.
3. Покрытие – это внешний элемент шланга, и его основная функция заключается в обеспечении защиты от повреждений труб и арматуры. Материалы покрытия выбраны так, чтобы обеспечить устойчивость к истиранию, солнечному свету, горячей и холодной температуре, а также для защиты шланга от различных масел, растворителей, кислот, бензина и других веществ, участвующих в эксплуатации. Неопрен, синтетические ткани, нейлон, уретан и другие эластомерные материалы обычно используются в покрытии шланга.

SAE виды шлангов			
SAE номер	Внутренняя труба	Армирование	Покрытие
SAE100R1	синтетическая резина	1 высокопрочная плетеная стальная проволока	синтетическая резина
SAE100R2	синтетическая резина	2 плетеных проволоки или 2 спиральных проволоки и 1 плетеная проволока	синтетическая резина
SAE100R3	синтетическая резина	2 текстиль. плетения	Синтетика
SAE100R4	синтетическая резина	Плетеные текстильные волокна/ спиральная проволока	Синтетика
SAE100R5	синтетическая резина	1 текстильное плетение и плетение из высокопрочной стали	Хлопковое плетение
SAE100R6	синтетическая резина	1 текстильное плетение	Синтетическая резина
SAE100R7	Термопластик	Синтетическое волокно	Термопластик
SAE100R8	Термопластик	Синтетическое волокно	Термопластик
SAE100R9	синтетическая резина	4 спиральных слоя завернутые в разных направлениях	синтетическая резина
SAE 100 R10	синтетическая резина	4 спиральных слоя высокопрочной проволоки, завернутые в разных направлениях	
SAE100R11	синтетическая резина	6 спиральных слоев высокопрочной проволоки, завернутых в разных направлениях	синтетическая резина

Таблица 12-6 SAE виды шлангов

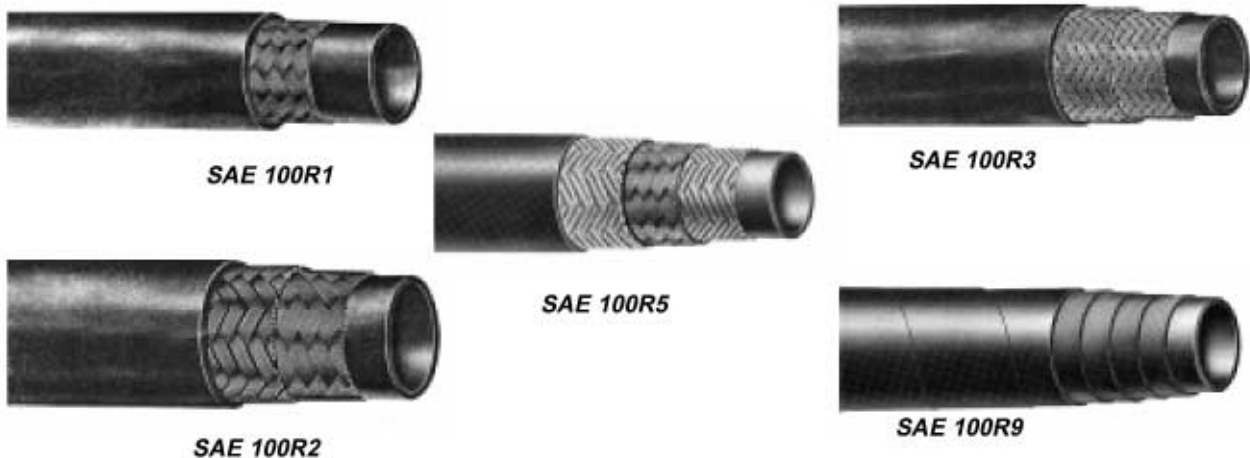


Рис. 12-43 Типы структуры шланга

Эти типы шлангов сгруппированы по назначению или номеру, установленному регулирующим органом, таким как ISO и SAE (Общество автомобильных инженеров) в Соединенных Штатах. Эти регулирующие органы (ISO, SAE, и т.д.) устанавливают стандарты в отрасли гидравлических шлангов. Эти стандарты включают в себя:

А. требования к размерам шлангов и фитингов.

В. Требования к качеству:

1. надёжность.
2. уровень давления.
3. температурные показатели.

Типы заделок шлангов

Фитинги (заделки) шлангов классифицируются по способу их соединения со шлангом. Существуют две основные категории: постоянного и повторного использования. У обеих имеются те же компоненты: ниппель, муфта и шланг, зажатый между ними.

Фитинги для часто используемых типов гидравлических шлангов показаны на рис. 12-44.

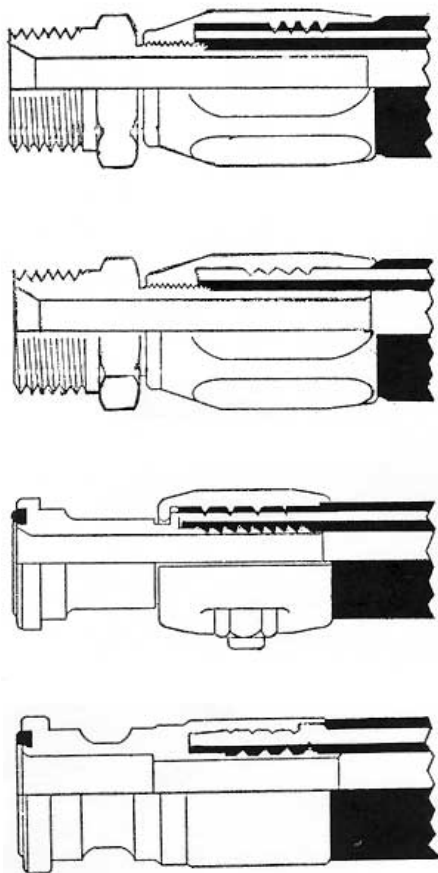


Рис. 12-44 Виды фитингов шланга

Вариант монтажа муфты без удаления внешнего резинового слоя шланга является винтовым по дизайну для использования на шланге с более тонким внешним покрытием, чем для варианта с удалением, но все же достаточно толстым, чтобы обеспечить адекватную защиту для армирования. Таким образом, между муфтой и армирующим слоем остаётся поддерживающая прокладка из резины, позволяющая уменьшить концентрацию напряжений и заполнить пустоты в захватной резьбе муфты для защиты проволоочного армирования шланга от влаги и коррозии.

Фитинг с удалением внешнего резинового слоя также имеет винтовой дизайн и предназначен для использования шлангов с толстой внешней оболочкой, которая должна быть удалена (срезана) на концах шланга перед установкой этого типа фитинга.

Зажимной фитинг имеет ниппель с зубцами, который вставляется непосредственно в шланг, после чего две полумуфты стягиваются болтами, расположенными снаружи, чтобы обеспечить герметичность соединения.

При монтаже перманентно прилагаемых фитингов, шланг вставляется непосредственно в фитинг между ниппелем и муфтой, после чего соединение либо обжимается (обычно на специальных прессах. Прим. ред.), либо закручивается, обеспечивая удержание шланга. Зубцы на наружном диаметре ниппеля обеспечивают дополнительный захват, внедряясь во внутренний диаметр внутренней трубы шланга. В связи с имеющейся опасностью неправильной сборки фитингов с удалением или без удаления внешнего резинового слоя, перманентно прилагаемые фитинги предпочитают и **настоятельно рекомендуются к применению.**

Глава 13

Гидравлические системы и аккумуляторы рулевого управления

Многими транспортными средствами нельзя управлять вручную из-за их веса и размера. Вследствие этого, системы рулевого управления с усилителем предусматривают для водителя транспортного средства с резиновыми шинами повышенный комфорт. На Рис. 13-1 изображены основные составляющие системы рулевого управления с усилителем. Насос – шестерённый либо поршневой; предохранительный клапан внутри или вне насоса; один или более цилиндров; резервуар; система фильтрации; соединительные линии и шланги и гидроусилитель руля.

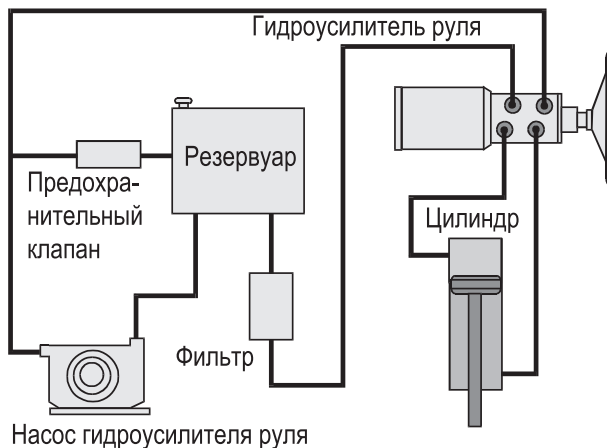


Рис. 13-1 Основные составные части гидросистемы рулевого управления

Шестерённый насос гидроусилителя руля

В этом разделе будет рассмотрен шестерённый насос гидроусилителя руля, как показано на рис.13-2. Шестерённый насос обеспечивает постоянную подачу жидкости. Поток жидкости переносится из впускного отверстия в выпускное во впадинах между зубьями шестерён и корпусом насоса. Поскольку насос приводится в действие первичным двигателем, максимальная подача насоса будет меняться в зависимости от частоты его вращения.

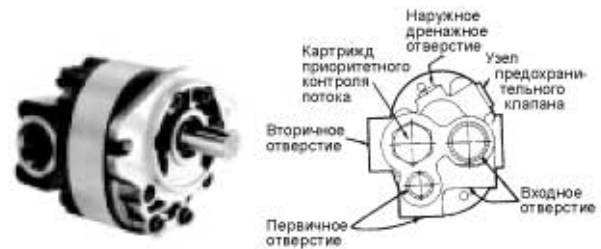


Рис. 13-2 Насосы гидроусилителя руля являются в основном шестерёнными насосами со встроенным делителем потока и/или предохранительным клапаном.

Стандартный шестерённый насос состоит из ведущей и ведомой шестерён, торцовых пластин и уплотнений, а также ведущего вала, который может быть со шлицами или шпонкой для соединения с первичным двигателем. Этот стандартный шестерённый насос может быть изменён и преобразован в насос гидроусилителя руля.

Встроенный предохранительный клапан и делитель потока (возврат во входное отверстие)

В системе рулевого управления предохранительный клапан может быть размещён внутри насоса или с внешней стороны системы. Насос гидроусилителя руля с внутренним предохранительным клапаном, как показано на рис. 13-3, может ослабить или снизить давление в системе двумя способами. Схематический чертёж показывает, что если давление в системе достигнуто, нормально закрытый предохранительный клапан откроется и позволит потоку жидкости перетечь из напорной линии насоса во всасывающую.

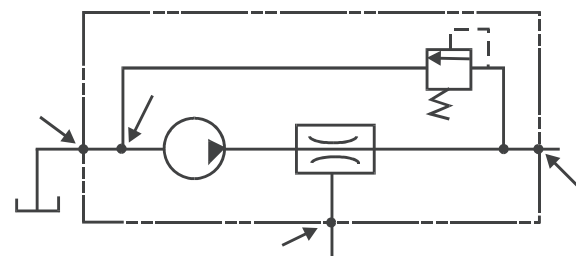


Рис. 13-3 Слив из предохранительного клапана возвращается во всасывающую линию насоса

В насос может быть также встроен делитель потока, который образует вторичный поток, выходящий из насоса. Этот поток может быть использован для направления жидкости в другую систему. Для того чтобы контролировать максимальное давление в этой вторичной системе, должен быть установлен отдельный предохранительный клапан.

Встроенные предохранительный клапан и делитель потока (возврат в бак)

Силовой насос гидроусилителя руля может также быть спроектирован таким образом, чтобы позволить предохранительному клапану направить поток в бак, а не во входное отверстие. На рис. 13-4 показано схематическое изображение этой функции. Когда транспортное средство, например, экскаватор с обратной лопатой, использует насос гидроусилителя руля, то делает это экономно благодаря своему режиму работы. Другими словами, экскаватор остается статичным в своих рабочих режимах.

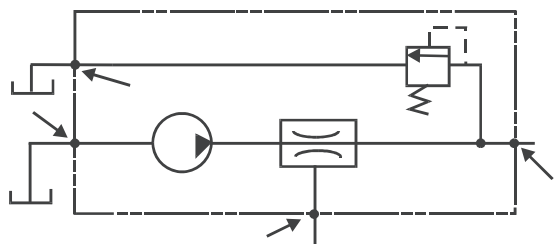


Рис. 13-4 Поток из предохранительного клапана возвращается в бак.

В этом случае подачу насоса лучше всего направить из предохранительного клапана обратно в бак во время статичности рулевого управления. Преимущество такого решения заключается в сниженном тепловыделении в насосе. В случае если предохранительный клапан направляет выходящий поток обратно во входной канал насоса на длительный срок, это повлечёт за собой нагревание жидкости и, следовательно, всей системы. Циркуляция выходящего потока из предохранительного клапана обратно в бак способствует охлаждению жидкости.

Делитель потока, находящийся в силовом насосе гидроусилителя руля, является нерегулируемым ограничителем потока. Однако в ходе работы гидропривода возрастание или снижение потока может произойти во вторичной системе из-за колебаний давления в первичной системе

Встроенные предохранительный клапан и делитель потока (возврат вторичного потока и слива из клапана во входное отверстие)

В транспортных средствах, предназначенных для установки «на дороге», рис. 13-5 используется схема, в которой выходящий поток предохранительного клапана и вторичный поток делителя потока возвращаются во входное отверстие насоса. Такая конструкция способствует более высокой скорости транспортного средства

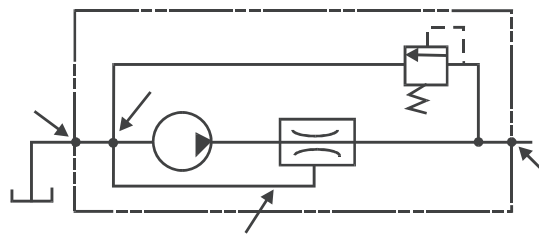


Рис. 13-5 Поток из предохранительного клапана и вторичный поток возвращаются во входной канал насоса.

Приоритетный делитель потока

Делитель потока, изображенный на рис. 13-6, состоит из нерегулируемой пружины, золотника делителя потока с отверстием постоянного сечения, первичного и вторичного проточных каналов. Пружина, воздействуя на золотник, препятствует проходу потока во вторичное отверстие. Как только поток поступает в приоритетное отверстие, он также попадает во внутренний канал золотника и проходит через отверстие постоянного сечения.

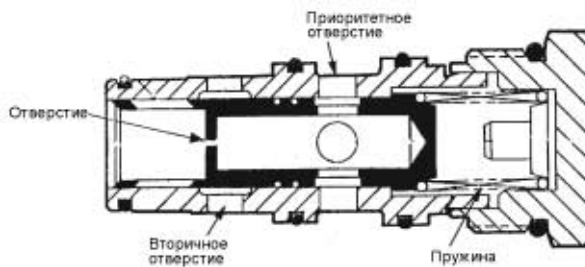


Рис. 13-6 Сначала поток проходит через первичное отверстие, затем золотник сдвигается, чтобы поток вышел из вторичного отверстия.

В случае, когда поток прошел через приоритетное отверстие, в левой торцевой полости золотника возрастает давление до тех пор, пока не будет преодолено усилие пружины. Далее золотник смещается вправо, открывая, таким образом, вторичное проточное отверстие. Поток через отверстие постоянного сечения позволяет теперь реализовать требуемую функцию деления.

Эксплуатационные показатели делителя потока

На Рис. 13-7 представлена эксплуатационная характеристика, которая может быть достигнута в силовом насосе гидроусилителя руля. Поток (л/мин/галлон в мин) в зависимости от частоты вращения (число оборотов в минуту) для типичного насоса гидроусилителя руля равен 45,5 л/мин (12 галлонов в минуту) при частоте вращения 2400 мин⁻¹. Первичный поток в этом режиме составляет приблизительно 21 л/мин (5,5 галлонов в минуту), в то время как вторичный поток превышает 25 л/мин (6,5 галлонов в минуту).

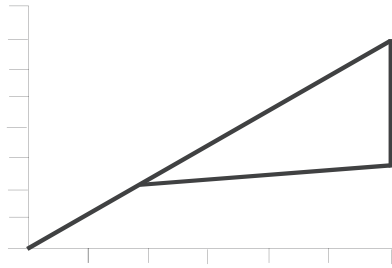


Рис. 13-7 Эксплуатационная характеристика делителя потока

Эксплуатационная характеристика делителя потока также показывает, что если число оборотов в минуту снижено с 3600 до 1000, первичный поток снижается незначительно, а если число оборотов в минуту увеличено, наблюдается минимальное увеличение первичного потока. Однако при том же числе оборотов в минуту вторичный поток значительно изменяется в зависимости от снижения или увеличения частоты вращения.

Из чего состоит встроенный предохранительный клапан

Функция предохранителя клапана заключается в снижении максимально допустимого давления в системе. В главе 6 были рассмотрены клапаны давления. В этом разделе предохранительный клапан ввертного типа для силового насоса гидроусилителя руля, изображенный на рис. 13-8, состоит из тарельчатого клапана, уравнивающей пружины, прокладок, впускного и выпускного каналов. Поскольку клапан давления действует в одном направлении, давление системы поступает во впускной канал и действует на тарельчатый клапан с левой стороны.

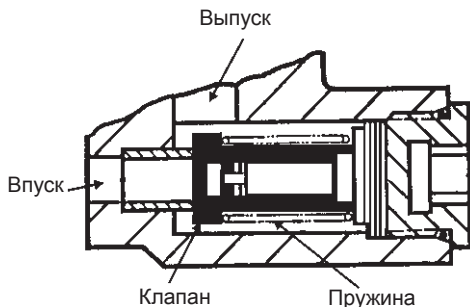


Рис. 13-8 Обычные составляющие внутреннего предохранительного клапана

Усилие уравнивающей пружины заранее отрегулировано подбором количества и толщины прокладок. Для того чтобы увеличить давление в системе, можно добавить прокладки или убрать их, чтобы снизить максимальное давление.

Примечание: Производитель силового насоса гидроусилителя руля должен быть проконсультирован для точного регулирования давления.

Некоторые предохранительные клапаны в насосах гидроусилителя руля имеют регулировочный винт для изменения максимально допустимой уставки давления.

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ: Несмотря на тип установленной регулировки, никогда не нагружайте насос выше указанного максимального номинального давления.

«Двухлинейная» энергетическая цепь силового насоса

Типичная энергетическая цепь силового насоса гидроусилителя руля, которая часто называется «двухлинейная система» состоит из насоса гидроусилителя руля, собственно гидроусилителя и резервуара. Как показано на рис. 13-9 насос забирает жидкость из резервуара и подаёт её в гидроусилитель. Схематический чертёж на рис. 13-10 показывает состояние внутреннего канала в насосе

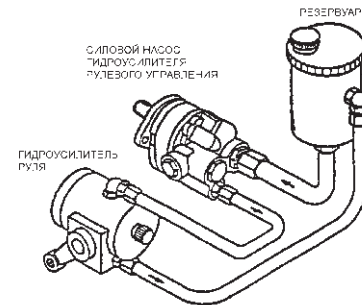


Рис. 13-9 Двухлинейная управляющая схема обычно используется при установке «на дороге»

Первичный поток попадает из насоса в гидроусилитель руля, а вторичный - возвращается во впускное отверстие насоса. Если давление предохранительного клапана достигнуто, поток из предохранительного клапана также возвращается во входное отверстие насоса. **ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ:** можно попробовать устранить чрезмерный нагрев в связи с чем потребуются дополнительное охлаждение жидкости.

В системе рулевого управления предохранительный клапан может быть расположен внутри насоса или с внешней стороны системы. Насос гидроусилителя руля с внутренним предохранительным клапаном как показано на рис. 13-2 может снизить давление в системе двумя способами. Схематический чертёж на рис. 13-10 показывает, что если давление в системе достигнуто, нормально закрытый предохранительный клапан откроется и позволит жидкости вытечь из насоса в его входное отверстие.



Рис. 13-10 Схематический чертёж «Двухлинейной» энергетической цепи рулевого управления с усилителем

Эта цепь обычно используется в машинах, работающих «на дороге». При вторичном потоке, поступающем во входной канал насоса в случае превышения скорости, дополнительный поток поможет предотвратить кавитацию в насосе.

«Трёхлинейная» энергетическая цепь силового насоса гидроусилителя руля

В «трёхлинейной» энергетической цепи силового насоса гидроусилителя руля (рис. 13-11) вторичный поток направляется через внешнее соединение ко второй системе. Обычным применением цепи данного типа является грузовик-солеукладчик. Вторичный поток используется для того, чтобы повернуть бурав, который загоняет соль обратно в грузовик, где используется поверхностно-активное вещество.

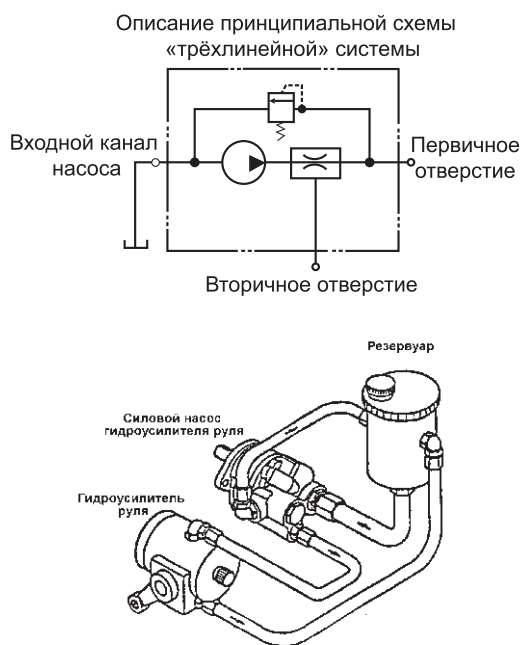


Рис. 13-11 «Трёхлинейная» энергетическая цепь силового насоса гидроусилителя руля обеспечивает вторичный поток в другую систему.

В случае если вторичный поток используется в другой системе, необходимо чтобы в этой системе был отдельный предохранительный клапан. Внутренний предохранительный клапан насоса защищает только первичную систему. Если вторичный поток не используется, вторичное выходное отверстие должно быть соединено с резервуаром. Никогда не затыкайте отверстие пробкой и не блокируйте вторичное отверстие.

Управляющие схемы

Управляющие схемы классифицируются на следующие типы:

- нереверсивная, с открытым центром,
- реверсивная, с открытым центром,
- с открытым центром, с дополнительными внешними функциями

- золотник приоритетной потребности, с открытым центром,
- нереверсивная, с закрытым центром,
- с закрытым центром и с приоритетным гидроусилителем руля,
- чувствительная к нагрузке, с закрытым центром

Каждая из этих классификаций определена типом гидроусилителя руля, использованного в системе. Гидроусилитель руля (рис. 13-12) состоит в первую очередь из линейного золотника и втулки, приводного рычага, ротора, статора, коллектора, стяжного кольца коллектора, переключателя, входного вала, торсиона и корпуса

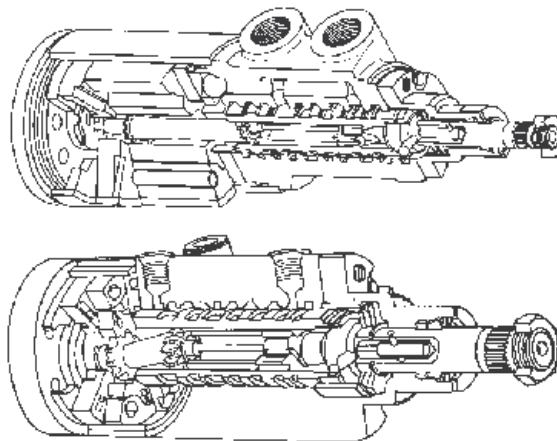


Рис. 13-12 Типичный гидростатический гидроусилитель руля пластинчатого типа

Типичный гидростатический гидроусилитель руля разделён на две секции: золотник управления потоком и измеритель расхода жидкости, которые взаимосвязаны гидравлически и механически. Первая секция содержит механически перемещаемый золотник, который центрируется торсионом.

Функция этой секции состоит в том, чтобы направлять жидкость от секции измерителя расхода в цилиндр (цилиндры) и обратно и регулировать давление в цилиндре.

Измеритель расхода жидкости состоит из коммутатора и реверсивного героторного элемента, содержащего поворотный ротор и неподвижный статор. Коммутатор совершает планетарное движение вместе с ротором и соединяет камеры ротора с золотником управления. Функция секции измерения расхода заключается в измерении расхода, поступающего в цилиндр (цилиндры), и поддержании взаимосвязи между рулём и колёсами машины.

Работа ротора в дозирующем устройстве

Каждый выступ шестерни героторного элемента ротора имеет диаметрально противоположный выступ, поэтому когда один выступ находится во впадине профиля статора, его противоположный выступ – на вершине выступа статора. При подводе рабочей жидкости под давлением героторный элемент начинает поворачиваться (см. Гл. 4, Рис. 4.10). Благодаря взаимодействию ротора и статора

происходит вытеснение жидкости из межзубьевых впадин 42 раза за один оборот ротора (6 выступов ротора, умноженных на 7 впадин статора = 42 вытеснения жидкости).

Когда ротор поворачивается, жидкость постоянно вытесняется из трёх выемок, в то время как жидкость поступает также в три выемки, а одна из выемок неактивна, так как она переходит из зоны слива в зону нагнетания. Коллектор поворачивается вместе с ротором и направляет жидкость в золотник управления потоком.

Работа золотника управления в нейтральной позиции

Когда золотник находится в центре или в нейтральной позиции, как показано на рис. 13-13, рабочая жидкость из насоса гидроусилителя руля сливается в резервуар под давлением, достаточным для преодоления сопротивления каналов и рабочих кромок золотника. Циркуляции подачи насоса в цилиндр или из него не происходит, поскольку давление жидкости в его линиях одинаковое.

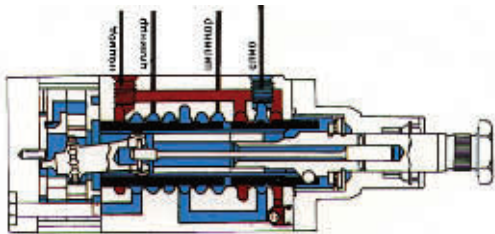


Рис. 13-13 Золотник управления в нейтральной позиции.

Работа золотника управления при правом повороте

Когда водитель желает повернуть транспортное средство, он должен повернуть руль в направлении поворота. На рис. 13-14 изображено положение золотника и втулки для правого поворота.

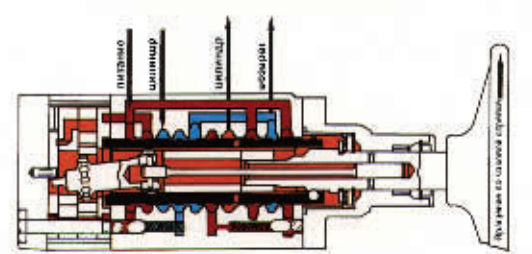


Рис. 13-14 Золотник управления при правом повороте. Золотник сдвигается влево.

Исходный поворот руля поворачивает входной вал, который в свою очередь поворачивает приводной рычаг и ротор через центрирующую пружину торсиона. Повороту ротора и золотника, которые связаны приводным рычагом, оказывает сопротивление давление в героторном элементе, необходимое для преодоления усилия на ободу руля. Поскольку входной вал поворачивается относительно

золотника, центрирующая пружина изогнута. Осевое смещение золотника обеспечивается шариковинтовой передачей между золотником и входным валом.

Когда золотник смещён в осевом направлении, напорная линия силового насоса гидроусилителя руля через коллектор соединяется с входной линией героторного элемента. Одновременно линия вытеснения этого элемента соединяется с одной из камер цилиндра (цилиндров), а противоположная камера соединяется со сливом. Когда достигнут необходимый уровень давление в цилиндре, последний поворачивает колёса транспортного средства.

Ручное управление – без давления в системе

Если по какой-либо причине давление в системе падает, водитель смещает золотник в осевом направлении, поворачивая руль. Когда золотник смещён, он соединяет героторный элемент, который выполняет теперь функции насоса, через коммутатор с одной из камер цилиндра. Поток из другой камеры через рециркуляционный клапан направляется к ротору, а не в сливную линию.

Нереверсивная система с открытым центром

Рабочие характеристики транспортного средства с нереверсивным гидроусилителем руля с открытым центром и с постоянным расходом (рис. 13-15) позволяют удерживать колёса в заранее установленном положении, когда водитель освобождает руль. Камеры цилиндра заблокированы в нейтральной позиции золотника. В начале движения водитель должен направить руль обратно в прямое положение.

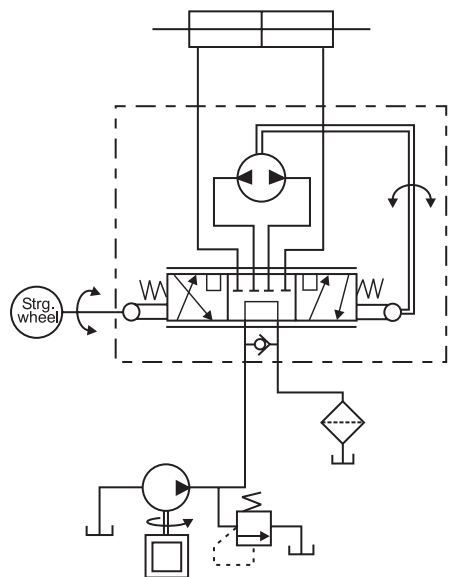


Рис. 13-15 Эта неревверсивная система гидроусилителя руля с открытым центром сохраняет колёса транспортного средства в заранее установленном положении, когда водитель отпускает руль

Ревверсивная система с открытым центром

В случае если реверсивный гидроусилитель руля с открытым центром (рис. 13-16) встроен в систему рулевого управления, управляемые колёса могут быть возвращены в прямое положение, после того как водитель отпускает рулевое колесо. Это происходит только в том случае, если геометрическая схема механизма управления оказывает центрирующее воздействие на рулевой цилиндр(ы). Камеры цилиндра связаны проходными сечениями золотника таким образом, что руль следует за колёсами обратно в прямое положение.

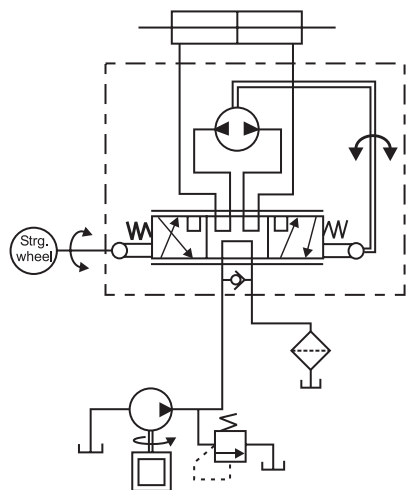
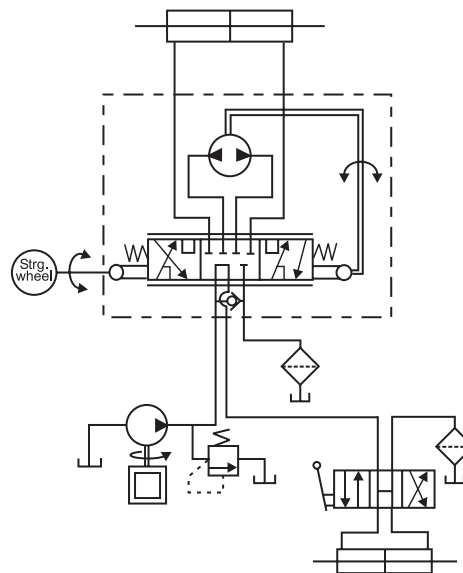


Рис. 13-16 Эта реверсивная система гидроусилителя руля с открытым центром обеспечивает возврат колёс в прямое положение, когда водитель отпускает руль

Система рулевого управления с открытым центром и дополнительными внешними функциями

Некоторые гидроусилители руля имеют дополнительную линию (рис. 13-17) высокого давления для подачи жидкости к другим функциям. Данный тип системы автоматически направляет приоритетный поток для управления вспомогательными функциями. Когда транспортным средством не управляют, весь поток жидкости доступен для вспомогательных функций. Эта система устраняет делитель потока, например тот, который может быть обнаружен в силовом насосе гидроусилителя руля.

Примечание: Функции вспомогательных цепей нуждаются



в отдельном предохранительном клапане.

Рис. 13-17 Система рулевого управления с открытым центром и дополнительными внешними функциями

Система с открытым центром и золотником приоритетной потребности

На схеме рис. 13-18 изображена система, в которой используется нерегулируемый насос и золотник приоритетной потребности, чтобы обеспечить соответствующее количество жидкости в гидроусилитель руля с закрытым центром и чувствительностью к нагрузке. Золотник (золотники) вспомогательной системы выполнены с открытым центром.

Система с закрытым центром и золотником приоритетной потребности

На рис. 13-20 изображена система, которая использует регулируемый насос с компенсацией по давлению, золотник приоритетной потребности, чувствительный к нагрузке гидроусилителя руля с закрытым центром и вспомогательный золотник с закрытым центром. За исключением насоса и вспомогательного золотника(ов) с закрытым центром, управление целью такое же, которое было упомянуто в этом разделе.

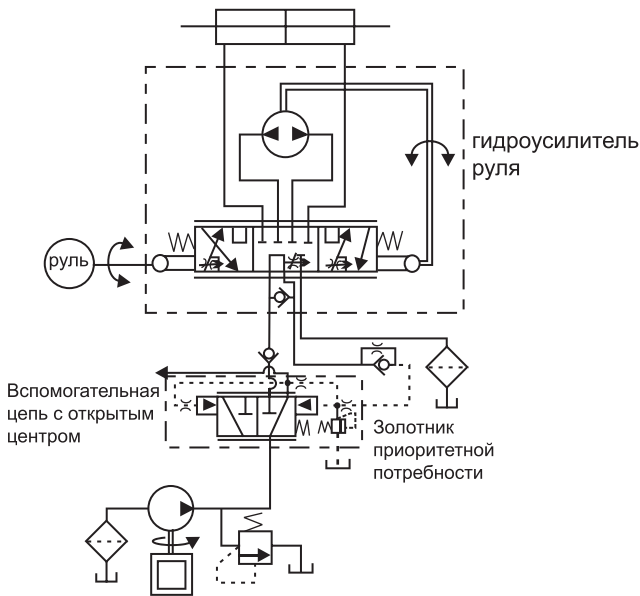


Рис. 13-18 Когда требуется рулевое управление, золотник приоритетной потребности направляет подачу насоса в рулевую систему.

В исходной позиции золотника приоритетной потребности весь поток насоса поступает во вспомогательную цепь. При повороте транспортного средства золотник гидроусилителя руля направляет давление через каналы чувствительности к нагрузке и внешнее соединение к золотнику приоритетной потребности, который устанавливается в позицию обеспечивающую питание гидроусилителя

Нереверсивная система с закрытым центром

Система управления с закрытым центром (рис. 13-19) использует регулируемый насос обеспечивающий переменную подачу жидкости в гидроусилитель руля. Когда транспортным средством не управляют, все линии управляющего золотника заблокированы. Количество жидкости через управляющую схему зависит от величины смещения и пропускной способности золотника

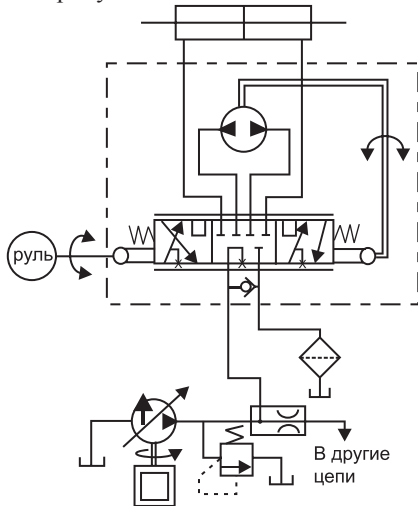


Рис. 13-19 Нереверсивная система рулевого управления с закрытым центром.

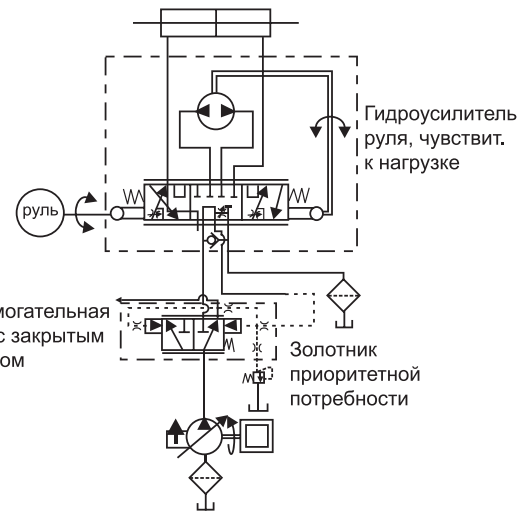


Рис. 13-20 Закрытый центр с золотником приоритетной потребности обеспечивает соответствующий расход в систему рулевого управления.

Система с открытым центром и золотником приоритетной потребности

Примечание: Если вспомогательная цепь(и) требует большого расхода и подачи насоса недостаточно для управления, во вспомогательной цепи следует предусмотреть регулятор потока. Это необходимо для того, чтобы гидроусилитель руля исправно функционировал при любых условиях.

Чувствительная к нагрузке система рулевого управления с закрытым центром

На рис. 13-21 система чувствительности к нагрузке содержит чувствительный к нагрузке золотник гидроусилителя руля с дистанционным управлением золотником приоритетной потребности. Функция последнего – обеспечить подачу жидкости под давлением в гидроусилитель руля, несмотря на количество жидкости, потребляемой вспомогательным клапаном (клапанами).

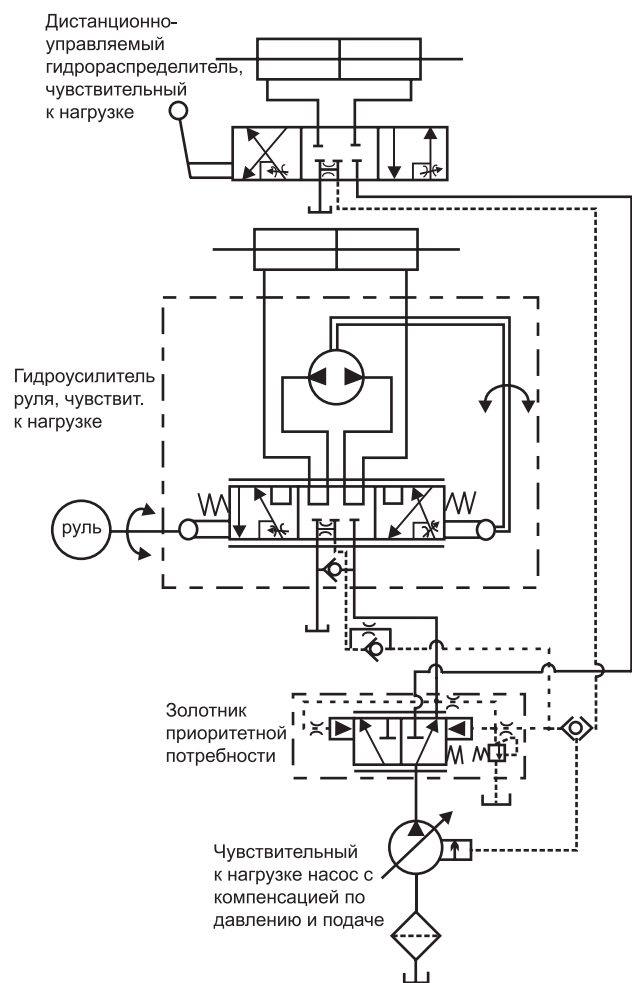


Рис. 13-21 Чувствительность к нагрузке совместно с чувствительным к нагрузке золотником гидроусилителя руля и дистанционным управлением золотником приоритетной потребности

Аккумулятор в системе рулевого управления

Гидропневматические аккумуляторы, например, поршневые или баллонные, обычно используются в мобильных гидросистемах рулевого управления. Они могут быть использованы для амортизации и/или резервного расхода жидкости в чрезвычайных ситуациях. Аккумуляторы этого типа оказывают силовое воздействие на жидкость, используя сжатый инертный газ (азот).

ПРИМЕЧАНИЕ: В большинстве гидропневматических аккумуляторов, применяемых в мобильных системах, используется инертный газ, например азот. **Сжатый воздух, в особенности кислород, не должен использоваться из-за опасности взрыва воздушно-масляного пара.**

Гидропневматические аккумуляторы подразделяются на поршневые, диафрагменные и баллонные. Название каждого типа указывает на устройство отделяющее газ от жидкости.

Поршневой аккумулятор

Поршневой аккумулятор (рис. 13-22) состоит из корпуса цилиндра и подвижного поршня с эластичным уплотнением. Газ заполняет ёмкость выше поршня и дополнительно сжимается, по мере заполнения корпуса цилиндра жидкостью. В процессе вытеснения жидкости из аккумулятора, давление газа толкает поршень вниз, причём когда вся жидкость вытеснена, поршень должен достичь конца своего хода.

Баллонный аккумулятор

Баллонный аккумулятор (рис. 13-22) состоит из баллона из синтетического каучука внутри металлического корпуса, причём в баллоне содержится сжатый газ. Как только жидкость поступает в корпус, газ в баллоне дополнительно сжимается. Давление газа падает, если жидкость вытекает из металлического корпуса. Когда вся жидкость вытекла, давление газа пытается протолкнуть баллон через тарельчатый клапан в выходном отверстии, поток жидкости из аккумулятора прекращается и исключается экструзия баллона.

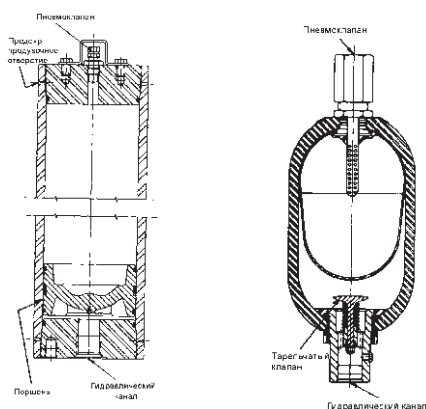


Рис. 13-22 (а) Поршневой аккумулятор; обратите внимание на положение U-образного поршня; (в) Баллонный аккумулятор

Аккумуляторы в цепи

Аккумуляторы могут выполнять разные функции в гидросистеме. Две из них в мобильной гидросистеме: кратковременное увеличение потока и исключение гидроударов.

Увеличение потока

Увеличение потока жидкости – одно из применений аккумулятора (рис. 13-23). Так как заряженные аккумуляторы являются источниками гидравлической потенциальной энергии, запасённая энергия аккумулятора может быть использована для увеличения потока системы, когда основной источник давления потерян, как например, в случае аварийной ситуации управления. Если машина спроектирована так, чтобы ею управляли нерегулярно, может быть использован небольшой поршневой насос,

чтобы периодически наполнить аккумулятор. Во время управления машиной в аварийной ситуации, рулевое колесо поворачивается, и аккумулятор поставляет необходимый поток жидкости под давлением в гидроусилитель руля и цилиндр(ы). Использование аккумулятора вместе с небольшим насосом сохраняет, таким образом, пиковую мощность.

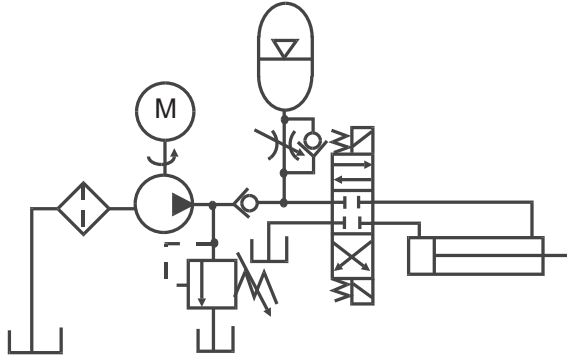


Рис. 13-23 Гидропневматический аккумулятор, используемый в системе, для развития потока в цилиндр

Давление предварительной зарядки

Давление газа, имеющееся в гидропневматическом аккумуляторе, когда в нём отсутствует гидравлическая жидкость, является давлением предварительной зарядки аккумулятора. Это давление значительно влияет на маневровый объём при работе и гашении ударов.

Предварительная зарядка влияет на функцию поглощения ударов

Предварительная зарядка гидропневматического аккумулятора влияет на функцию поглощения ударов. Возникновение ударов в гидросистеме является результатом быстрого возрастания давления из-за воздействия внешней механической силы на цилиндр или гидромотор, или является результатом гидроудара при быстром закрытии гидроаппарата. Аккумулятор способствует снижению ударного действия, ограничивая прирост давления.

При возникновении пика давления, это высокое давление пытается переместить или вытолкнуть поток жидкости в другую часть системы, однако из-за того, что жидкость практически несжимаема, этого не произойдёт. Без аккумулятора давление в линии может вырасти до опасного значения.

Аккумулятор поглощает некоторый объём жидкости и сглаживает удар, поэтому линия, в которой он установлен, становится «сжимаемой» до определенного предела.

Давление предварительной зарядки гидропневматического аккумулятора, используемого для гашения ударов, обычно находится в пределах от 60% до 65% от максимального рабочего давления (зависит от уставки предохранительного клапана) линии, на которой он расположен.

Когда аккумулятор функционирует в системе в качестве амортизатора, возникает проблема управляемого выпуска накопленной жидкости (рис. 13-24). В большинстве случаев, аккумуляторы комплектуются дросселем и перепускным запорным клапаном. В этом случае аккумулятор может быстро принять необходимый поток жидкости и разрядиться достаточно плавно.

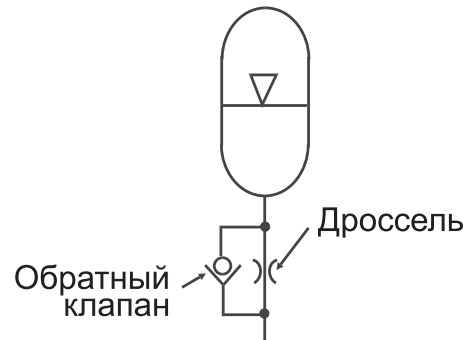


Рис. 13-24 Нерегулируемый или регулируемый дроссель используется для сглаживания потока из аккумулятора. Обратный клапан способствует беспрепятственному входу потока в аккумулятор

Поскольку предварительная зарядка газом является важным фактором в работе гидропневматического аккумулятора, в следующем разделе будет рассмотрено, каким образом аккумулятор может потерять давление предварительной зарядки и как это давление может быть измерено.

Давление предварительной зарядки

Тот факт, что гидропневматический аккумулятор заполнен сжатым газом, не значит, что он останется заряженным вечно. При работе аккумулятора газ может утекать через пневмоклапан. Это может произойти из-за неисправного или испорченного уплотнения клапана или его деталей.

Гидропневматические аккумуляторы также теряют давление газа в процессе разрядки газовой полости. В диафрагменных или баллонных аккумуляторах это обычно случается в результате разрыва синтетического резинового разделителя сред. В поршневых аккумуляторах возможна утечка сжатого газа через неисправные поршневые уплотнения.

Контроль давления предварительной зарядки

Поскольку это давление является важным фактором в характеристике гидропневматического аккумулятора, оно должно периодически проверяться. Необходимым элементом для проверки давления газа является зарядное устройство с манометром (рис. 13-25). Этот устройство состоит из следующих частей:

- | | |
|--------------------------|----------------------|
| 1 – шланг | 6 – поджимная гайка |
| 2 – переходник | набивного сальника |
| 3 – стяжная гайка | 7 – вентиль баллона |
| 4 – вентиль аккумулятора | 8 – выпускной клапан |
| 5 – манометр | |

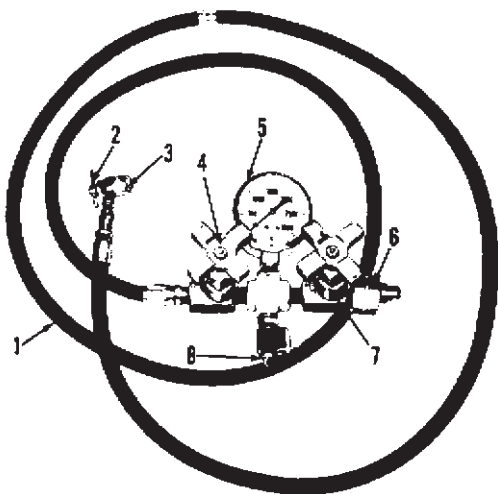


Рис. 13-25 Сборка зарядки аккумулятора

Для того чтобы проверить давление предварительной зарядки аккумулятора, освободите аккумулятор от жидкости и удалите защитный колпачок на пневмоклапане в верхней части аккумулятора. Привинтите переходник (2), полностью вывернув его рукоятку, проверьте, чтобы выпускной клапан (8) был закрыт. Прикрепите зарядное устройство к переходнику (2). При помощи гаечного ключа затяните стяжную гайку (3) на пневмоклапане аккумулятора. Заворачивайте винт переходника (2) до тех пор, пока манометр не покажет давление. Это давление предварительной зарядки аккумулятора.

Если аккумулятор заряжен как следует, выверните рукоятку переходника (2), откройте выпускной клапан (8), выпуская газ из зарядного устройства. Ослабьте гайку (3) и удалите зарядное устройство. Установите защитный колпачок пневмоклапана аккумулятора.

В случае, если аккумулятор перезаряжен, избыточное давление может быть спущено через выпускной клапан (8).

Если необходимо увеличить давление газа, выверните рукоятку переходника (2). Откройте выпускной клапан (8), выпуская газ из зарядного устройства, и затем вновь закройте клапан (8). В этот момент зарядное устройство может быть подключено к баллону со сжатым азотом.

Когда клапан газового баллона закрыт, подключите зарядное устройство, закрутив поджимную гайку набивного сальника (6). Медленно откройте клапан газового баллона (7) и определите давление на манометре (5) – это давление в газовом баллоне. Медленно откройте клапан аккумулятора (4) и зарядите аккумулятор до желаемого давления предварительной зарядки.

Чтобы проверить зарядку аккумулятора, закройте клапан баллона (7), и снизьте давление между манометром (5) и клапаном баллона (7), кратковременно открыв выпускной клапан (8). В результате давление на манометре (5) снизится до действительного давления предварительной зарядки аккумулятора.

Как только необходимое давление предварительной зарядки будет достигнуто, закройте клапан аккумулятора (4) и клапан баллона (7). Откройте выпускной клапан (8) для того, чтобы выпустить давление. Демонтируйте поджимную гайку набивного сальника (6) с газового баллона.

На аккумуляторе поверните рукоятку переходника (2) против часовой стрелки до отказа. Убедитесь, что контргайка пневмоклапана аккумулятора сжата и безопасна. Затем ослабьте стяжную гайку (3) и снимите все детали зарядного устройства.

Примечание: Проверьте пневмоклапан аккумулятора на протекание при помощи мыльной воды.

Упражнения к Главе 13

Системы рулевого управления

Инструкция: В этом задании ответы уже даны – вам нужно написать вопросы.

Ответ 1 С открытым центром, нереверсивная, реверсивная, с открытым центром и дополнительными внешними функциями, с открытым центром и золотником приоритетной потребности, с закрытым центром, нереверсивная, с золотником приоритетной последовательности, чувствительная к нагрузке

Ответ 2 Линейный золотник и втулка, приводной рычаг, ротор и статор, коллектор, стяжное кольцо коллектора, коммутатор, входной вал, торсион и корпус

Ответ 3 Секции золотника управления потоком и измерителя расхода жидкости

Ответ 4 Удержание колёс в заданном положении, когда руль отпущен

Ответ 5 Используется для того, чтобы гасить удары и/или иметь жидкость в аварийной ситуации

Ответ 6 Сухой азот

Ответ 7 Встроенный предохранительный клапан и делитель потока

Ответ 8 Двух- и трёхлинейная цепи

Ответ 9 Использует насос с объёмным регулированием

Ответ 10 Управляемые колёса возвращаются в прямое положение после того, как отпущен руль

Глава 14

Гидравлические баки и охладители

Гидравлические баки

Очевидно, что назначение гидравлического бака – хранение гидравлической жидкости системы.



Компоненты гидравлического бака

Форма и габариты гидравлического бака могут различными. Гидравлический бак может быть отдельным компонентом, который подсоединяется к мобильному оборудованию, или конструктивно неотъемлемым, как коробка передач или картер бортовой передачи. Если критерии пространства и веса не критичны, при выборе гидравлического бака следует отдать предпочтение надёжному конструктивному исполнению, т.е. бак должен иметь четыре стенки (как правило, из стали), наклонное днище, плоскую поверхность с монтажной пластиной, четыре ножки, линии всасывания, дренажа и слива, сливное отверстие с пробкой, датчик уровня рабочей жидкости, заливную горловину/сапун с крышкой, технологические крышки для прочистки и разделительную перегородку (рис. 14-1). Однако, из соображений экономии пространства и веса, мобильное оборудование обычно оснащено стандартным автономным передвижным баком с четырьмя стенками, плоским днищем, плоской поверхностью, всасывающей и сливной линиями, заливной горловиной/сапуном с крышкой и разделительной перегородкой.

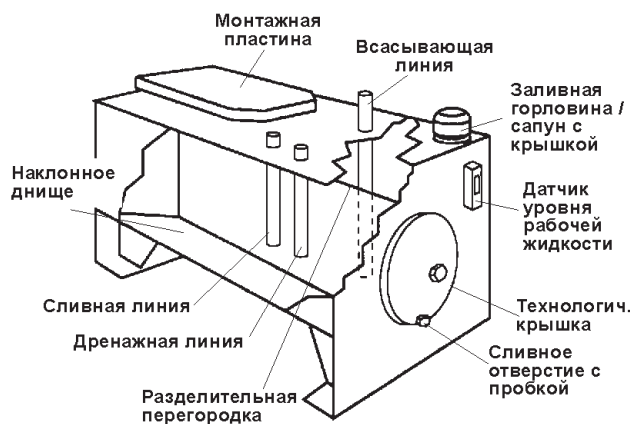


Рис. 14-1: Гидравлический бак

Функции гидравлического бака

Помимо функции хранения рабочей жидкости, в гидравлическом баке происходит её охлаждение, осаждение загрязняющих примесей, отвод захваченного жидкостью воздуха, а также бак удобен для установки органов регулирования характеристик рабочей жидкости в соответствии с параметрами окружающей среды – нагревателей и/или охладителей.

Для отделения сливающейся гидравлической жидкости, поступающей в бак, от жидкости, которая направляется в контур всасывания, предназначена разделительная перегородка (рис. 14-2). С её помощью в баке создается зона без турбулентных потоков, в которой крупные загрязняющие частицы оседают на дно, пузырьки захваченного жидкостью воздуха поднимаются на её поверхность, и происходит рассеивание тепла рабочей жидкости за счёт его поглощения стенками бака.

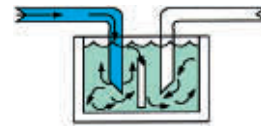


Рис. 14-2: Разделительная перегородка в гидравлическом баке

Разделение бака на две полости – чрезвычайно важное условие его эффективной эксплуатации, поэтому все линии, предназначенные для возврата рабочей жидкости в бак, должны находиться ниже уровня жидкости, в полости, противоположной линии всасывания. На время транспортировки мобильного оборудования, когда вследствие движения происходит перемещение рабочей жидкости внутри бака, необходимо оснастить бак дополнительными перегородками.

Во время работы гидросистемы рабочая жидкость вырабатывает тепло, что обусловлено её вязкостью, внутренним трением и изменением направления перемещения молекул. Сливающаяся рабочая жидкость при возвращении в бак отдает выработанное тепло стенкам бака. Этот процесс теплопередачи и, соответственно, охлаждения рабочей жидкости затрудняют загрязняющие частицы, которые образуют вязкий осадок (рис. 14-3).

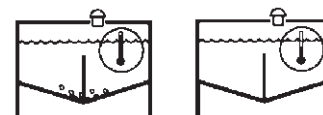


Рис. 14-3: Воздействие загрязняющих примесей на теплопередачу внутри бака

Если в гидравлической системе отсутствуют загрязнения, ее рабочая температура ниже, чем у загрязненной системы.

Охладители

Низкая эффективность работы, признаком которой является перегрев, может наблюдаться в любой гидросистеме. Даже в хорошо спроектированных системах часть потребляемой мощности может расходоваться на выработку тепла. Рабочая температура гидравлической жидкости в системах мобильного оборудования может превышать 225°F (107°C). Иногда гидравлические баки не могут рассеять такое количество тепла. В таких случаях необходимо оснащать их охладителями. Охладители подразделяются на воздушные, которые широко применяются на мобильном оборудовании, и водяные, которыми оснащаются системы для эксплуатации на морских судах и системах, смонтированные на транспортировочной раме. Последние обычно называют полустационарными системами.

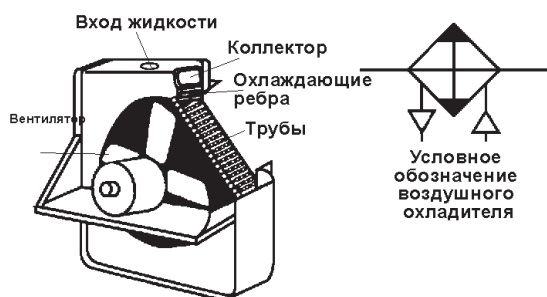


Рис. 14-4: Воздушные охладители

Воздушные охладители

В воздушном охладителе (рис. 14-4) жидкость прокачивается по трубам с ребрами. Для рассеивания тепла на трубы и ребра с помощью вентилятора направляется воздушная струя. Принцип действия воздушного охладителя аналогичен автомобильному радиатору.

Воздушные охладители в основном применяются в условиях ограниченных водных ресурсов или высокой стоимости водоснабжения.

Водяные охладители

Основным компонентом водяного охладителя (рис. 14-5) является связка труб, заключенная в металлическую оболочку. Принцип действия этого охладителя заключается в прокачке гидравлической жидкости через металлическую оболочку, в то время как по трубам циркулирует охлаждающая вода. Конструктивным вариантом такого охладителя является килевой охладитель, которыми оснащаются морские суда (рис. 14-6).

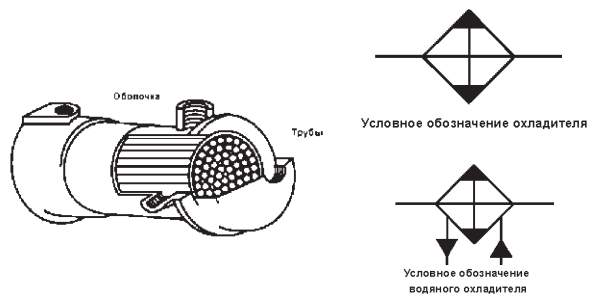


Рис. 14-5: Водяной охладитель



Рис. 14-6: Судно с землечерпальным снарядом

Этот вид охладителя известен как кожухотрубный теплообменник. Это полноценный теплообменник, поскольку может применяться также для подогрева гидравлической жидкости, если по трубам будет циркулировать горячая вода.

Установка охладителей в контуре

Технические характеристики охладителей обычно предусматривают их эксплуатацию в условиях сравнительно низких рабочих давлений (10 бар / 150 фунтов/кв.дюйм), поэтому их нужно монтировать в гидросистеме на стороне низкого давления (например, в сливной линии) (рис. 14-7). В случае отсутствия такой возможности, охладитель можно установить в составе автономной охлаждающей системы.

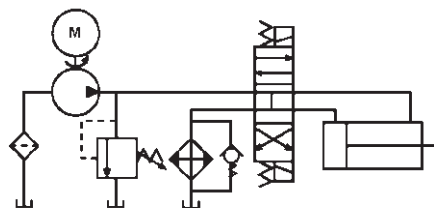


Рис. 14-7: Охладители в гидросистеме

Чтобы предотвратить повреждения охладителей кожухотрубного типа в результате пиков давления в гидросистеме, обычно параллельно охладителям подключают обратный клапан 4 бар (65 фунтов/кв.дюйм).

В системе охладители могут быть установлены в сливной линии, после предохранительного клапана, либо, в дренажной линии регулируемого насоса с компенсатором давления.

Механическое воздействие на гидравлический бак

Вследствие специфических условий эксплуатации мобильного оборудования, предусматривающих его перемещение и вибрацию, гидравлические баки часто получают деформирующие повреждения (рис. 14-8). Под действием внешних механических нагрузок металлические поверхности бака деформируются, вследствие чего происходит отделение сварочной окалины и её унос циркулирующей рабочей средой, что способствует увеличению загрязнения системы.



Рис. 14-8: Внешние механические нагрузки

Конструкция гидравлического бака должна выдерживать не только подобные структурные нагрузки, но и динамические удары при воздействии осколков породы, крупного строительного мусора и при столкновении с другим оборудованием. Нежелательные последствия механического воздействия можно уменьшить за счёт оборудования защитной конструкции бака – внешней или внутренней. Однако в результате увеличиваются габаритные размеры и трудоёмкость профилактического техобслуживания. Гидравлические баки должны быть прочными, с надёжной защитой, но при этом легкодоступными.

Крышка заливной горловины/сапуна

Атмосфера, в которой находится оборудование, является одним из источников загрязнения рабочей жидкости гидросистемы. Работа гидросистемы зависит от качества воздуха, который поступает в бак через крышку сапуна и далее перемещает рабочую жидкость во всасывающую линию насоса. По мере того, как исполнительные органы системы заполняются рабочей жидкостью и выпускают её, бак фактически «вдыхает» и «выдыхает» загрязнённый воздух, который очищается только фильтром грубой очистки, установленным в крышке заливной горловины/сапуна (рис. 14-9). Загрязняющие частицы, не уловленные этим фильтром, попадают в гидравлическую жидкость.

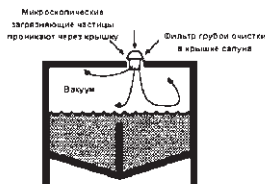


Рис. 14-9: Крышка заливной горловины/сапуна

Крышки сапуна практически никогда не прочищаются. В результате такого небрежного техобслуживания сетка фильтра засоряется. Тогда крышку просто снимают, и воздух проникает через изношенное, растрескавшееся уплотнение либо через истертую резьбу отверстия под болт. Таким образом, доступ в жидкость открывается практически для

любых частиц и веществ. Такое положение неприемлемо, хотя загрязнение жидкости дисперсными частицами – не единственная проблема в аспекте эксплуатации гидравлических баков. Воздух, поступающий во время работы в бак, содержит водяные пары (рис. 14-10). При выключении оборудования начинается охлаждение воздуха внутри бака, и водяные пары конденсируются на его стенках. В результате образуется ржавчина, которая со временем попадает в рабочую жидкость. При остывании системы происходит конденсация, которая является причиной образования ржавчины. Водяные пары попадают в систему вместе с воздухом.

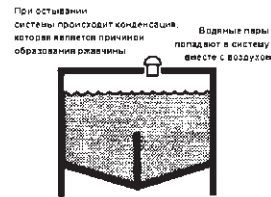


Рис. 14-10: В гидравлический бак попадают водяные пары

При работе в условиях сильно загрязнённой окружающей среды эффективной мерой представляется замена стандартной крышки заливной горловины/сапуна с фильтром грубой очистки высокопроизводительным навинчиваемым воздушным фильтром (рис. 14-11). Сапуны такой конструкции улавливают частицы размером 5 мкм. Для специфических условий эксплуатации гидравлического бака предусмотрено оснащение таких сапунов клапаном герметизации (рис. 14-11). Однако в таких случаях конструктивное исполнение гидравлического бака должно предусматривать возможность его работы в условиях соответствующего давления.



Рис. 14-11: Навинчиваемый сапун и контур клапана герметизации

Если требуется повысить уровень защиты оборудования, нужно оснастить крышку заливной горловины/сапуна фильтром(-ами) для улавливания частиц, химическим осушителем для удаления водяных паров и элементом из активированного угля для улавливания паров отработанного масла и соответствующего запаха (рис. 14-12).



Рис. 14-12: Крышка заливной горловины / сапуна с фильтром, химическим осушителем и элементом из активированного углерода

Чтобы максимально снизить возможность разлива рабочей жидкости, заливную горловину/сапун гидравлического бака нужно оснастить специальной крышкой-«непроливайкой» (рис. 14-13). Такая крышка предотвратит выплескивание гидравлической жидкости во время движения транспортного средства. При необходимости повышения уровня безопасности такие крышки могут быть оснащены замком (рис. 14-13).



Рис. 14-13: Крышки-«непроливайки» с замком для заливной горловины / сапуна

Если положения природоохранного законодательства запрещают любой разлив гидравлической жидкости, даже при опрокидывании бака (аварии оборудования), нужно устанавливать гидравлический бак герметичного или изолированного типа.

Дополнительная оснастка гидравлического бака

Датчики уровня и температуры жидкости в баке гидросистемы мобильного оборудования (рис. 14-14) – элемент не комфорта, а необходимости. Вследствие компактности (по сравнению с баками промышленных гидросистем), а, следовательно, меньшего объёма рабочей жидкости, её температура и уровень заполнения бака являются критическими параметрами, подлежащими постоянному контролю. Датчики уровня и температуры рабочей жидкости обеспечивают оператору и персоналу техобслуживания удобный и простой способ контроля гидравлического бака, не требующий его открывания.



Рис. 14-14: Датчики уровня и температуры гидравлической жидкости

В связи с уменьшенными габаритами гидравлического бака и подводящего/отводящего трубопроводов гидросистемы мобильного оборудования, скорость потока рабочей жидкости, сливающейся в бак, увеличивается. Типичная фактическая скорость потока превышает общепринятые рекомендации на уровне 10-12 футов/сек (3,05 – 3,66 м/с; в метрической системе). В целях снижения

турбулентности потока сливающейся рабочей жидкости следует рассмотреть целесообразность оснащения системы диффузором (рис. 14-15). С этим простым устройством можно достичь снижения скорости потока рабочей жидкости до 19-ти раз при крайне малой потере давления.



Рис. 14-15: Диффузор

Встроенный гидравлический бак

Встроенный бак – это бак, предназначенный не только для обслуживания гидросистемы, но и для сбора (отстаивания) рабочих жидкостей других систем мобильного оборудования – трансмиссии или картера бортовой передачи (рис. 14-16).



Рис. 14-16: Встроенный гидравлический бак

Такая многофункциональность может стать причиной ряда проблем. В первую очередь это дополнительная тепловая нагрузка, которую гидравлическая жидкость несет не только в силу исполнения собственных функций, но и работы узлов и механизмов трансмиссии и/или бортовой передачи.

Другая проблема, в особенности актуальная в связи с функционированием секции бортовой передачи, — повышенное насыщение рабочей жидкости воздухом вследствие того, что работающие шестерни частично погружены в неё. Такие условия могут стать причиной нестабильной работы гидросистемы и учащения отказов насосов. Кроме того, продукты износа шестерён увеличивают степень загрязнения гидросистемы, что также приводит к снижению надёжности. Единственное эффективное средство предотвращения серьёзных и неустраняемых неисправностей гидросистемы – хорошее конструктивное решение, обеспечение системы фильтрации в соответствии с конкретными условиями эксплуатации и добросовестное техобслуживание.

Упражнения к главе 14

Гидравлические баки и охладители

ЗАДАНИЕ: Впишите слова-ответы на поставленные вопросы.

1. Устройство для снижения скорости потока сливающейся жидкости в гидравлическом баке называется _____
2. Применение встроенных гидравлических баков сопряжено с двумя проблемами. Первая проблема – дополнительная _____, вторая – повышение _____
3. Вследствие компактных габаритов гидравлического бака мобильного оборудования их необходимо оснащать датчиками _____ и _____
4. На гидравлических баках, которые эксплуатируются в условиях сильно загрязненной окружающей среды, стандартные крышки заливной горловины / сапуна нужно заменить _____ воздушным фильтром.
5. При охлаждении воздуха внутри гидравлического бака начинается конденсация _____ на стенках бака.
6. Гидравлические баки мобильного оборудования должны быть прочными, с надёжной защитой, но при этом _____
7. В гидравлических системах применяется два типа охладителей рабочей жидкости. Это водяной и _____ охладители.
8. Охладители гидравлической жидкости обычно устанавливаются в гидросистемах на стороне _____ давления.
9. Поскольку мобильное оборудование перемещается, бак его гидросистемы должен быть оснащён _____
10. Из-за обычного для мобильного оборудования перемещения и вибрации, баки гидросистемы этого оборудования подвержены _____

Глава 15

Что такое «Механизм отбора мощности»?

Механизм отбора мощности (далее MOM) расширяет функциональность транспортного средства с переменной траекторией движения, или грузовика. Этот механизм направляет энергию во вспомогательное устройство, что впоследствии позволяет проводить работу на месте и/или в процессе движения.

MOM позволяет использовать всю мощность двигателя автомобиля (или её часть) для разгрузки грузовика (Рис. 15-1), управления плугом для расчистки снега, а также для решения многих других задач.

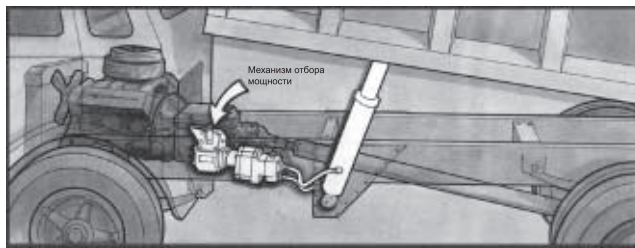


Рисунок 15-1. MOM расширяет функциональность транспортного средства с переменной траекторией движения, или грузовика. Этот механизм направляет энергию во вспомогательное устройство, что впоследствии позволяет проводить работу на месте и/или в процессе движения.

MOM увеличивает эффективность работы грузовика, позволяя ему разгружать товар быстрее и, в результате, сделать больше рейсов за заданный промежуток времени. Также MOM может придать мобильность оборудованию, которое требуется на различных объектах на относительно небольшой промежуток времени; к такому типу оборудования относятся бур-машина, тросовый стрингер и др. MOM снимает необходимость во втором, или дополнительном, двигателе, который требуется для приведения оборудования в движение. Простая модель MOM (Рис. 15-1а) и его надёжная конструкция говорят об его эффективности и безопасности. Это устройство не требует специальной системы охлаждения, не имеет системы зажигания и не требует дополнительной программы обслуживания двигателя. По сравнению с большим по размеру вспомогательным двигателем, MOM относительно небольшой по размеру, поэтому при его использовании остаётся больше свободного места. К тому же, он обладает высокой адаптивностью по установке, в то время как вспомогательный двигатель требует конкретного места установки и занимает ценное для грузовика место кузова. Как первоначальные инвестиции, так и затраты на эксплуатационные расходы на MOM значительно ниже расходов на вспомогательный двигатель.

Механизмы отбора мощности бывают разных форм и размеров. Необходимость в MOM разных форм и размеров объясняется их многофункциональностью. Существуют

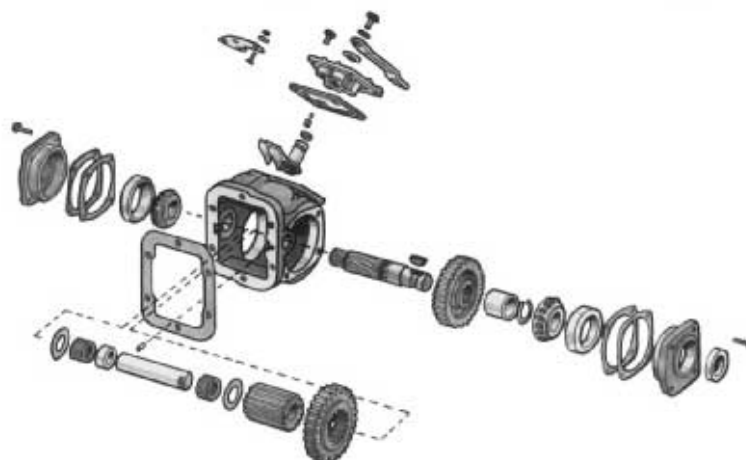


Рисунок 15-1а Изображение типичного MOM в разобранном виде

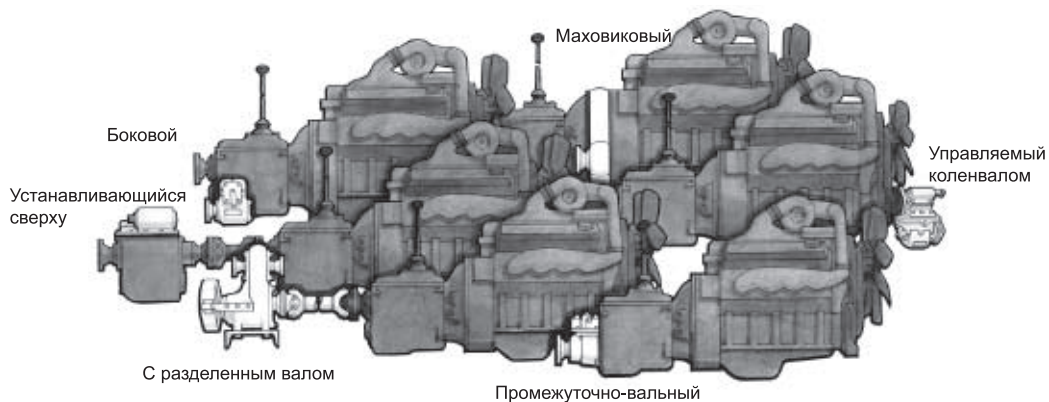


Рисунок 15-2 Шесть основных видов MOM: боковой, с разделенным валом, устанавливающийся сверху, промежуточно-вальный, управляемый коленвалом, маховиковый

также нестандартные коробки передач. Из-за того, что производители автомобилей не знают, как их продукты будут использоваться в дальнейшем, производимая ими коробка передач обычно предусматривается только для определенного вида автомобилей. Возможно, за время эксплуатации автомобиля направление использования продукта поменяется несколько раз; поэтому для того, чтобы отвечать изменению резервной мощности и/или требованиям к скорости, необходимы разные виды MOM. Например, шасси для грузового мусоросборочного автомобиля обычно требуются разные виды MOM, а не только один — для переработки отходов.

Существует шесть основных видов MOM (Рис. 15-2):

- боковой
- с разделенным валом
- устанавливающийся сверху
- промежуточно-вальный
- управляемый коленвалом
- маховиковый

Боковой MOM крепится к левой или правой стороне главной коробки передач (Рис. 15-3) или к вспомогательной коробке передач. Это наиболее часто используемый вид MOM, его можно установить сбоку коробки передач с шести- или восьми- болтовым отверстием (стандарт Сообщества автомобильных инженеров). При использовании этого вида установки, коробка передач просматривается с водительского сиденья, а не с передней части автомобиля.



Рисунок 15-3 Боковой MOM

MOM с разделённым валом (Рис. 15-3а) спроектирован таким образом, чтобы передавать мощность двигателя и крутящий момент от карданного вала. Он крепится внутри привода автомобиля, за коробкой передач и требует специальной установки на раме шасси автомобиля.

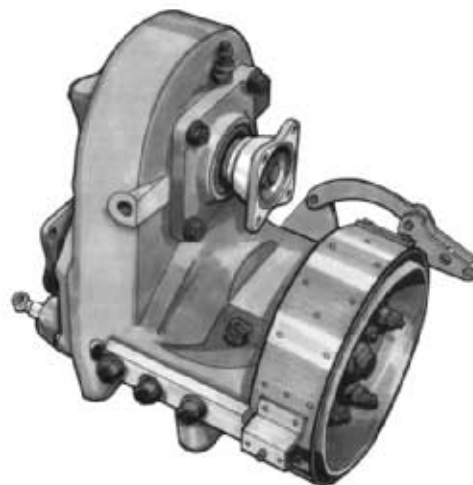


Рисунок 15-3а MOM с разделённым валом

MOM, устанавливающийся сверху, спроектирован так, чтобы работать на (и крепится к) верхней части вспомогательной коробки передач. Этот вид MOM используется в тяжёлых режимах работы. Каждый элемент спроектирован так, чтобы работать со специфической вспомогательной коробкой передач. С того момента как этот механизм будет прикреплен к верхней части вспомогательной коробки передач, он также должен обеспечивать возможность регулирования обоих видов коробок передач и MOM.

Промежуточно-вальный MOM крепится за определёнными коробками передач и замещает нормальную крышку корпуса подшипника с задней стороны промежуточного вала коробки передач. Этот вид MOM долгое время использовался в коробках передач грузовых автомобилей, производимых в Европе, он также встречается в некоторых автомобилях с коробкой передач с двумя промежуточными валами, которые собирались в Америке.

Этот вид MOM крепится к шлицевой выступающей части передаточного вала с задней стороны коробки передач и обычно включается посредством приведения в движения выжимной муфты.

Преимущество промежуточно-вального MOM заключается в том, что у него нет зацепляющихся входных шестерён и, следовательно, нет необходимости в регулировании бокового зазора зубьев шестерён. Шестерённый тип промежуточно-вального MOM может иметь отрегулированный на заводе-изготовителе зазор между шестернями с внутренним зацеплением.

Управляемые коленвалом MOM управляются передней частью коленвала двигателя. Они используются в тяжёлых и исключительно тяжёлых условиях работы, которые требуют резервной мощности, пока автомобиль находится в движении. (Боковые MOM могли бы вызвать преждевременную поломку синхронизирующих устройств в коробке передач, если бы они были в эксплуатации во время движения шестерён). В этом случае предпочтительно применение муфтовых управляемых коленвалом MOM, поскольку их можно использовать без выключения двигателя. Механический переключатель может использоваться при выключенном двигателе при включении или выключении коленвала.

Маховиковые MOM расположены между кронштейном и коробкой передач. В большинстве случаев осуществляется полный крутящий момент двигателя для перемеживающегося режима работы. Обычно разъединений не происходит. Это связано с тем, что они соскальзывают непосредственно с ведомого вала коробки передач. Без выключения двигателя вращение MOM остановить нельзя. Эти MOM должны быть «внедрены при проектировании» производителями двигателя и коробки передач и очень редко реконструируются уже в эксплуатации.

Функционирование MOM

Типичный MOM спроектирован для передачи энергии двигателя в другую часть оборудования посредством вращения шестерни. Это происходит при креплении оборудования непосредственно на MOM или при присоединении оборудования с небольшим карданным валом. Входная шестерня MOM зацепляется с одной из шестерён в коробке передач автомобиля. Крутящий момент, развитый двигателем, управляет коробкой передач, которая поворачивает шестерню MOM и вращает вторичный вал MOM.

Самая важная часть MOM — набор шестерён. Крутящий момент, или энергия, подхватывается шестернями, которые зацепляются или состыковываются с другими шестернями. Для обеспечения работы MOM, шестерни должны надлежащим образом зацепляться с приводом MOM коробки передач (Рис. 15-4). Поэтому очень важно знать устройство и технические характеристики зубьев шестерён в коробке передач.

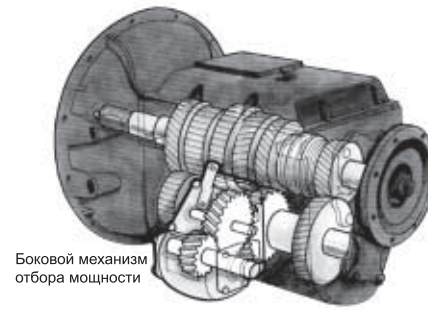


Рисунок 15-4 Шестерни должны надлежащим образом зацепляться с приводом MOM коробки передач.

В MOM используются два вида шестерён: прямозубая и косозубая. В прямозубой шестерне зубья расположены перпендикулярно поверхности шестерни параллельно оси её вращения. В косозубой шестерне зубья расположены по диагонали к шестерне, в результате чего они имеют наклонный или переплетённый вид.

Косозубые шестерни могут быть с зубьями, наклоненными направо или налево. Положив ладонь одной руки непосредственно на зуб косозубой шестерни, можно определить ее тип. Зубья косозубой правосторонней шестерни будут иметь наклон по направлению к большому пальцу правой руки, а зубья косозубой левосторонней шестерни будут иметь наклон по направлению к большому пальцу левой руки (Рис. 15-5).

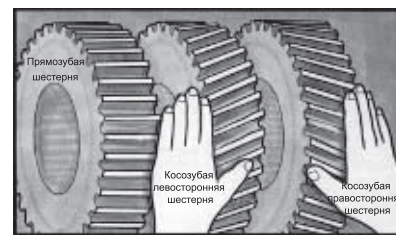


Рисунок 15-5 Прямозубая шестерня, левосторонняя и правосторонняя косозубые шестерни.

Прямозубая шестерня не будет должным образом зацепляться с косозубой шестерней. Она будет сочетаться только с другими прямозубыми шестернями и только с теми, у которых аналогичное строение зубьев. Косозубые шестерни должны не только сочетаться друг с другом, но одна шестерня должна быть правосторонней, а другая - левосторонней. Незацепление шестерен приведет к их столкновению. Косозубые шестерни также должны иметь аналогичное строение зубьев относительно угла давления, шага и угла наклона линии зуба. Угол наклона линии зуба – это градус угла, пересекающий шестерню.

Угол давления (Рис. 15-6) шестерни — угол, сформированный линией, перпендикулярной диаметру делительной окружности или точке посередине между основанием зуба и его вершиной и линией, касательной к профилю зуба на диаметре делительной окружности. Угол давления важен, потому что шестерни с разными углами давления не будут должным образом зацепляться и при зацеплении будут производить большой шум. Разные углы давления – разные типы зубьев шестерни.

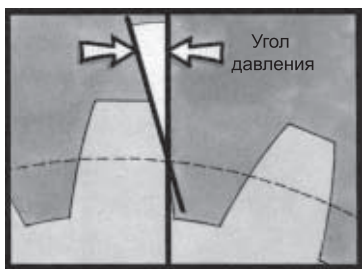


Рисунок 15-6 Угол давления шестерни

Шаг зацепления (Рис. 15-7) - единица измерения размера зуба, определяется числом зубьев в заданной области. Простой способ определения шага зацепления - поделить число зубьев на диаметр делительной окружности шестерни. Поэтому если у шестерни 36 зубьев и 6-дюймовый диаметр делительной окружности, ее шаг зацепления равен шести. Прямозубые шестерни МОМ обычно подразделяются на шестерни с пятью, шестью или семью шагами зацепления. Для должного функционирования шаг зацепления жизненно важен, поскольку шестерня МОМ должна иметь такой же шаг зацепления, что и в шестерне коробки передач

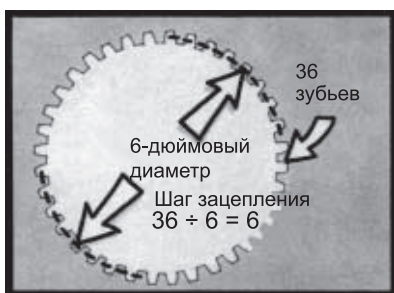


Рисунок 15-7 Если у шестерни 36 зубьев и 6-дюймовый диаметр делительной окружности, её шаг зацепления равен шести.

Передаточное число — другая важная часть функционирования МОМ. Передаточное число МОМ может оказывать воздействие на частоту вращения двигателя, способствуя тому, чтобы он отвечал требованиям управляемого устройства МОМ. Соответствующая модель МОМ имеет требуемую несущую способность по крутящему моменту и частоту вращения, которая максимально отвечает требованиям устройства.

Передаточное число МОМ легко вычислить. Например, когда маленькая шестерня с 12 зубьями ведет более крупную шестерню с 24 зубьями, она делает один оборот, в то время пока другая — только половину. Скорость более крупной шестерни равна половине скорости меньшей шестерни; и даже хотя скорость большей шестерни меньше, вращение или крутящий момент вдвое больше, чем у меньшей шестерни.

Передаточное число вычисляется путем деления числа зубьев на ведомой шестерне на число зубьев на ведущей шестерне (24 к 12 для коэффициента передачи 2 к 1).

Хотя передаточное число в примере задано 2 к 1, изменение вращения будет 1 к 2. Его получают при разделении числа

зубьев ведущей шестерни на число зубьев ведомой: 12 к 24 = 1 к 2. Например, предположим, что мощность двигателя 37,3 кВт (50 лс), а скорость маленькой шестерни - 1000 мин⁻¹. Формула вычисления крутящего момента:

$$T = \frac{\text{ватт} \times 9,856}{\text{скорость (мин}^{-1}\text{)}} \\ = \frac{37300 \times 9,856}{1000} \\ = 367,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T = \frac{\text{лошадиная сила} \times 5252}{\text{скорость (мин}^{-1}\text{)}} \text{ или} \\ \frac{50 \times 5252}{1000} = 262,6 \text{ фут}\cdot\text{фунт крутящий момент}$$

Поскольку скорость большой шестерни вдвое меньше, крутящий момент будет:

$$\frac{37300 \times 9,856}{500} = 735,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\frac{50 \times 5252}{500} = 525,2 \text{ фт}\cdot\text{фунт крутящий момент}$$

Или вдвое больше маленькой шестерни.

Однако если ситуация обратная: более крупная шестерня ведёт меньшую, маленькая шестерня будет вращаться в два раза быстрее большой, но крутящий момент будет вдвое меньше.

Выбор МОМ

Автомобили конструируются неодинаково, поэтому при выборе МОМ требуется провести детальный технический анализ работы.

МОМ должен передавать требуемую энергию другому оборудованию. Для осуществления своего предназначения и для того, чтобы отвечать требованиям выходных характеристик, были созданы МОМ разных размеров и с разными характеристиками. Они варьируют от облегченных, односкоростных единиц с одной шестерней до единиц для работы в сверхтяжёлом режиме с двумя скоростями — вперед и назад.

Для того, чтобы приступить к анализу МОМ, необходимо изучить технические характеристики узла и требования по его установке. Инструкция по применению МОМ (Рис. 15-8) поможет систематизировать полученную информацию и, тем самым, значительно облегчит нашу задачу.

Первый шаг - определить компанию-изготовителя и вид используемой коробки передач. Обычно эту информацию можно посмотреть на маркировочном знаке, который имеется на большинстве коробок передач (Рис. 15-9).

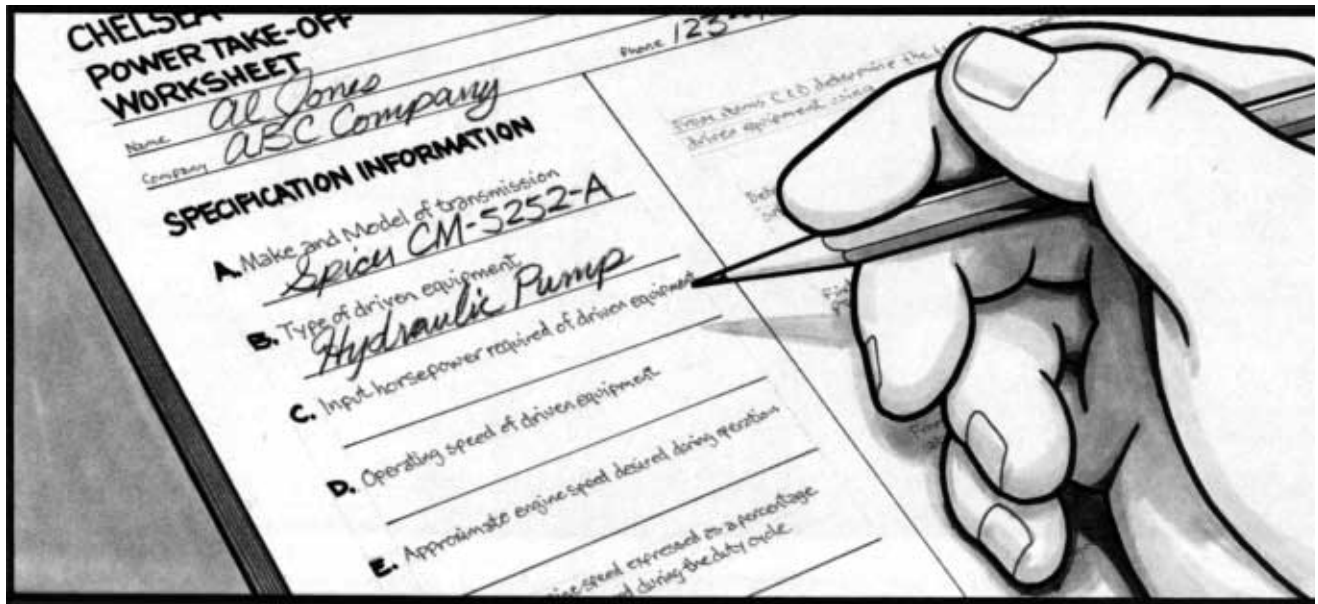


Рисунок 15-8 До начала проведения анализа MOM необходимо собрать технические данные.

Расположение
маркировочного знака

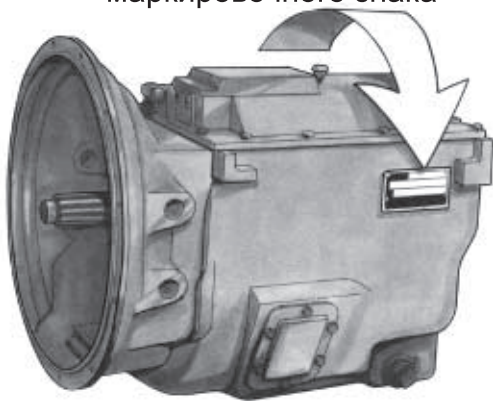


Рисунок 15-9 Определение компании-изготовителя и модели коробки передач – первый шаг анализа MOM

Для того, чтобы составить список MOM, которые подойдут определённой коробке передач, необходимо просмотреть каталог MOM. Ниже представлен список вопросов, на которые необходимо ответить.

Какой вид оборудования будет использоваться? Это гидронасос? Это лебёдка или какие-либо другие механические устройства, которым необходима мощность? Требования по питанию управляемого оборудования должны предоставляться производителем этого оборудования и должны включать в себя необходимую для соответствующей операции входную мощность.

Второй шаг — определить скорость MOM. Это отношение скорости вычисляется как процентное отношение скорости MOM к скорости (частоте вращения) двигателя. Например, если требуемая скорость работы насоса равна 1000 мин⁻¹, а скорость работы двигателя - 1500 мин⁻¹, процентное

отношение MOM к скорости двигателя — приблизительно 2 к 3 или 67%.

$$\% = \frac{\text{Скорость механизма}}{\text{Скорость двигателя}}$$

$$\% = \frac{1000}{1500} = 67$$

Третий шаг — определить, в какую сторону должен вращаться MOM. Существует два варианта: в сторону двигателя или против него. Технические требования используемого устройства определяют направление вращения.

Далее с использованием упомянутой ранее формулы крутящего момента необходимо вычислить требуемый крутящий момент для MOM:

$$\text{Крутящий момент} = \frac{\text{ватт} \times 9,856}{\text{скорость (мин}^{-1}\text{)}} = \text{Н}\cdot\text{м}$$

$$\text{Кр. момент} = \frac{\text{п.с.} \times 5252}{\text{скорость (мин}^{-1}\text{)}} = 262,6 \text{ фут}\cdot\text{фунт кр. момент}$$

Дополнительно: данные, собранные пользователем. Если узел — “непрерывный” (MOM работает более 5 минут на каждые 15), требования к крутящему моменту MOM должны быть повышены. Степень повышения требований можно вычислить, разделив требуемый крутящий момент на коэффициент безопасности, который указан производителем MOM. Может быть указано такое число, как 0,7.

Например: Крутящий момент 196 Н•м (140 футо-фунтов) разделенный на 0,7 равен крутящему моменту 280 Н•м (200 футо-фунтов).

$$\frac{196}{0,7} \div = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\frac{140}{1} \div \frac{7}{10} = 200 \text{ футо-фунтов}$$

Это увеличит требуемый момент, необходимый для длительного применения, как в данном примере.

Раздел «Общая Информация» каталога производителя поможет найти верный тип MOM, который соответствует или превосходит требуемый крутящий момент при указанном применении. Сравните информацию о MOM, указанную в каталоге производителя, со необходимой скоростью при конкретном применении и с требованиями к вращению до тех пор, пока не найдете наиболее подходящий для вас MOM. Следует обратить внимание на номер модели, номера необходимых деталей, и комплектующие. Затем определите, какие комплектующие вам необходимы, и измените номер узла MOM для соответствия необходимым комплектующим.

Имеются специальные рекомендации по применению MOM на автоматических коробках передач. Выбор механизмов ограничивается трансмиссиями, которые имеют способность производить принудительную смазку. MOM для автоматических трансмиссий обычно собираются со специальным просверленным промежуточным валом, который позволяет подшипникам входной шестерни MOM принудительно смазываться в процессе эксплуатации. Это необходимо, потому что масло в большинстве автоматических трансмиссий не локализуется около отверстия MOM, в достаточном количестве, для достаточной смазки изнашиваемых деталей MOM. Если MOM прикрепляется к автоматической коробке передач, шланг для подачи смазки должен быть подсоединен к шлангу охлаждения смазки коробки передач (рис. 15-10). Таким образом, масло направляется непосредственно к наиболее важным изнашиваемым деталям MOM. Переходники в сборе никогда не используются на автоматических трансмиссиях, потому что они не имеют конструктивных деталей для смазки под давлением.

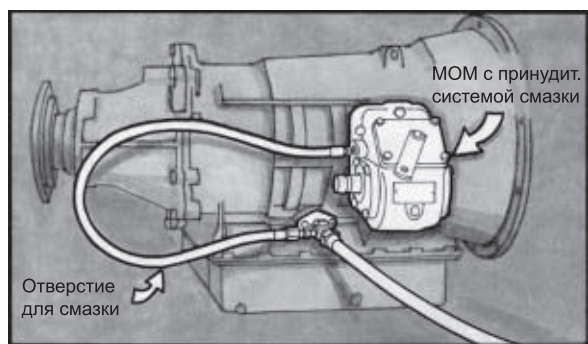


Рисунок 15-10 Если MOM прикрепляется к автоматической коробке передач, шланг для подачи смазки должен быть подсоединен к шлангу охлаждения смазки коробки передач

Необходимо проанализировать выбранные данные производителя MOM. Эти данные могут содержать

несущую способность по крутящему моменту MOM и его применение или другие особенности модели устройства. Эта информация может содержаться в ссылках (рис. 15-11).

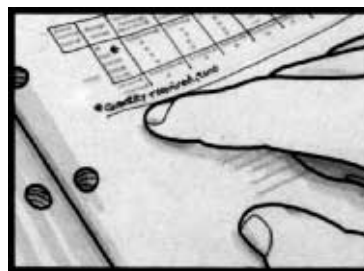


Рисунок 15-11 Ссылки могут содержать информацию производителя или особенности модели.

Надлежащее применение может означать разницу между долгим и продуктивным сроком службы при отсутствии поломок или постоянным раздражением, связанным с поломками и частыми ремонтами.

Размерная настройка и применение MOM должны производиться только специалистом. Правильная размерная настройка и применение MOM подразумевает понимание сложных требований трансмиссии автомобиля, механизм привода MOM, смазки, применений и компонентов, необходимых для соответствия требованиям к количеству применяемой энергии устройства.

Установка и преобразование MOM

Как правило, инсталляция MOM является несложным процессом. Основную, если не всю, необходимую для инсталляции информацию можно найти в Руководстве пользователя к MOM. Процесс установки можно начать со стандартного люка к MOM, включая регулировку бокового зазора между зубьями шестерён, используя прокладки или шайбы, заполнители и преобразователи в сборе, закручивание болтов, и соединение необходимых деталей переключателя. Важность Руководства пользователя заключается в том, что оно описывает необходимые подробности о том, как правильно устанавливается MOM.

Например, стандартное расположение ведущего зубчатого колеса MOM – в полудюйме от передней или задней, вертикальной центральной линии люка к MOM (рис. 15-12).

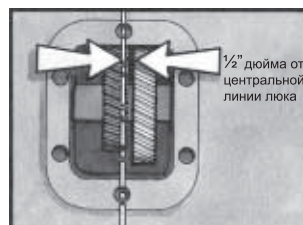


Рисунок 15-12 стандартное расположение ведущего зубчатого колеса MOM – в полудюйме от передней или задней, вертикальной центральной линии люка к MOM

Люки к MOM это стандартные люки с 6 или 8 болтами SAE (рис. 15-13). Установка MOM с 6 болтами в люк с 8 болтами может быть выполнена с помощью промежуточной шайбы. В этом случае, MOM монтируется к промежуточной шайбе. Однако MOM с 8 болтами никогда не монтируется в люк с 6 болтами.

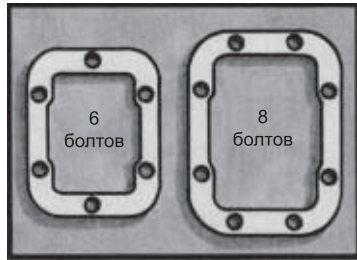


Рисунок 15-13 Стандартные люки с 6 или 8 болтами SAE

На многих трансмиссиях имеется люки с 8-болтами и на них можно использовать большие зацепляющиеся зубчатые колеса, таким образом, обеспечивая большие возможности для управления крутящим моментом. Крепление с восемью болтами обычно применяется для эксплуатации в тяжёлых или экстремально тяжёлых условиях. Боковой MOM монтируется непосредственно к трансмиссии, отделяемой только прокладкой или прокладками. Однако, в некоторых случаях, для правильного зацепления зубчатых колес, могут понадобиться другие крепежные детали, такие как сальники (рис. 15-14) или переходники для зубчатого колеса.

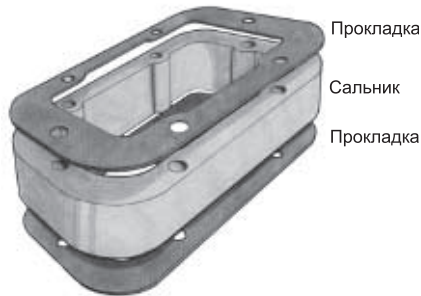


Рисунок 15-14 Для правильного зацепления зубчатых колес могут понадобиться блоки прокладки.

Прокладки могут быть толщиной 0,25 или 0,51 мм (.010 или .020"). Прокладка должна использоваться между всеми установочными поверхностями для предотвращения потерь смазочных жидкостей. При использовании нескольких сальников, между каждым из них необходимо вставлять прокладку. Иногда, для обеспечения правильного бокового зазора, могут потребоваться две и более прокладки.

Боковой зазор - это зазор необходимый между зацепляющимися зубьями зубчатого колеса для обеспечения бесшумной, плавной работы. Слишком плотная сборка приведет к возникновению воющего звука. Если она слишком свободная, будет слышен лязгающий звук. Оба состояния нежелательны, так как они приводят к потере мощности, перегреву или чрезмерному износу

зубчатого колеса. Правильное зацепление зубчатого колеса достигается, когда зазор между зубьями составляет от 0,15 до 0,30 мм (.006 до .012") (Рис. 15-15).



Рисунок 15-15 Правильное зацепление зубчатого колеса достигается, когда зазор между зубьями составляет от 0,15 до 0,30 мм (от .006 до .012")

Боковой зазор должен быть измерен циферблатным индикатором (рис. 15-16) во время установки.

Сальники могут быть различной толщины и используются, когда расстояние между зацепляющимися зубчатыми колесами требует их использования (Рис. 15-17). Предпочтительно использование большого количества прокладок, что предотвратит протечки. Установка более четырех прокладок не рекомендуется.

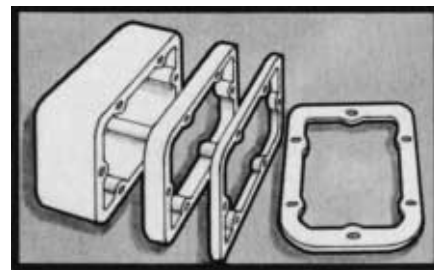


Рисунок 15-17 Сальники могут иметь различную толщину.

Переходник для зубчатого колеса используется, когда нет возможности установить MOM с входным зубчатым колесом в непосредственном зацеплении, или контакте, с приводным зубчатым колесом трансмиссии. Этот механизм имеет сходство с блоком-заполнителем с прокладкой наложенной на люк (Рис. 15-18). Переходник для зубчатого колеса принимает мощность с зубчатого колеса трансмиссии и передает её входному зубчатому колесу MOM. При использовании такого механизма, однако, он должен содержать механизм, который зацепляет зубчатые колеса и MOM, и трансмиссии.



Рисунок 15-18 Переходник для зубчатого колеса

Переходник для зубчатого колеса часто используется для изменения направления вращения вторичного вала отбора мощности. Большинство переходников для зубчатых колес не влияют на скорость по выводному валу отбора мощности. Однако вместо использования переходника для зубчатого колеса, иногда возможно использование “крепко прикрепленного” MOM для обеспечения необходимого зацепления между шестернями. Плотный монтаж позволяет первичному валу увеличить зазор в картер трансмиссии.

Установка бокового MOM

Процесс установки начинается со слива масла из трансмиссии и снятия плоской крышки MOM (Рис. 15-19).

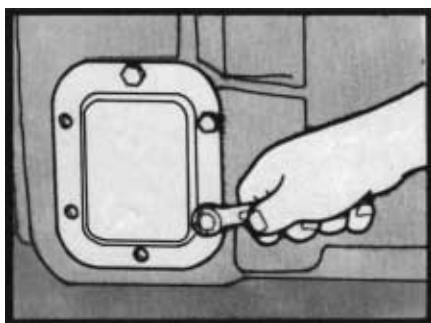


Рисунок 15-19 Снятие плоской крышки отверстия

Плоская крышка MOM должна быть промаркирована и сохранена. Если MOM заменяется в трансмиссии, плоская крышка и прокладка заменяются.

Шпатель (рис. 15-20) или металлическая щётка, должны использоваться для чистки установочной поверхности MOM на трансмиссии. Чистку установочной поверхности необходимо производить с особой осторожностью для предотвращения попадания грязи (загрязнение прокладки и т.д.) в трансмиссию. Важно принимать необходимые меры по предотвращению загрязнения

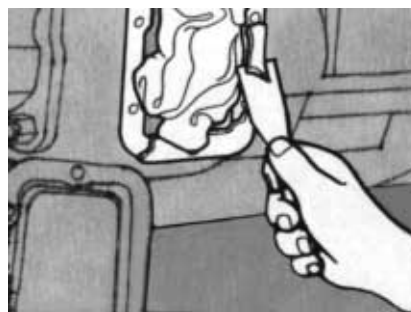


Рисунок 15-20 Для очистки установочной поверхности на трансмиссии используется шпатель.

Входное зубчатое колесо MOM (в трансмиссии) и приводное зубчатое колесо (в MOM) необходимо раскатать вручную. Это определяет боковой зазор в обоих механизмах и может помочь при создании необходимого бокового зазора при установке MOM.

Некоторые конструкции трансмиссии требуют замены болтов крышки MOM шпильками. Для установки необходимых шпилек потребуются шпильковёрт (рис. 15-21). Если отверстия под крышку на трансмиссии нарезаны насквозь, необходимо использовать резьбовой герметик для предотвращения утечек. Всегда проверяйте, не мешают ли шпильки зубчатым колёсам трансмиссии.

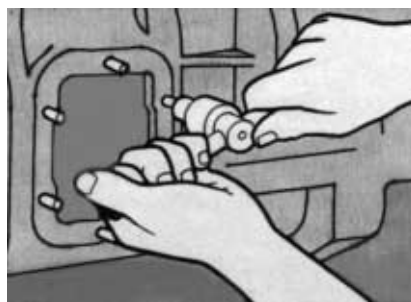


Рисунок 15- 21 Для установки необходимых шпилек требуется шпильковёрт

Обратите внимание: Не используйте резьбовой герметик с маслом для автоматических коробок передач в автоматических механизмах.

Шпильки необходимо затягивать в соответствии с рекомендованными значениями крутящего момента. производителя.

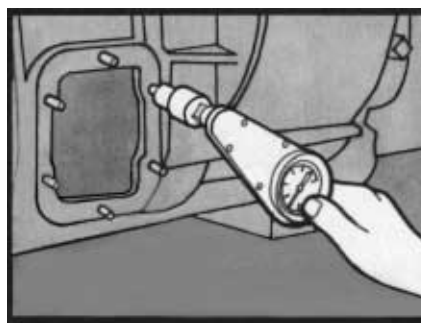


Рисунок 15-22 Шпильки необходимо затягивать в соответствии с рекомендованными значениями крутящего момента изготовителя.

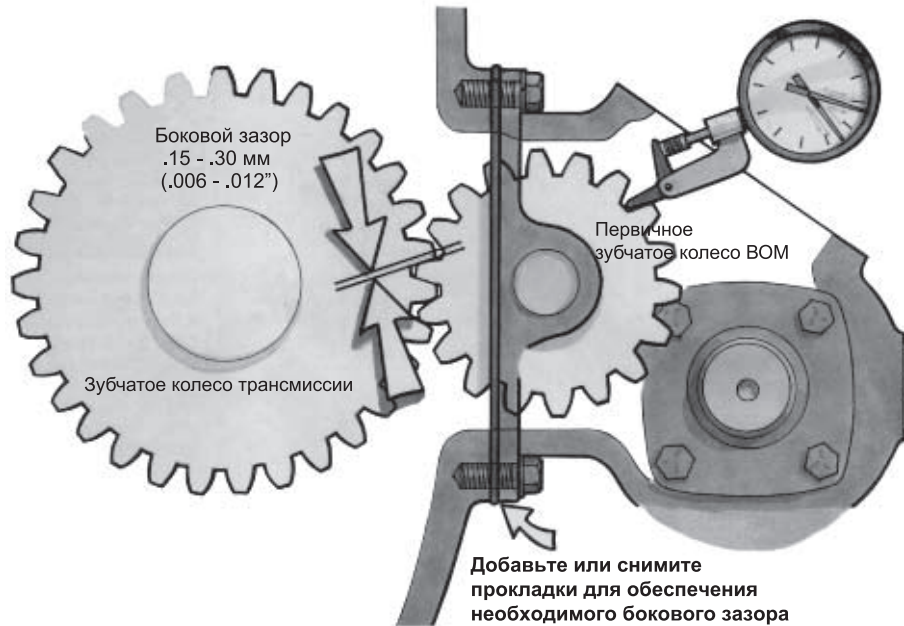


Рисунок 15-16 Боковой зазор необходимо проверять циферблатным индикатором во время установки.

При установке МОМ, используйте прокладки между всеми установочными поверхностями, но не рекомендуется укладывать более четырех прокладок вместе (рис. 15-23). Для трансмиссии со стандартной шириной монтажа обычно требуется только одна прокладка (0,55 мм/.020”). На каждой стороне сальника, преобразователя или промежуточной шайбы необходимо использовать, по крайней мере, одну прокладку. Для установки необходимого бокового зазора может потребоваться больше прокладок или шайб.

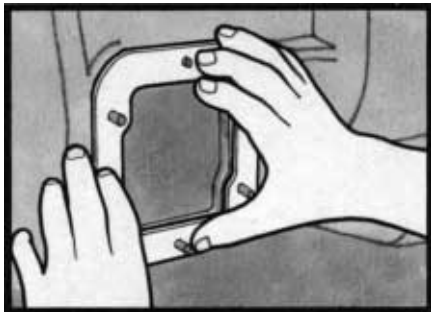


Рисунок 15-23 При установке ВОМ, используйте прокладки между всеми установочными поверхностями.

Медные прокладки могут быть использованы для предупреждения возникновения утечек под болтом крышки, используемой для фиксации МОМ к трансмиссии.

Примечание: Если в люке к МОМ не просверлены отверстия, медные прокладки можно заменить пружинными шайбами.

Прикрепите МОМ к трансмиссии, закрутив гайки/болты до рекомендованного значения (Рис. 15-24). Для проверки правильного бокового зазора необходимо внимательно ознакомиться с Руководством пользователя.

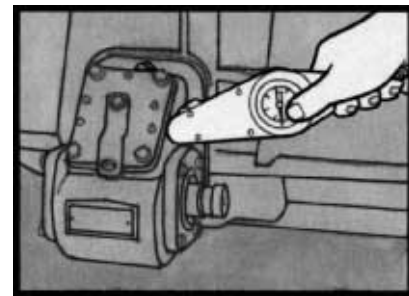


Рисунок 15-24 Прикрепите ВОМ к трансмиссии, закрутив гайки/болты до рекомендованного значения.

После сборки, заполните трансмиссию чистым, неиспользованным маслом, ненадолго запустите МОМ и проверьте его на наличие шума, который может возникнуть из-за неправильного монтажа, а также правильность положения скользящего зубчатого колеса. Если слышится воющий звук, необходимо добавить прокладки для обеспечения большего зазора в зубчатом зацеплении. Если слышится лязгающий звук, необходимо снять одну и более прокладок для обеспечения более плотной посадки. Предварительная проверка очень важна, так как многие неисправности МОМ связаны с неправильной установкой. При наличии каких-либо сомнений по поводу установки, всегда консультируйтесь с Руководством пользователя и/или сервисной службой изготовителя. Также важно добавлять дополнительное масло в трансмиссию, в зависимости от размера МОМ. Шум может появиться, если вязкость масла снижается при температуре эксплуатации. После эксплуатации МОМ в течение определенного промежутка времени, момент затяжки крепежных болтов и работа механизма в целом должны быть проверены. Проверьте механизм на наличие утечек и других дефектов. Устраните их до появления серьезных повреждений МОМ или трансмиссии.

Установка промежуточного MOM

Установка промежуточного MOM начинается со снятия крышки корпуса подшипника, которая покрывает выступающий промежуточный вал задней части трансмиссии (Рис. 15-25).

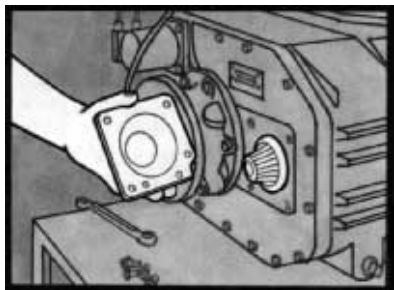


Рисунок 15-25 Снятие крышки корпуса подшипника

Добавьте необходимое количество смазки (Рис. 15-32) и запустите механизм для проверки на наличие утечек. Затем проверьте уровень смазочного масла в маслобаке коробки передач.

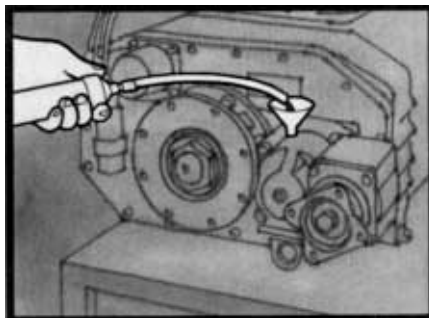


Рисунок 15-32 Добавление смазки

Затем необходимо следовать следующим шагам:

- установка механизма сцепления (рис. 15-26)
- установка специальных шпилек на определённых конструкциях трансмиссии (рис. 15-27)
- установка новой крышки корпуса подшипника и прокладки (рис. 15-28)
- совмещение смазочного отверстия
- установка нажимной пружины сцепления (рис. 15-29)
- установка и затяжка болтов и винтов до соответствующих значений, установленных изготовителем (рис. 15-30)
- установка устройства пневматического переключения (рис. 15-31)

Установка и обслуживание промежуточного MOM упрощается при использовании информации в руководстве производителя по применению и установке. Данное руководство применимо для консультирования по поводу правильной эксплуатации и установке MOM.

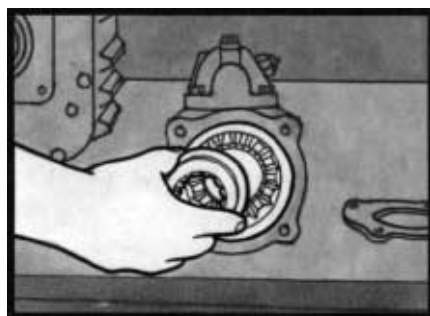


Рисунок 15-26 Установка механизма сцепления

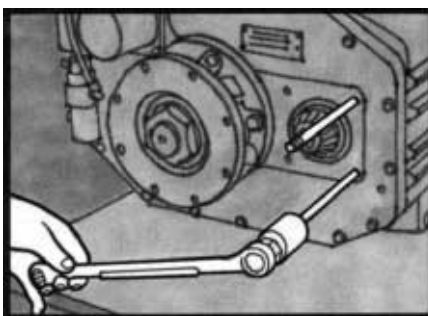


Рисунок 15-27 установка специальных шпилек

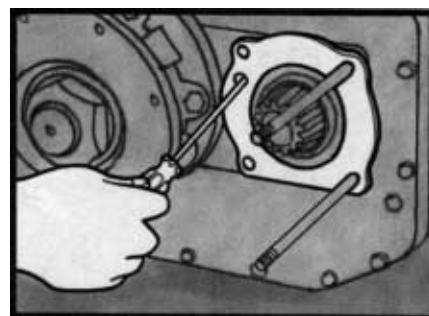


Рисунок 15-28 установка новой крышки корпуса подшипника и прокладки

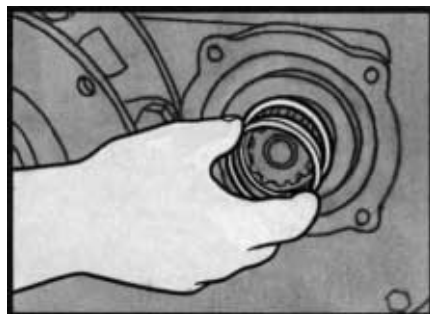


Рисунок 15-29 установка нажимной пружины сцепления

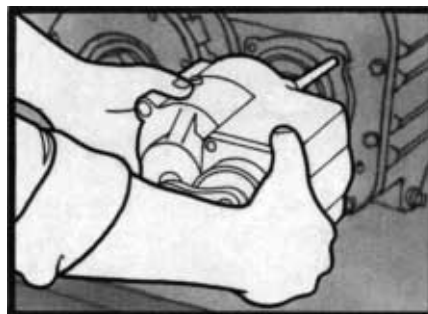


Рисунок 15-30 Установка MOM

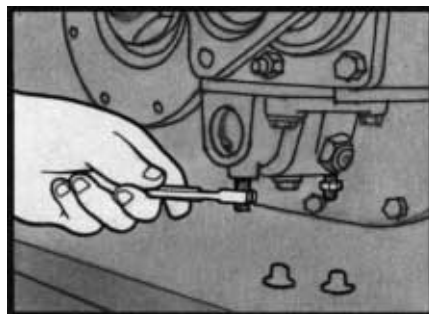


Рисунок 15-31 установка устройства пневматического переключения

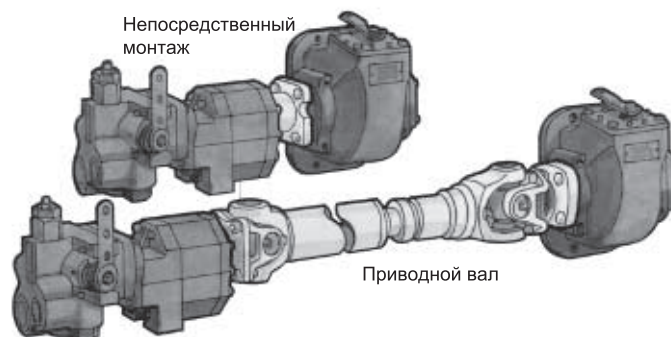


Рис 15-33 Гидроприводный насос может быть прикреплен непосредственно к MOM, или он может приводиться в действие приводом.

Приводной вал MOM

Помимо непосредственного монтажа гидроприводного насоса к MOM, мощность может быть передана посредством приводного вала MOM (Рис. 15-33). Этот вал передаёт вращение от вторичного вала MOM к первичному валу приводимого оборудования. Привод должен быть способен передавать крутящий момент и частоту вращения необходимые для данного оборудования, и выдерживать любые ударные нагрузки, которые могут возникнуть.

Из-за реакции от крутящего момента и деформациям шасси, приводной вал MOM работает через постоянно меняющийся относительный угол между MOM и приводимым оборудованием. Следовательно, длина привода должна быть способна изменяться при передаче крутящего момента. Это изменение длины часто называют “скользящим движением”. Так как в большинстве случаев приводной вал MOM применяется при эксплуатации с перерывами, уравновешенный вал используется редко. Наиболее часто используемая конструкция для эксплуатации с перерывами — это конструкция массивного вала с использованием шестигранной, квадратной или круглой заготовки из прутка.

Заготовка из прутка, используемая для приводного вала MOM, первоначально предназначена для эксплуатации с малым крутящим моментом при частоте вращения 1200 мин-1. Валы приводов, требующие дополнительный крутящий момент или частоту вращения должны быть трубчатой конструкции. Некоторые приводы с трубчатой конструкцией могут развивать частоту вращения до 4000 мин-1, а серии Spicer® 1280-1310 до 6000 мин-1.

Вал привода Spicer® может быть с соединительными фитингами концевой вилки или фланцевой конструкции (рис. 15-34). Приводы с конструкцией фланцевого типа больше подходят для применения, когда необходимо часто снимать весь привод. Это может быть легко выполнено снятием болтов, гаек и шайб, используемых для соединения вилки с фланцем и двойного фланца. Помимо случаев, когда мощность передаётся полностью шестернями в коробке, валами или шкивами, рекомендуются некоторые типы универсального соединения. Прочие применения, в которых используются приводы с MOM это машины вездеходы.



Рисунок 15-34 Валы привода Spicer® фланцевой и вилчатой конструкции

Преобразование MOM

Возможно, понадобится изменение сборки MOM по одной или нескольким из следующих причин:

- смена положения трансмиссии с левой стороны на правую, или наоборот
- смена первичного зубчатого колеса MOM на зубчатое колесо, которое будет состыковываться с приводным зубчатым колесом
- смена направления вторичного вала с положения направления к задней части машины на направление к передней части, или наоборот
- смена стандартной конструкции вторичного вала к прямому монтажу устройства насоса (рис. 15-35).

Примечание: Разборка, сборка и обслуживание должны производиться только хорошо подготовленным и сертифицированным специалистом

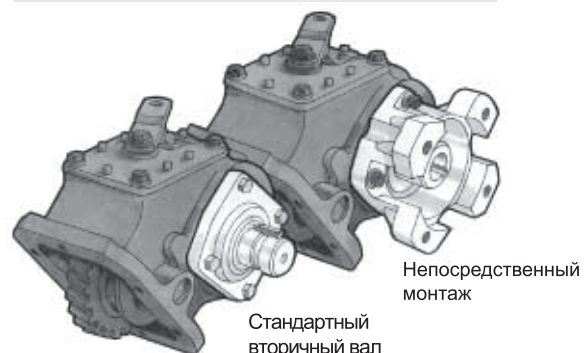


Рисунок 15-35 Прямой монтаж устройства насоса

При работе с устройствами деталей в сборке необходимо иметь представление о положении зубчатых колес и вала в четырех основных схемах расположения, показанных ниже. 15-36. Единственная разница между данными схемами сборки – это положение зубчатых колес в корпусе и сторона корпуса, откуда выходит вторичный вал.

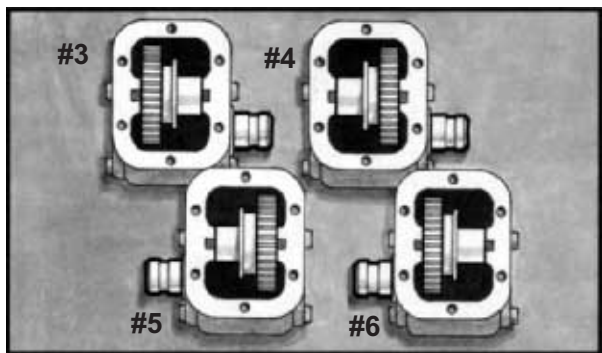


Рисунок 15-36 Четыре основных схемы сборки

Схема сборки № 3, например, считается “стандартной сборкой” при монтаже с правой стороны трансмиссии с приводной шестерней “S” спереди вертикальной центральной линии выхода. Ведущее зубчатое колесо расположено спереди, а вторичный вал сзади. Если “стандартная сборка” с левой стороны трансмиссии – привод “S” должен быть спереди вертикальной центральной линии выхода, используется схема сборки №5.

При изменении схемы сборки MOM необходимо, для начала, снять первичное зубчатое колесо и изменить его расположение на промежуточном валу. Затем может понадобиться снятие вторичного зубчатого колеса и вала и смена положения этого механизма. Для получения более подробной информации относительно разборки и повторной сборки MOM, ознакомьтесь с инструкцией по эксплуатации изготовителя отдельного устройства или свяжитесь с сервисной службой изготовителя.

Диагностика и устранение неисправностей MOM

При правильном использовании и техническом обслуживании MOM прослужит долго и на дорогах и вне них. Однако при возникновении неполадки, необходимо выявить и немедленно исправить её причину.

Первое, на что необходимо обратить внимание при диагностике неисправностей MOM – это само использование MOM. Неоднократная или преждевременная поломка может быть знаком неправильного применения. Для начала необходимо проверить, верно ли подобран MOM для трансмиссии. Затем необходимо изучить характеристики управляемости крутящим моментом MOM для определения того, являются ли они достаточными для выполняемой работы. MOM работает лучше всего, если он правильно подобран для трансмиссии и соответствует требованиям работы.

Если MOM подобран правильно, но преждевременно вышел из строя, это может быть вызвано двумя причинами: неправильная установка или неправильная эксплуатация пользователем (рис. 15-37). Это очень грубые ошибки, так как они связаны не с оборудованием, а с людьми. Неправильная установка MOM может быть немедленно обнаружена, при наличии производимого им шума. Он будет “завывать”, если установлен слишком плотно, или “постукивать” если установлен слабо. Иногда на фоне общего шума машины проблему можно не заметить, пока не станет слишком поздно.



Рисунок 15-37 Неправильная установка и неверная эксплуатация пользователем – это основные причины неисправности MOM.

Если проблема не будет исправлена, это приведет к повреждению MOM. При слабой установке механизма могут повредиться зубья зубчатого колеса. Слишком плотная установка механизма может привести к преждевременному износу зубьев зубчатого колеса. Также, при установке MOM без достаточного количества заполнителя, шайб или прокладок между ним и трансмиссией, зубья зубчатого колеса могут сильно изнашиваться (Рис. 15-38). Эти следы износа могут привести к сильной усталости конструкции и преждевременной поломке зубьев. Для предотвращения этого, всегда проверяйте MOM на наличие шума сразу после его установки.



Рис 15-38 Износ зубьев из-за неправильной регулировки бокового зазора.

Какой бы ни была причина поломки MOM, определить, кто или что виновно в неисправности будет сложно. Хотя MOM не может сам себя защитить, его поврежденные части могут рассказать историю.

Первым делом необходимо осмотреть зубчатые колеса. Поверхности зубьев зубчатого колеса должны быть проверены на наличие признаков точечной коррозии. В большинстве случаев, коррозия является обычным признаком износа. Однако, примеси в масле или слишком плотная установка может также привести к глубокой коррозии (Рис. 15-39).

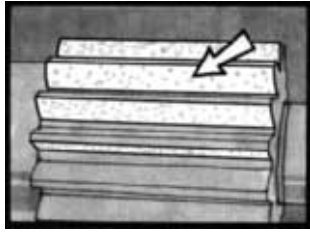


Рисунок 15-39 Примеси в масле или слишком плотная установка могут привести к глубокой коррозии.

При возникновении коррозии зубчатого колеса, остановить коррозионный процесс уже невозможно. Глубокая коррозия непременно приведёт к повреждению зубчатого колеса; поэтому, повреждённое зубчатое колесо должно быть заменено при ремонте или восстановлении МОМ. Это должно быть сделано как можно скорее.

Иногда зубья зубчатого колеса откалываются (рис. 15-40) из-за неправильной эксплуатации или неправильного переключения. Даже если МОМ продолжает работать с отломленным зубом, повреждённое зубчатое колесо должно быть немедленно заменено. Это повредит другие зубья, которые соприкасаются с ним во время эксплуатации, не говоря уже о возможных повреждениях которые могут возникнуть в связи со сколом зуба. Если данный дефект не будет устранён, это может привести к поломке других частей МОМ или трансмиссии.

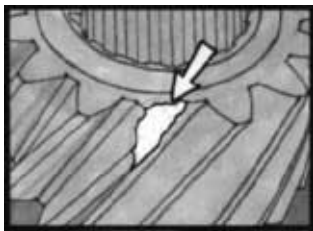


Рисунок 15-40 Неправильная эксплуатация или неправильное переключение могут стать причиной скола зубца.

Другая неполадка, которая может возникнуть в процессе эксплуатации автомобиля - это “ударная нагрузка”. Это может произойти, когда требуется больший крутящий момент, чем тот, на который рассчитан МОМ. Ударные нагрузки могут возникнуть вследствие нагрузок крутящего момента, неправильного переключения, выхода оборудования из строя или чрезмерной нагрузки в течение короткого промежутка времени. Если это случится, скорее всего, МОМ немедленно выйдет из строя.

Ударные нагрузки могут оказывать большое влияние на изношенные зубчатые колёса. Если изношенные зубчатые колёса не будут заменены, это, в конечном счёте, приведет к поломке зубьев зубчатого колеса (рис. 15-41). Это наиболее серьезная поломка МОМ. Изношенные или поврежденные зубчатые колёса, скорее всего, сломаются, из-за их ограниченной способности выдерживать нагрузку. Для предотвращения поломки зубьев зубчатого колеса вспомогательное оборудование должно быть проверено на возможное замерзание. Также, повторно проверьте применение МОМ, эксплуатационные условия и его установку на машине.

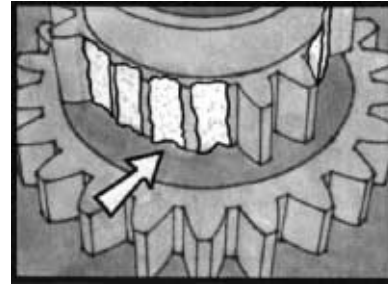


Рисунок 15-41 Если изношенные зубчатые колёса не будут заменены, это, в конечном счёте, приведет к поломке зубьев зубчатого колеса.

Валы отбора мощности также уязвимы при неправильном применении или повреждении. Неровный срез вала (рис. 15-42) является признаком чрезмерного крутящего момента. Усталость при изгибе обычно указывает на ровный, плоский срез. Для устранения неисправности вала, вышедший из строя вал должен быть заменен, а также проверена скорость и рабочий угол карданного шарнира карданного вала. Убедитесь также, что приводной вал МОМ а правильно сфазирован (крестовины кардана на одной линии друг с другом). Если карданная передача установлена неправильно, это приведет к появлению вибрации, которая может стать причиной неполадок приводного вала МОМ или приводного оборудования.

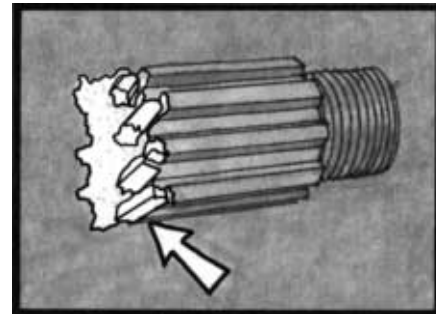


Рисунок 15-42 Неровный срез вала является признаком чрезмерного крутящего момента.

При осмотре вторичного вала отбора мощности, обязательно должен быть проверен шпоночный паз (рис. 15-43). Иногда отказ МОМ происходит из-за сдвинутого шпоночного паза на валу, вызванного свободой вилки или замерзанием оборудования. Надлежащее техническое обслуживание вспомогательного оборудования и замена изношенной крестовины и/или приводного вала отбора мощности предотвратят возникновение данной проблемы.

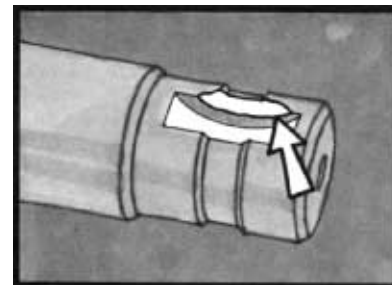


Рисунок 15-43 Надлежащее техническое обслуживание вспомогательного оборудования

Глава 15 - Что такое «Механизм отбора мощности»?

Одна из наиболее серьезных неисправностей MOM – это треснутый корпус (Рис. 15-44). В результате может произойти потеря масла и поломка трансмиссии. Неправильная установка, плохо затянутые болты незакрепленный непосредственный монтаж насоса может привести к возникновению данной проблемы. Корпус может быть также поврежден инородными предметами, попавшими между зубьями зубчатого колеса, сильными ударными нагрузками или даже столкновением с препятствием на дороге.

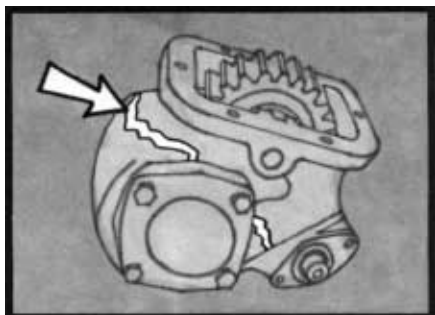


Рисунок 15-44 Треснутый корпус является одной из наиболее серьезных поломок.

Лучшее средство от трещины на корпусе – это ее предотвращение. Фланцевые болты MOM должны быть последовательно затянуты и в соответствии с необходимыми указаниями. Вес непосредственно смонтированного насоса необходимо проверить, и если он превышает 40 фунтов, должен быть установлен поддерживающий кронштейн.

Неисправности переключения часто связывают с MOM. Затрудненное переключение MOM может быть вызвано сильным изгибом кабеля рычага переключения (рис. 15-45), небольшим крутящим моментом, установленным в обратном направлении зубчатым колесом или слишком плотной установкой. Многие из этих проблем могут быть устранены проверкой установки MOM и выполнением надлежащей регулировки по отношению к длине кабеля, позиции зубчатого колеса или рычагу переключения передач.

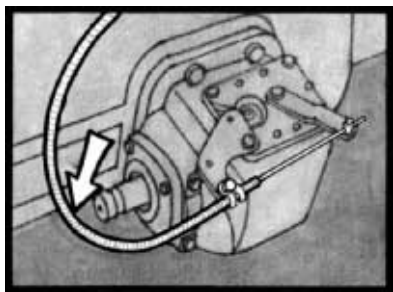


Рисунок 15-45 Сильный изгиб кабеля рычага переключения может привести затрудненному переключению MOM.

Механизм переключения с рычажным приводом не должен быть соединен с чехлом проводного переключения. Передаточное отношение данного рычага часто слишком велико для чехла проводного переключения и может сильно повредить его. Также не используйте кабель

с чехлом рычага переключения передач. Кабель не в состоянии передавать силу, необходимую для рычажного механизма.

Большинство неполадок, связанных с переключением связаны с неправильным порядком переключения или неправильной установкой сцепления. Оба данных фактора приведут к преждевременному износу колодки или вилки переключения и тяги переключения передач или поломке (рис. 15-46).

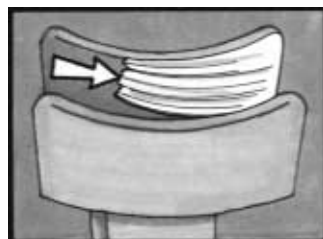


Рисунок 15-46 Изношенная колодка переключения

Для предотвращения преждевременного износа, следует избегать слишком сильного или слабого переключения MOM. Слишком сильное переключение приводит к сдавливанию зубчатого колеса вилкой переключения передач во время эксплуатации. Это приводит к ненужному трению и износу. Слабое переключение приводит к неполному соприкосновению зубца зубчатого колеса с ведущим зубчатым колесом. Вследствие этого только часть ширины зубца (Рис. 15-47) передает крутящий момент и частоты вращения в процессе работы MOM. Это может привести к выходу из строя зубчатого колеса или стать причиной того, что MOM выскочит из зубчатого колеса. Эти две проблемы можно предотвратить, проверив регулировку тяги и надлежащую подготовку водителя.

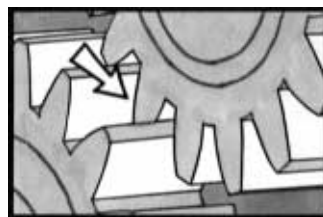


Рисунок 15-47 Слабое переключение приводит к неполному контакту зубьев зубчатого колеса

Проблемы с переключением могут быть вызваны изношенным или овальным отверстием переключения (Рис. 15-48). Вследствие этого MOM может выйти из зацепления или детали сборки переключения передач разойдутся или ослабятся. Решение данной проблемы заключается в замене изношенных деталей.

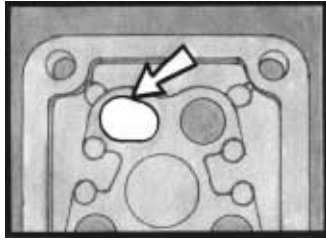


Рисунок 15-48 Проблемы с переключением могут быть вызваны изношенным или овальным отверстием переключения

Уплотнители и уплотнительные кольца могут стать причиной проблем при эксплуатации МОМ. Неправильная установка или теплообразование могут привести к преждевременному разрыву уплотнительного кольца или уплотнителей (рис. 15-49). При разрыве уплотнительного кольца или уплотнителей, их необходимо заменить. Для правильной установки данных деталей, их сначала необходимо смазать, чтобы они могли легко скользить на валу.

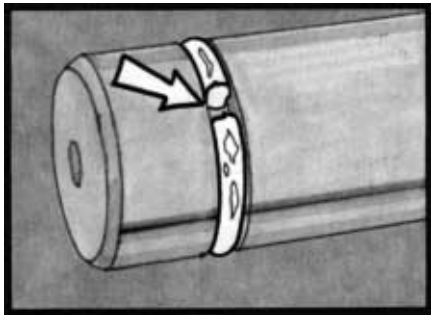
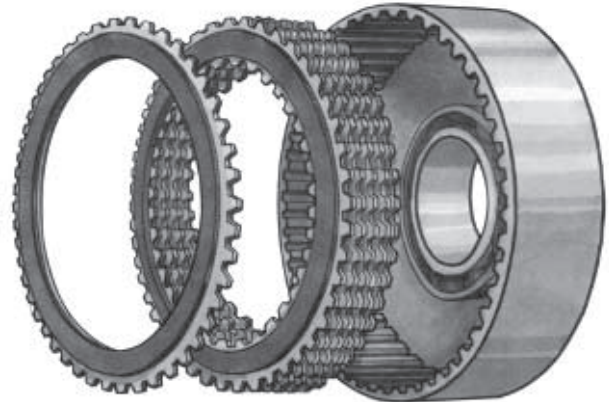


Рисунок 15-49 Разорванные уплотнительные кольца необходимо заменить

При устранении неисправности МОМ, связанной со сцеплением, все детали должны быть тщательно проверены на износ или наличие повреждения. Обгоревшие диски сцепления, спекшийся пакет фрикционов или обгоревшая ведущая ступица (рис. 15-50) – это три легко определяемых дефекта в процессе анализа неисправностей. Как правило, неправильное давление воздуха/масла (спекшийся пакет фрикционов), отсутствие смазки (обгоревшая ведущая ступица) или чрезмерное теплообразование (обгоревшая ведущая ступица) приведут к плохой работе пневматического сцепления и возможной поломке.



Обгоревший диск сцепления? Спекшийся пакет фрикционов? Обгоревшая ведущая ступица?

Рисунок 15-50

Признаком возможной неисправности МОМ, приводимого от сцепления, является неустойчивая работа. Проверьте давление в пневмосистеме (рис. 15-51) и проверьте её на отсутствие загрязнений. Грязная или загрязнённая система может оказать влияние на работу МОМ. Периодическая проверка механизма и замена масла с интервалами, установленными изготовителем, помогут обеспечить чистоту масла и отсутствие в нём твердых частиц.

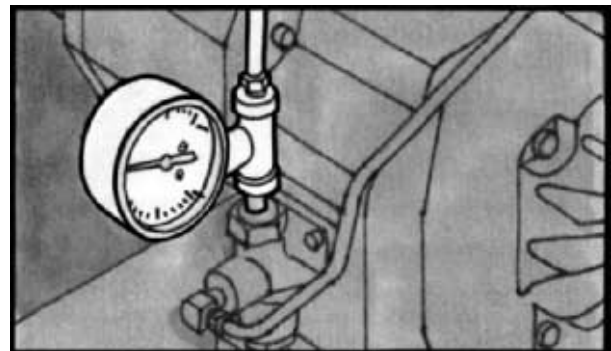


Рисунок 15-51 Проверка правильного давления в системе

Словарь терминов

Проём	Стандартный (SAE - Сообщество автомобильных инженеров) разъем, в какой-нибудь части коробки передач; этот разъем позволяет произвести установку механизма отбора мощности. Может иметь шести- или восьмиболтовое отверстие.
Переходник для шестерни	Установка с одной зубчатой передачей, которая передает крутящий момент между вторичной шестерней коробки передач и первичной шестерней механизма отбора мощности. Установка используется тогда, когда расстояние между шестернями для полного зацепления слишком большое; установка используется также для осуществления обратного вращения механизма отбора мощности.
Расположение деталей	Относится к положению вторичного вала коробки передач относительно шестерни. Предпочтительно устанавливается вторичный вал коробки передач с задней стороны.
Зазор	Расстояние, которое необходимо для зацепления двух шестерён для спокойной, ровной работы механизма. Рекомендуемое расстояние 0,15...0,30 мм (от 006 до 012"). Проверяется на делительной окружности.
Постоянное зацепление	Отношение двух или больше шестерён, которые постоянно вращаются и находятся в непрерывном контакте друг другом .
Обратный вал	Вторичный вал в коробке передач, к которому часто прикрепляется ведущая шестерня механизма отбора мощности.
Глубокое вмонтирование	МОМ, конструкция которого позволяет его входной шестерне быть установленной глубже в коробке передач для обеспечения прямого контакта с вторичной шестерней коробки передач.
Частота вращения двигателя	Число оборотов в минуту (мин-1) коленвала двигателя, которые определяют скорость, доступную для коробки передач или МОМ.
Сальник	Волоконная или металлическая пластина (может быть разной толщины), установленная между коробкой передач и МОМ для увеличения расстояния между ведущей и входной шестернями с целью обеспечения надлежащего зацепления.
Передаточное отношение	Отношение числа зубьев на выходной шестерне к числу зубьев на входной шестерне. Например, шестерня из 45 зубьев, приводимая шестерней с 15 зубьями будет иметь соотношение 3:1, а шестерня из 15 зубьев, приводимая шестерней с 45 зубьями, - 1:3.
Косозубая шестерня	Шестерня, у которой зубья расположены под углом к оси с наклоном вправо или влево. Для обеспечения состыковки косозубых шестерён одна шестерня должна быть с наклоном вправо, а другая - влево.
Лошадиная сила	Критерий объёма выполнения работы за единицу времени. Одна лошадиная сила — энергия, которая требуется для того, чтобы поднять 550 фунт на высоту 1 фут за 1 секунду.
Промежуточный вал	Вал, на котором вращается входная шестерня. Передаёт мощность выходной шестерне и валу.
Перемежающийся режим работы	Стандартный стартстопный режим, 15 минут работы/15 минут отдыха; 10 минут работы/30 минут отдыха. Если в результате многократной деятельности температура увеличивается (в результате повторной работы в циклическом режиме или повышенной нагрузки), работа приостанавливается для того, чтобы стать прерывающейся и затем будет классифицироваться как непрерывная работа.
Частота вращения ведущего вала	Частота вращения (мин ⁻¹), при которой выходная шестерня коробки передач может передавать энергию во входную шестерню МОМ.
Входная шестерня	Шестерня МОМ, принимающая крутящий момент от вторичной шестерни коробки передач.
Главный вал	Вал коробки передач, который направляет мощность в работающий блок, например на заднюю ось.

Вторичный вал	Вал, передающий крутящий момент из МОМ в устройство или секцию, которой он оперирует, т.е. в гидронасос, лебёдку, и т.д.
Выходная шестерня	Приводная шестерня вторичного вала.
Делительная окружность	Точка на зубе шестерни посередине между основанием и вершиной зуба.
Шаг (шестерня)	Критерий размера зуба шестерни. Определяется числом зубьев в заданной области, измеренных на делительной окружности. Шаг шестерни МОМ обычно классифицируется как 5, 6 или 7-шаговый.
Диаметр делительной окружности	Перпендикулярное оси шестерни расстояние, измеренное от делительной окружности одного зуба к делительной окружности зуба, прямо противоположного первому.
Окружная скорость на делительной окружности	Скорость вращения, в футах в минуту, шестерни, измеренная на делительной окружности.
Угол давления	угол (измеряется в градусах), образованный линией, начерченной перпендикулярно к делительной окружности, и начерченной с той же самой точки на делительной окружности касательно к профилю зуба.
Механизм отбора мощности (МОМ)	Коробка передач, присоединенная к основной коробке передач, и получающая энергию через эту коробку передач с целью передачи этой энергии в другое механическое или гидравлическое устройство, в соответствии со скоростью и крутящим моментом, которые необходимы для работы этого устройства.
Прямозубая шестерня	Шестерня, у которой зубья нарезаны параллельно оси вращения.
Стандартная установка деталей	Вторичный вал коробки передач, направленный к задней части автомобиля и расположенный ниже осевой линии МОМ.
Крутящий момент	Усилие, которое требуется для осуществления вращательного движения, часто называемого также силой, которая необходима для того, чтобы преодолеть сопротивление.
Коробка передач	Коробка скоростей, которая получает энергию от двигателя и работает как усилитель крутящего момента для регулирования скорости, развивает крутящий момент по мере необходимости.
Ватт	Метрический эквивалент лошадиной силы; критерий объёма выполнения работы за единицу времени. Единицы для Ватт - кг·м ² /с ³ .

Сокращения

ft.lbs – футо-фунты. Крутящий момент, развиваемый и требуемый для преодоления сопротивления.

m/sec– метры в секунду

fpm – число футов в минуту

L/min – литры в минуту

gpm – число галлонов в минуту

W – ватт

hp – мощность в лошадиных силах

ID – внутренний диаметр

OD – наружный диаметр

piv – окружная скорость на начальной окружности

bar – ньютон на квадратный метр

psi – фунты на квадратный дюйм (давление)

Pa – единица измерения давления

rpm – число оборотов в минуту

SAE – Сообщество автомобильных инженеров

Упражнения к Главе 15

Что такое механизм отбора мощности?

Инструкции: Все вопросы представляют собой факты или вымысел; укажите “Да” при верном утверждении или “Нет” при неверном утверждении в строке слева от номера вопроса.

- _____ 1. Два типа зубчатого колеса MOM: цилиндрическое прямозубое колесо и косозубое колесо
- _____ 2. Правая косозубая шестерня на MOM будет зацепляться только с другими павыми косозубыми шестернями
- _____ 3. Если маленькое зубчатое колесо имеет 15 зубьев и приводит во вращение зубчатое колесо с 45 зубьями, передаточный коэффициент составляет 1:3.
- _____ 4. Если частота вращения MOM составляет 1000 мин⁻¹, и частота вращения двигателя — 1500 мин⁻¹, процентное отношение скорости MOM к скорости двигателя равно 75%.
- _____ 5. При продолжительной эксплуатации, для определения повышенного требования к крутящему моменту MOM разделите требуемый крутящий момент на 0,7.
- _____ 6. Боковой зазор – это зазор, необходимый между зацеплениями зубчатых колес для обеспечения бесшумного, плавного хода.
- _____ 7. Если при установке MOM требуется переходник для зубчатого колеса, он не изменит направления вращения MOM.
- _____ 8. Если приводной вал MOM используется для передачи мощности от MOM к приводимому устройству, он должен иметь “скользящее движение” для изменения длины в процессе эксплуатации.
- _____ 9. Механизм, смонтированный слишком слабо, может привести к поломке зубьев зубчатого колеса, а при слишком тугом монтаже – к преждевременному износу зубчатого колеса.
- _____ 10. Глубокая коррозия зубьев зубчатого колеса непременно приведет к неисправности зубчатого колеса.

Приложение А

Перевод единиц измерения

1.0 Стандарты

- 1.1 Метрические единицы и единицы СИ
- 1.2 Метрические единицы длины
- 1.3 Британские единицы длины
- 1.4 Метрические единицы объема
- 1.5 Британские единицы объема
- 1.6 Метрические единицы веса
- 1.7 Британские единицы веса
- 1.8 Метрические префиксы

2.0 Таблицы перевода

- 2.1 Коэффициенты перевода метрических единиц в британские
- 2.2 Коэффициенты перевода британских единиц в метрические
- 2.3 Таблица перевода дробных чисел в десятичные
- 2.4 Таблица перевода °C в °F
- 2.5 Таблица перевода °F в °C

1.1 Метрические единицы и единицы СИ

Наименование единицы	Значение	Символ
Длина		
Метр	Основная единица	м
Сантиметр	0,01 м	см
Миллиметр	0,001 м	мм
Микрометр	0,000 001 м	мкм
Километр	1 000 м	км
Международная морская миля (для мореплавания)	1 852 м	мор. миля
Масса		
Килограмм	Основная единица	кг
Миллиграмм	0,000 001 кг	мг
Грамм	0,001 кг	г
Тонна	1 000 кг	т
Время		
Секунда	Основная единица	с
Минута	60 с	мин
Час	60 мин	ч
Сутки	24 ч	д
Площадь		
Квадратный метр	Единица СИ	м ²
Квадратный миллиметр	0,000 001 м ²	мм ²
Квадратный сантиметр	0,0001 м ²	см ²
Гектар	10 000 м ²	га
Квадратный километр	1 000 000 м ²	км ²
Объем		
Кубический метр	Единица СИ	м ³
Кубический сантиметр	0,000 001 м ³	см ³

Наименование единицы	Значение	Символ
Объем (жидкости)		
Литр	0,001 м ³	л
Миллилитр	0,001 л	мл
Килолитр	1 000 л (1 м ³)	кл
Скорость		
	мл	мкм
Метр в секунду	Единица СИ	м/с
Километр в секунду	0,27 м/с	км/ч
Узел	1 мор. миля/ч или 0,514 м/с	уз
Сила		
Ньютон	Единица СИ	Н
Килоньютон	1 000 Н	кН
Меганьютон	1 000 000 Н	МН
Энергия		
Джоуль	Единица СИ	Дж
Килоджоуль	1 000 Дж	кДж
Мегаджоуль	1 000 000 Дж	МДж
Мощность		
Ватт	Единица СИ	Вт
Киловатт	1 000 Вт	кВт
Мегаватт	1 000 000 Вт	МВт
Плотность		
Килограмм на кубический метр	Единица СИ	кг/м ³
Тонна на кубический метр	1 000 кг/м ³	т/м ³
Грамм на кубический метр	0,001 кг/м ³	г/м ³

1.1 Метрические единицы и единицы СИ

Наименование единицы	Значение	Символ
Плотность (жидкости) Килограмм на литр	1000 кг/м ³	кг/л
Давление Паскаль Килопаскаль Мегапаскаль	Единица СИ (Н/м ²) 1000 Па 1000 000 Па	Па кПа МПа
Давление (метеорология) Миллибар	100 Па	мб
Электрический ток Ампер Миллиампер	Единица СИ 0,001 А	А мА
Разность потенциалов Вольт Микровольт Милливольт Киловольт Мегавольт	Единица СИ 0,000001 В 0,001 В 1000 В 1 000 000 В	В мкВ мВ кВ МВ
Электрическое сопротивление Ом Микроом Мегом	Единица СИ 0,000001 1 000 000	Ом Ом
Частота Герц Килогерц Мегагерц Гигагерц	Единица СИ 1 000 Гц 1 000 000 Гц 1 000 000 000 Гц	Гц кГц МГц ГГц
Температура °Кельвина °Цельсия	Единица СИ -273,15 °К	К С

1.2 Метрические единицы длины

Единица измерения	Соответствие
1 метр	39,4 дюйма 3,28 фута 1,094 ярда 1000 мм 100 см 10 дм 0,001 километра
1 сантиметр	0,394 дюйма 0,0328 фута 10 мм 0,01 метра
1 миллиметр	39,4 мила 0,0394 дюйма 0,001 метра
1 Километр	3 280 футов 1094 ярдов 0,621 мили 1000 метров

1.3 Британские единицы длины

Единица измерения	Соответствие
1 дюйм	1 000 миллов 0,0833 фута 0,0278 ярда 25,4 мм 2,54 см
1 фут	12 дюймов 0,333 ярда 0,000189 мили 0,305 метра 30,5 см
1 ярд	36 дюймов 3 фута 0,000568 мили 0,914 метра
1 миля	63 360 дюймов 5 280 футов 1 760 ярдов 320 родов 8 ферлонгов 1 609 метров 1,609 километра

1.4 Метрические единицы объема

Единица измерения	Соответствие
1 кубический метр	61 023 куб. дюймов 35,31 куб. фута 1,308 куб. ярда 1000 литров
1 кубический дециметр	61,02 куб. дюйма 0,0353 куб. фута 1000 куб. сантиметров 1 литр
1 кубический сантиметр	0,000035 куб. фута 0,061023 куб. дюйма 1000 куб. миллиметров 0,001 литра
1 кубический миллиметр	0,000061 куб. дюйма 0,00000035 куб. фута 0,001 куб. сантиметра
1 литр	1 куб. дециметр 61,02 куб. дюйма 0,0353 куб. фута 1000 куб. сантиметров 0,001 куб. метра 2,202 фунта воды

1.5 Британские единицы объема

Единица измерения	Соответствие
1 кубический ярд	46 656 куб. дюймов 27 куб. футов 0,764 куб. метра
1 кубический фут	1278 куб. дюймов 0,037 куб. ярда 28,32 куб. дециметра 0,028317 куб. метра 7,481 галлона
1 кубический дюйм	16,387 куб. сантиметра
1 галлон (британский)	4,544 литра
1 галлон (США)	3,785 литра

1.6 Метрические единицы веса

Единица измерения	Соответствие
1 грамм	15,43 грана 0,022046 фунта 0,0353 унции
1 килограмм	1000 граммов 2,205 фунта 35,27 унции
1 метрическая тонна	2204 фунтов 0,984206 тонны из 2 240 фунтов 22,046 хандредвейта 1,102 тонны из 2000 фунтов 1000 килограммов

1.7 Британские единицы веса

Единица измерения	Соответствие
1 унция	437,5 грана 0,0625 фунта 28,35 грамма
1 фунт	7000 гран 16 унций 454 грамма 0,454 килограмма
1 тонна (2 240 фунтов)	1,016 метрической тонны 1016 килограммов

1.8 Метрические префиксы

Префикс	Символ
Гига	Г Одна тысяча миллионов 1 000 000 000
Мега	М Один миллион 1 000 000
Кило	к Одна тысяча 1 000
Милли	м Одна тысячная 0,001
Микро	мк (μ) Одна миллионная 0,000001
Нано	н Одна тысячемиллионная 0,000000001

**2.1 Перевод метрических единиц
в британские**

Наименование единицы	Значение
Длина	
1 см	0,394 дюйма
1 м	3,28 фута
1 м	1,09 ярда
1 км	0,621 мили
Масса	
1 г	0,0353 унции
1 кг	2,20 фунта
1 тонна	0,984 тонны
Площадь	
1 см ²	0,155 дюйм ²
1 м ²	10,8 фут ²
1 м ²	1,20 ярд ²
1 га	2,47 акра
1 км ²	247 акров
Объем	
1 см ³	0,061 дюйм ³
1 м ³	35,3 фут ³
1 м ³	1,31 ярд ³
1 м ³	27,5 бушеля
Объем (жидкости)	
1 мл	0,0352 жид. унции
1 литр	1,76 пинты
1 м ³	220 галлонов
Сила	
1Н (ньютон)	0,225 фунт-силы
Давление	
1 кПа (килопаскаль)	0,145 psi
Скорость	
1 км/ч	0,621 миль/час
Температура	
°F	°C x 9/5+ 32
Энергия	
1 кДж (килоджоуль)	0,948 БТЕ (Британская тепловая единица)
Мощность	
1 кВт	1,34 л.с.
Потребление топлива	
1 литр/1 км	2,35 миль/гал (миль на галлон)

**2.2 Перевод британских единиц
в метрические**

Наименование единицы	Значение
Длина	
1 дюйм	25,4 мм
1 фут	30,5 см
1 ярд	0,914 м
1 миля	1,61 км
Масса	
1 унция	28,3 г
1 фунт	454 г
1 тонна	1,02 тонны
Площадь	
1 дюйм ²	6,45 см ²
1 фут ²	929 см ²
1 ярд ²	0,836 м ²
1 акр	0,405 га
1 миля ²	259 га
Объем	
1 дюйм ³	16,4 см ³
1 фут ³	0,02383 м ³
1 ярд ³	0,765 м ³
1 бушель	0,0364 м ³
Объем (жидкости)	
1 жид. унция	28,4 мл
1 пинта	568 мл
1 галлон	4,55 литра
Сила	
1 фунт-сила	4,45 Н
Давление	
1 psi (фунт/дюйм ²)	6,89 кПа 0,069 бар
Скорость	
1 миля/час	1,61 км/ч
Температура	
°C	(°F - 32) x 5/9
Энергия	
1 БТЕ (Британская тепловая единица)	1,06 кДж
Мощность	
1 л.с.	0,746 кВт
Потребление топлива	
1 миль/гал	2,35 литра/1км

2.3 Таблица перевода дробных чисел в десятичные

Дроби дюймов в десятичные значения миллиметров и дюймов

Дробь	дюймы	мм	Дробь	дюймы	мм
1/64	0,016	0,397	33/64	0,516	13,097
1/32	0,031	0,794	17/32	0,531	13,494
3/64	0,047	1,191	35/64	0,547	13,891
1/16	0,063	1,588	9/16	0,563	14,288
5/64	0,078	1,985	37/64	0,578	14,684
3/32	0,094	2,381	19/32	0,594	15,081
7/64	0,109	2,778	39/64	0,609	15,478
1/8	0,125	3,175	5/8	0,625	15,875
9/64	0,141	3,572	41/64	0,641	16,272
5/32	0,156	3,969	21/32	0,656	16,669
11/64	0,172	4,366	43/64	0,672	17,066
3/16	0,188	4,763	11/16	0,688	17,463
13/64	0,203	5,160	45/64	0,703	17,859
7/32	0,219	5,556	23/32	0,719	18,256
15/64	0,234	5,953	47/64	0,734	18,653
1/4	0,250	6,350	3/4	0,750	19,050
17/64	0,266	6,747	49/64	0,766	19,447
9/32	0,281	7,144	25/32	0,781	19,844
19/64	0,297	7,541	51/64	0,797	20,241
5/16	0,313	7,938	13/16	0,813	20,638
21/64	0,328	8,334	53/64	0,828	21,034
11/32	0,344	8,731	27/32	0,844	21,431
23/64	0,359	9,128	55/64	0,859	21,8281
3/8	0,375	9,525	7/8	0,875	22,225
25/64	0,391	9,922	57/64	0,891	22,622
13/32	0,406	10,319	29/32	0,906	23,019
27/64	0,422	10,716	59/64	0,922	23,416
7/16	0,438	11,112	15/16	0,938	23,813
29/64	0,431	11,509	61/64	0,953	24,209
15/32	0,469	11,906	31/32	0,969	24,606
31/64	0,484	12,303	63/64	0,984	25,003
1/2	0,500	12,700	1	1,000	25,400

2.4 Таблица перевода °C в °F

°C	°F	°C	°F	°C	°F
-9	15,8	21	69,8	51	123,8
-8	17,6	22	71,6	52	125,6
-7	19,4	23	73,4	53	127,4
-6	21,2	24	75,2	54	129,2
-5	23	25	77	55	131
-4	24,8	26	78,8	56	132,8
-3	26,6	27	80,6	57	134,6
-2	28,4	28	82,4	58	136,4
-1	30,2	29	84,2	59	138,2
0	32	30	86	60	140
1	33,8	31	87,8	61	141,8
2	35,6	32	89,6	62	143,6
3	37,4	33	91,4	63	145,4
4	39,2	34	93,2	64	147,2
5	41	35	95	65	149
6	42,8	36	96,8	66	150,8
7	44,6	37	98,6	67	152,6
8	46,4	38	100,4	68	154,4
9	48,2	39	102,2	69	156,2
10	50	40	104	70	158
11	51,8	41	105,8	71	159,8
12	53,6	42	107,6	72	161,6
13	55,4	43	109,4	73	163,4
14	57,2	44	111,2	74	165,2
15	59	45	113	75	167
16	60,8	46	114,8	76	168,8
17	62,6	47	116,6	77	170,6
18	64,4	48	118,4	78	172,4
19	66,2	49	120,2	79	174,2
20	68	50	122	80	176

2.5 Таблица перевода °F в °C

°F	°C	°F	°C	°F	°C
0	-17,8	60	15,6	120	48,9
2	-16,7	62	16,7	122	50
4	-15,6	64	17,8	124	51,1
6	-14,4	66	18,9	126	52,2
8	-13,3	68	20	128	53,3
10	-12,2	70	21,1	130	54,4
12	-11,1	72	22,2	132	55,6
14	-10	74	23,3	134	56,7
16	-8,9	76	24,4	136	57,8
18	-7,8	78	25,6	138	58,9
20	-6,7	80	26,7	140	60
22	-5,6	82	27,8	142	61,1
24	-4,4	84	28,9	144	62,2
26	-3,3	86	30	146	63,3
28	-2,2	88	31,1	148	64,4
30	-1,1	90	32,2	150	65,6
32	0	92	33,3	152	66,7
34	1,1	94	34,4	154	67,8
36	2,2	96	35,6	156	68,9
38	3,3	98	36,7	158	70
40	4,4	100	37,8	160	71,1
42	5,6	102	38,9	162	72,2
44	6,7	104	40	164	73,3
46	7,8	106	41,1	166	74,4
48	8,9	108	42,2	168	75,6
50	10	110	43,3	170	76,7
52	11,1	112	44,4	172	77,8
54	12,2	114	45,6	174	78,9
56	13,3	116	46,7	176	80
58	14,4	118	47,8	178	81,1

Приложение В Области применения

Область применения – Экскаватор

Гидравлический экскаватор является одной из наиболее распространённых в настоящее время мобильных машин. Его можно встретить при выполнении широкого спектра работ, от самого малого мини-экскаватора, используемого, например, в озеленении, до самого большого гусеничного экскаватора, применяемого в качестве производственной машины в горнодобывающей отрасли. Сегодня ежегодно выпускается около 150 000 таких машин.

С давних времён использования первых экскаваторов с тросовым приводом произошло много технических изменений. Когда в экскаватор была внедрена гидравлика в 1950-х годах, он стал более гибким и лёгким в управлении.

Стого времени экскаватор развивался в сторону увеличения гибкости и лёгкости управления с одновременным сохранением рабочих характеристик и, главным образом, производительности и КПД, оставаясь по-прежнему лёгким в управлении. Требования могут в чём-то различаться, но его область применения всегда определяется как «тяжелая работа с высокой точностью».

Основная доля рынка экскаваторов приходится на так называемые «одноковшовые» экскаваторы. Их можно разделить на три основные группы:

- мини-экскаваторы весом менее 6 тонн
- колёсные экскаваторы весом более 6 тонн
- гусеничные экскаваторы весом более 6 тонн

Вес машины может находиться в диапазоне от 300 кг (650 фунтов) до более чем 500 тонн (1 100 000 фунтов). Типичный колёсный экскаватор весит более 25 тонн (55 000 фунтов). Независимо от веса, управление перемещениями сегодня является гидравлическим, почти без исключения.

Экскаватор имеет ряд особенностей. У дизельного двигателя сравнительно меньшая мощность, что предъявляет особые требования к системе гидравлического управления и, особенно, к управлению насосом и гидрораспределителем.

Экскаватор, в основном, предназначен для тяжёлой работы, и поэтому к каждому компоненту предъявляются высокие требования. Это особенно касается компонентов, используемых для функции поворота (повторяющегося в обе стороны), которая может занимать 75% рабочего времени.

Описание функций

Все экскаваторы имеют следующие основные функциональные компоненты:

- стрела
- рукоять ковша
- ковш
- поворотная платформа
- транспортное устройство (колёса или гусеницы)

Два рычага дистанционного управления («джойстики») расположены в передней части подлокотников сиденья водителя. С помощью двух педалей и двух джойстиков оператор может управлять всеми основными функциями экскаватора.

Для водителя машины такого типа очень важны эргономические аспекты, так как он или она могут работать рычагами и педалями в кабине целый день. По этой же причине дистанционное гидравлическое управление стало применяться почти повсеместно на экскаваторах, кроме самых малых, так как позволяет выполнять и очень быстрые перемещения, и медленные точные маневры.

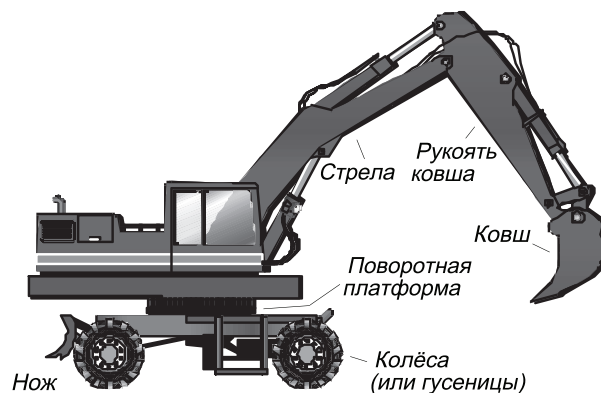


Рис. Экс-1 Колёсный экскаватор

Приложение В. Области применения

Тем не менее, в последние годы становятся все более распространенными рычаги для электрогидравлического управления.

Много усилий было приложено к повышению управляемости с целью облегчения работы с машиной. Машина должна себя вести единообразно во всех рабочих условиях. Оператор имеет возможность одновременно управлять несколькими функциональными компонентами, например, стрелой, ковшом и рукоятью ковша одновременно с поворотной платформой. По этой причине сегодня становятся всё более распространенными системы, чувствительные к нагрузке, особенно в универсальных машинах.

На Рис. Экс-2 показана современная система, чувствительная к нагрузке. Все функции являются чувствительными к нагрузке, кроме функции поворота, использующей систему с открытым центром. Это делает функцию поворота приоритетной по отношению к другим функциям. В то же время, эти другие функции не взаимодействуют друг с другом.

Многие функциональные компоненты экскаватора подвержены кавитации, либо в одном, либо в обоих

направлениях. Например, поворотная платформа и гусеничный привод требуют защиты в обоих направлениях; стрела и ковш, в общем случае, только в одном. Для исключения кавитации поток от нерегулируемого насоса используется вместе с клапаном противодействия. Если, например, стрела опускается под действием своего веса, то давление в штоковой полости соответствующего цилиндра уменьшается. Клапан противодействия увеличивает давление насоса, и часть потока насоса направляется через антикавитационный обратный клапан в гидрораспределитель на сторону штока, что помогает предотвратить кавитацию.

Особенно критичными к кавитации являются такие функциональные компоненты, как рукоять ковша, где нагрузка находится со стороны штока. В этом случае необходим дополнительный поток подпитки поршневой полости, так как поток, вытесняемый из штоковой полости недостаточен.

И снова решением является использование потока насоса из гидрораспределителя с открытым центром, получающего давление из клапана противодействия в сливной линии.

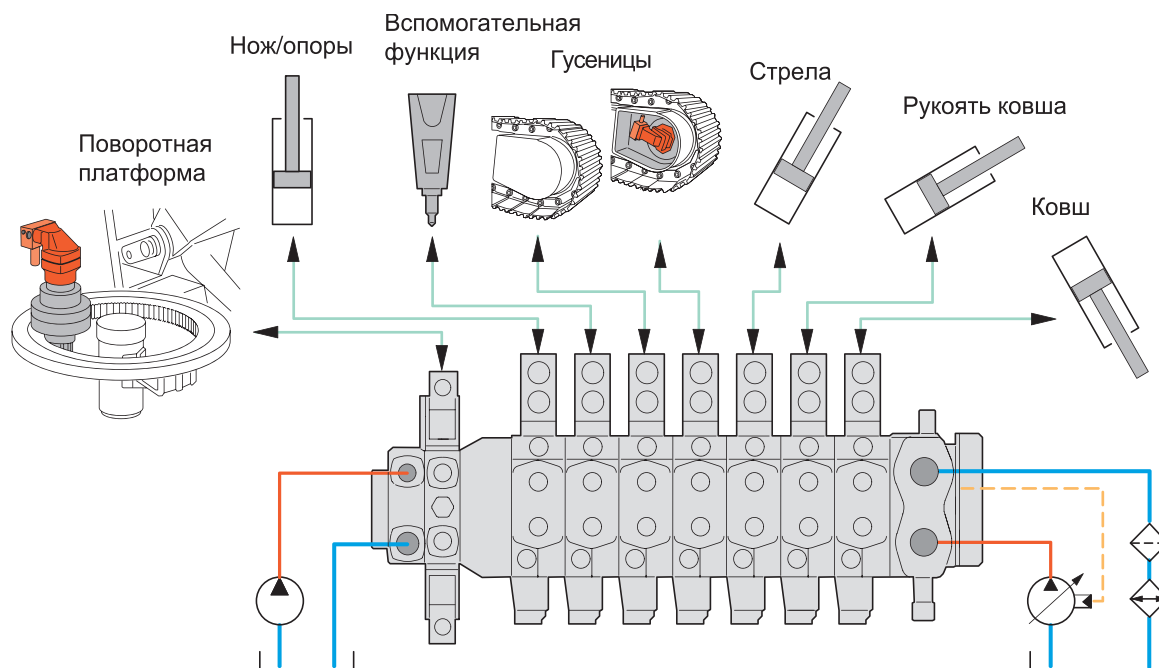


Рис. Экс-2 Система экскаватора, чувствительная к нагрузке

Область применения – Лесная промышленность

Многие годы использование лошадей, ослов, слонов и других животных было обычным способом вывоза брёвен из леса. За сравнительно короткий период времени лесозаготовка превратилась из полностью ручного в полностью индустриальный процесс. Такое развитие происходило, в основном, в последние 25 лет.

Вследствие климатических различий разных частей мира, существуют различные способы ухода за лесом. Время, необходимое на то, чтобы посаженное дерево полностью выросло до готовности к вырубке, варьируется от 6 до 100 и более лет.

В медленно растущих лесах, особенно в регионах с холодным климатом, перед валкой леса выполняется операция прореживания. Валка леса все больше становится усовершенствованным процессом и сегодня полностью механизирована.

Современная механизированная заготовка леса делится на два способа:

- хлыстовая заготовка
- заготовка сортиментов в лесу

Хлыстовая заготовка

Процесс заготовки начинается с валки и пакетирования деревьев. Гусеничная валочно-пакетирующая машина на шасси экскаватора (Рис. Лес-1), вероятно, является наиболее совершенной и производительной машиной для такой цели.

Гидросистема валочно-пакетирующей машины содержит регулируемые гидромоторы с встроенными планетарными редукторами для привода гусениц.

Верхняя часть имеет регулируемый гидромотор с встроенным планетарным редуктором для поворотной платформы и гидроцилиндров лебедки и рукояти, а также функций наклона и захвата.

Пильная головка (Рис. Лес-2) имеет непрерывно вращающийся диск с толщиной 50 мм (2") и диаметром до одного метра (40"), снабженный режущими зубьями. При максимальной частоте вращения, обычно от 1000 до

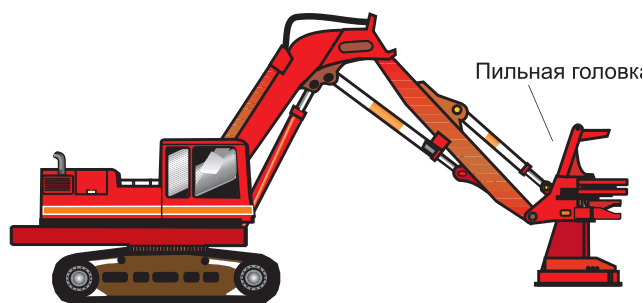


Рис. Лес-1 Гусеничная валочно-пакетирующая машина с дисковой пильной головкой

1300 мин⁻¹, инерция диска может мгновенно передавать мощность до 600 кВт (800 л.с.) на режущие зубья. Регулируемый гидромотор восстанавливает энергию в диске после того, как дерево спилено.

Пильная головка содержит рычаги захвата для удержания дерева после спиливания и рычаги накопителя для сбора нескольких деревьев малого диаметра.

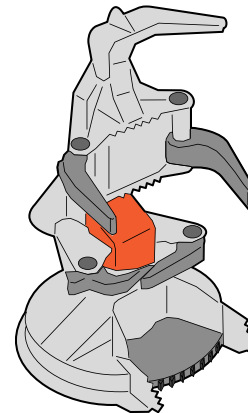


Рис. Лес-2 Дисковая пильная головка

На схеме типичной системы (Рис. Лес-3) показан специальный насос для гидромотора, приводящего в действие дисковую пилу, и нерегулируемый насос для цилиндров наклона и захвата.

Основной регулируемый насос питает приводы гусениц, устройства поворота и привода стрелы.

Двухпозиционные гидрораспределители, расположенные в отдельном гидроблоке, обеспечивают, например, малую скорость для приводов гусениц, когда гидромоторы удерживаются в положении максимального рабочего объема. Тормоз поворотной платформы также разблокируется с помощью клапана в этом гидроблоке.

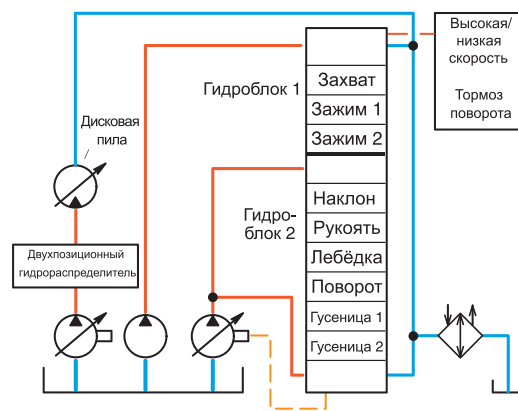


Рис. Лес-3 Упрощенная схема для валочно-пакетирующей машины с дисковой пильной головкой

Приложение В. Области применения

Трелевщик используется для транспортировки деревьев к краю дороги, где лесопогрузчик с сучкорезным агрегатом обрезает ветви. Если дерево предназначено для целлюлозы, лесопогрузчик (с пильной головкой) разрезает его на 4-метровые (13-футовые) брёвна.

Кроме того, лесопогрузчик используется для погрузки брёвен (Рис. Лес-4) на грузовик, который доставляет их на комбинат для дальнейшей переработки.



Рис. Лес-4 Лесопогрузчик (показан с грейфером)

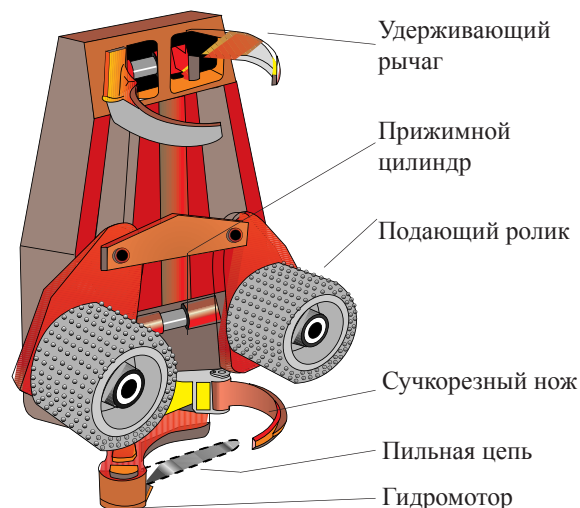


Рис. Лес-5 Валочная головка с пильной цепью

Заготовка сортиментов в лесу

Процесс лесозаготовки начинается лесозаготовительная машина, которая не только спиливает дерево у корня, но также обрезает сучья и разрезает ствол на брёвна необходимой длины.

На машине имеется валочная головка (Рис. Лес-5), выполняющая несколько шагов обработки. Головка имеет следующие гидравлические функциональные компоненты:

- рычаги, удерживающие дерево при спиливании у корня
- цилиндры, прижимающие подающие ролики к дереву
- подающие ролики, протягивающие дерево через головку
- сучкорезные ножи, обрезающие ветви
- пильная цепь с приводом от высокоскоростного гидромотора.

Когда дерево протягивается через головку, датчики измеряют диаметр и длину дерева. Информация передается в бортовой компьютер, который определяет места распила для оптимального использования дерева.

Валочная головка перевозится либо на специальной колёсной лесозаготовительной машине с краном, либо крепится на рукояти экскаватора; см. Рис. Лес-1.

Когда деревораспилено на брёвна, подборщик-сортиментовоз (Рис. Лес-6) доставляет их к краю дороги. Сортиментовоз, как правило, приводится в движение гидростатической трансмиссией (Рис. Лес-7), позволяющей оператору управлять независимо тягой и скоростью, сохраняя при этом полный контроль над машиной при маневрировании среди препятствий. С помощью двух джойстиков, с тремя пропорциональными функциями у каждого, оператор может управлять всеми шестью функциями машины.

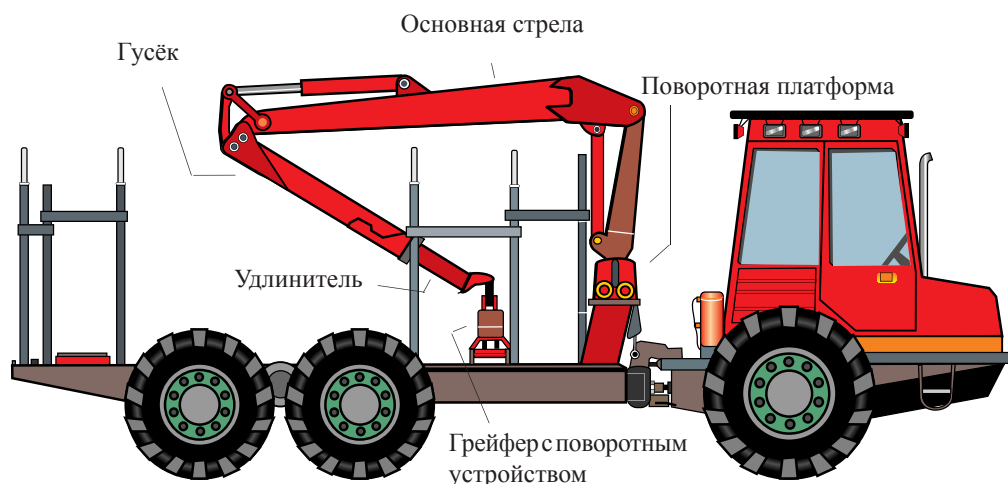


Рис. Лес-6 Подборщик-сортиментовоз

Другими гидравлическими функциональными компонентами являются:

- высшая или низшая передача
- шарнирно-сочлененная рама
- блокировка дифференциала
- управление приводом на все колеса
- отвал бульдозера
- «лестница» (закрепляющая груз)

Грузоподъемность типичного подборщика-сортировочного состава составляет от 8 до 15 тонн.

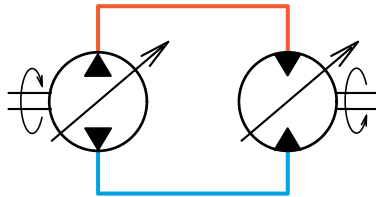


Рис. Лес-7 Упрощенная гидростатическая ходовая трансмиссия

Типичная гидросистема состоит из специальной гидростатической трансмиссии (Рис. Лес-7) с насосом и гидромотором. Основной насос, чувствительный к нагрузке, питает чувствительный к нагрузке гидрораспределитель с 7 секциями (Рис. Лес-8). Он также питает гидроблок с управляющими аппаратами для вспомогательных функций.

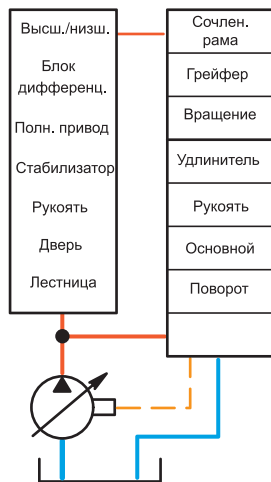


Рис. Лес-8 Функциональная схема типичного подборщика-сортировочного состава

Подборщик-сортировочный состав сваливает брёвна на край дороги. Затем грузовик с лесопогрузочным краном (Рис. Лес-9) подбирает брёвна и перевозит их на перерабатывающий комбинат. Грузовик обычно имеет нерегулируемый насос с наклонным блоком, установленный на коробке отбора мощности.



Опора

Рис. Лес-9 Грузовик с лесопогрузочным краном

6-золотниковый гидрораспределитель с открытым центром управляет следующими функциями шарнирно-сочлененного лесопогрузочного крана:

- поворотная платформа
- основная стрела
- гусёк
- удлинитель
- грейфер
- устройство вращения грейфера

Гидравлические опоры обеспечивают повышенную устойчивость при погрузке или разгрузке грузовика.

Область применения – Горные работы

За последние 50 лет бурение было усовершенствовано коренным образом благодаря механизации. Например, производительность бурения в скальной породе возросла с 10 м/час (30 фут/час) до 300 м/час (1000 фут/час) и более.

Общий термин «буровая установка» охватывает несколько типов машин, используемых в строительной отрасли для:

- надземных и подземных горных разработок
- карьерных работ
- проходки туннелей

Конкретная задача определяет выбор метода бурения и типа машины. По этой причине существует много способов классификации буровых установок в соответствии с:

- Задачей
- Используемым методом бурения
- Используемым методом удаления бурового шлама.

На Рис. Гор-1 показаны основные компоненты типичной буровой установки (здесь используется шнековый бур).

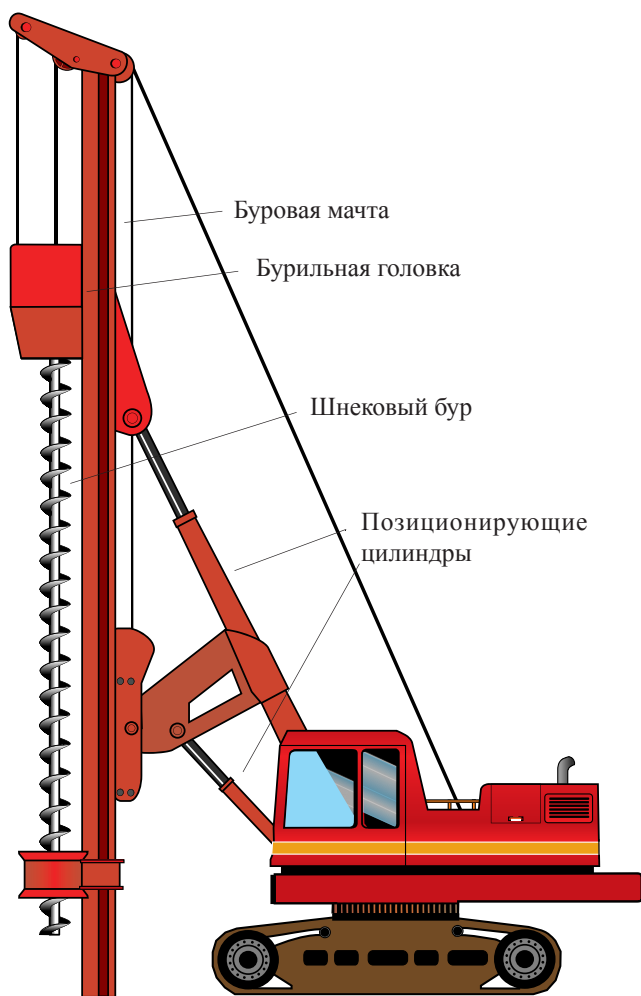


Рис. Гор-1 Буровая установка со шнековым буром

Строительные работы

В основном, буровые установки могут быть разделены на следующие четыре группы:

1. Ударное бурение — Ударное бурение является методом, в котором скважина формируется посредством ударов бурового инструмента. Грунтовая или скальная порода на конце инструмента при этом дробится; буровой шлам периодически удаляется.
2. Вращательно-ударное бурение — Вращательно-ударное бурение осуществляется поршнем, ударяющим непосредственно по головке бура (погружной бурильный молоток), или ударной энергией, передаваемой головке бура через буровую штангу. Поршень приводится в движение гидравлическим или пневматическим способом.
3. Вращательное бурение — Вращательное бурение является методом, в котором вращающий момент передается головке бура буровой штангой, к которой одновременно прикладывается усилие подачи через систему подачи буровой штанги. Грунтовая или скальная порода на дне скважины дробится (под действием качения) или срезается (под срезающим действием).

В процессе бурения буровая штанга вращается либо непрерывно, либо периодически. Буровой шлам удаляется промывочным раствором, подаваемым к головке бура внутри буровой штанги.

4. Бурение ям под сваи — Бурение ям под сваи обычно является методом вращательного бурения для создания скважины в грунте, которую либо заполняют бетоном, либо используют для установки готовой сваи.

Буровой инструмент для свайных ям может собирать буровой шлам внутри своего корпуса. Периодически инструмент поднимается из скважины с помощью механизма подачи, и буровой шлам выгружается в стороне от скважины после поворота буровой установки с помощью поворотной платформы.

Вместо описанного выше метода может быть использован непрерывный перемещающий шнек (Рис. Гор-1) или чисто вращательный метод бурения.

Сегодня большинство машин имеют очень развитую конструкцию и используют много гидравлической мощности для своих разнообразных функций.

Основные функции

Основными функциями буровой установки являются:

- вращение головки бура
- ударное действие (если применимо)
- подача.

Рабочие характеристики компонентов, выполняющих эти функции, определяют производительность бурения. Быстрое и точное позиционирование головки бура является еще одной важной функцией, способствующей повышению эффективности машины.

Блок-схема на рисунке Гор-2 является примером гидравлических функций большой буровой установки для бурения грунта. Установка может использоваться для фундаментных работ, бурения водозаборных скважин или природоохранных целей.

Управляющие гидроаппараты для отдельных функций буровой установки сгруппированы в три гидроблока по следующим основным причинам:

- некоторые функциональные компоненты слишком удалены друг от друга
- выгодно иметь гидроблок как можно ближе
- трудно совместить несколько секций вследствие конструкционных ограничений основного гидроаппарата.

Описание функций

Отдельные распределители в гидроблоках могут управляться дистанционно из кабины машины или с рабочей станции посредством либо гидравлического, либо электрогидравлического управления с пилотом. Сегодня на рынке появляется всё больше буровых установок с развитым электронным управлением для автоматической работы, в особенности, в горнодобывающей и туннелепроходческой отраслях.

Секции гидроаппаратов подсоединяются к различным функциональным компонентам и управляют расходом и давлением, очень часто с помощью системы, чувствительной к нагрузке. Гусеницы перемещают буровую установку с одного места на другое. Для гусениц и лебёдок необходимо много мощности, но они не используются одновременно, и поэтому эти функции обычно расположены в одном и том же гидроблоке.

Основные и вспомогательные лебёдки используются в основном для перемещения штанги и инструмента.

Вращение и подача инструмента являются наиболее важными функциями буровой установки. Вращающий момент большой буровой установки (Рис. Гор-1) может достигать 250 000 Нм (185 000 фунто-футов) и более. Рабочая частота вращения бурового инструмента при бурении грунта составляет от 5 до 10 мин⁻¹ для шнекового бура (как показано на рисунке).

При заполнении шнекового бура его необходимо разгрузить. Шнековый бур поднимается из скважины посредством системы подачи и отводится в сторону с помощью поворотной платформы. Для выгрузки накопленного шлама выполняется вращение в обратную сторону на повышенной скорости. Вся процедура повторяется до тех пор, пока не будет достигнута необходимая глубина скважины.

Усилие подачи инструмента обеспечивается подводом давления к цилиндру или гидромотору подачи в зависимости от того, что используется. Заданное усилие подачи, возможно, будет необходимо уменьшить в ходе операции бурения для компенсации увеличивающегося веса келли-штанги, буровой штанги или буровой трубы.

Для таких буровых операций, как геологическое бурение, вес очень длинной буровой штанги может потребовать обратного усилия цилиндра подачи в вытягивающем направлении, чтобы предотвратить чрезмерное давление бурения.

Позиционирующие цилиндры удерживают буровую мачту. Для позиционирования и вспомогательных функций выбирается гидроблок низкого расхода, так как функции бурения и позиционирования не включаются одновременно.

Функция поворота должна выполняться плавно и точно. Специальный гидроблок, установленный непосредственно на отверстия гидромотора, обеспечивает постепенное и плавное ускорение и замедление.

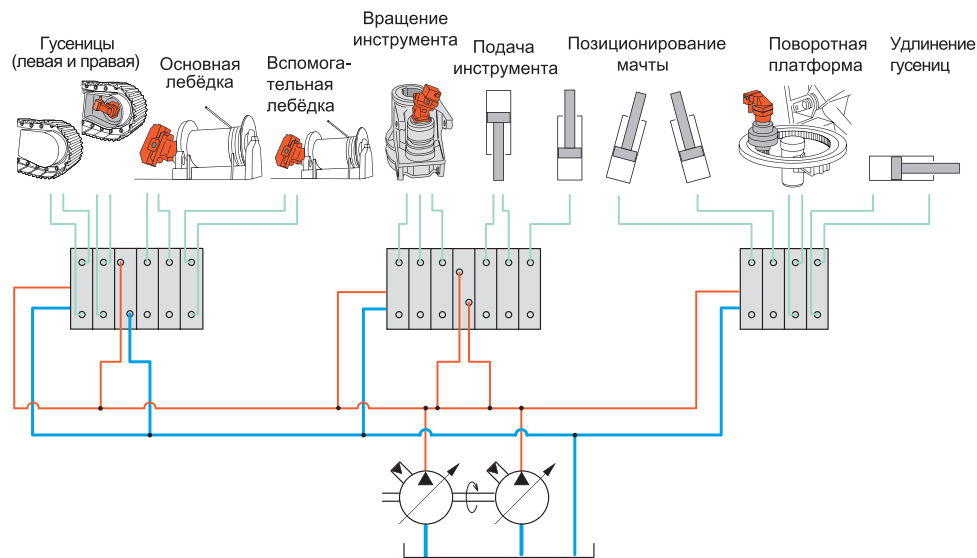


Рис. Гор-2 Гидравлические функции буровой установки

Область применения – Мусоровоз

Погрузчик в задней части кузова

Погрузчик в задней части кузова обычно используют для загрузки бытовых отходов. В загрузке участвуют от одного до четырех человек.

Все больше машин оборудуется контейнероподъемниками (Рис. Мус-1).



Рис. Мус-1 Погрузчик в задней части кузова

В настоящее время, машины работают более одной смены в сутки, что предъявляет повышенные требования к износостойкости и экономичности.

Отраслевым стандартом для задних погрузчиков сегодня стала автоматическая трансмиссия. Поэтому гидросистема должна справляться с «конфликтом моментов» при выборе передачи на низкой частоте вращения двигателя с одновременным запуском цикла прессования. За редкими исключениями, эти машины создаются на серийных шасси.

Задний погрузчик классифицируется Европейским Сообществом (ЕС) как «опасная машина» и подлежит (в Европе) сертификации в отношении безопасности.

Задний погрузчик с открытым входом имеет четыре функции:

- зачистка загрузочного бункера (Рис. Мус-2)
- прессование
- разгрузка отходов
- открытие и закрытие двери бункера

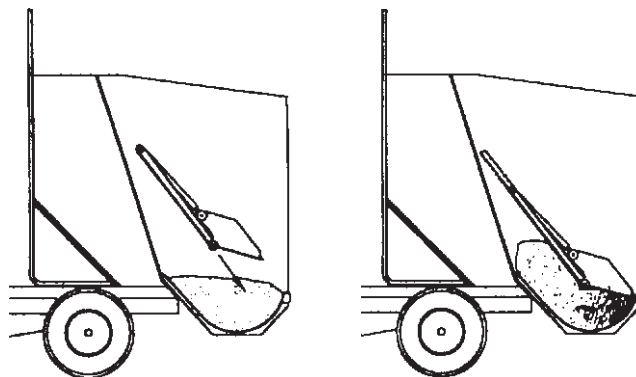


Рис. Мус-2 Прессовочный нож готов к зачистке (слева); зачистка бункера (справа)

Прессование

Мусор сваливается в задний отсек, обычно называемый загрузочным бункером. При его заполнении оператор запускает последовательность прессования, воздействуя на переключатель или рукоятку (Рис. Мус-3).

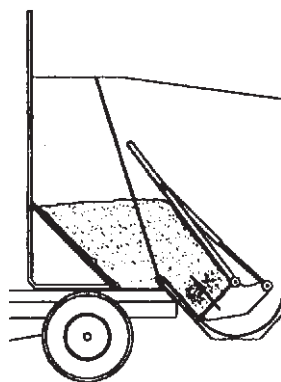


Рис. Мус-3 Прессование

(Если задний погрузчик с открытым входом, т.е. без контейнероподъемника, переключатель должен удерживаться во включенном положении, пока зачистной нож не пройдет мимо края бункера).

После того, как механизм зачистки закончит свой ход, начинается выполнение функции прессования со сжатием мусора в направлении барьера-выталкивателя.

Когда достигается достаточное давление, барьер-выталкиватель подаётся вперед. Это наиболее критичная функция процесса, так как:

- подача выполняется к телескопическому цилиндру с переменными площадью и углом
- вес и трение мусора являются переменными
- тип мусора является переменным и в дополнение к этому задний мост уже значительно нагружен.

Типичная степень уплотнения составляет от 1:5 до 1:7.

Выгрузка

После заполнения мусоровоз с задним погрузчиком переезжает на свалку для выгрузки мусора.

Весь кузов при этом поднимается, и барьер-выталкиватель перемещается назад, выталкивая мусор из контейнера.

Гидросистема

Может быть использован однопоточный или двухпоточный нерегулируемый насос с приводом от коробки отбора мощности или от коленчатого вала двигателя (Рис. Мус-4).

При наличии контейнероподъемника, он имеет свой отдельный насос. Также, в зависимости от размеров подъемника, может использоваться общий насос с полным приоритетом подъемной функции.

Гидрораспределители могут располагаться в одном или двух гидроблоках. При этом первый гидроблок монтируется впереди кузова и содержит функции барьера-выталкивателя и подъема бункера, а второй — монтируется сзади сверху бункера и содержит функции зачистки и прессования. Контур прессования имеет встроенную регенерационную функцию для уменьшения времени цикла.

Постоянно возрастающие природоохранные требования будут, в конечном итоге, предусматривать наличие

регулируемых насосов (Рис. Мус-5) для снижения уровня шума, расхода топлива и оборотов двигателя. Это также улучшает управляемость машиной, в свою очередь, увеличивая производительность. Те же самые природоохранные требования также касаются защиты от утечки нефтепродуктов и использования биологически разлагающихся гидравлических жидкостей.

Система управления

На мусоровоз с задним погрузчиком распространяется целый ряд нормативов безопасности, но от него также требуется большая производительность.

Кроме того, цикл автоматизирован до высокой степени. Это способствует внедрению на машине электронной системы управления (Рис. Мус-5), которая также облегчает оператору парка машин отслеживание эксплуатационных затрат.

Ввиду высокой производительности таких машин следует серьезно подходить к их техническому обслуживанию, отслеживанию и быстрому устранению неисправностей.

Гидравлические функции

Ниже более подробно описываются основные особенности и гидравлические компоненты различных функций мусоровоза с задним погрузчиком и представлены соответствующие гидравлические схемы.

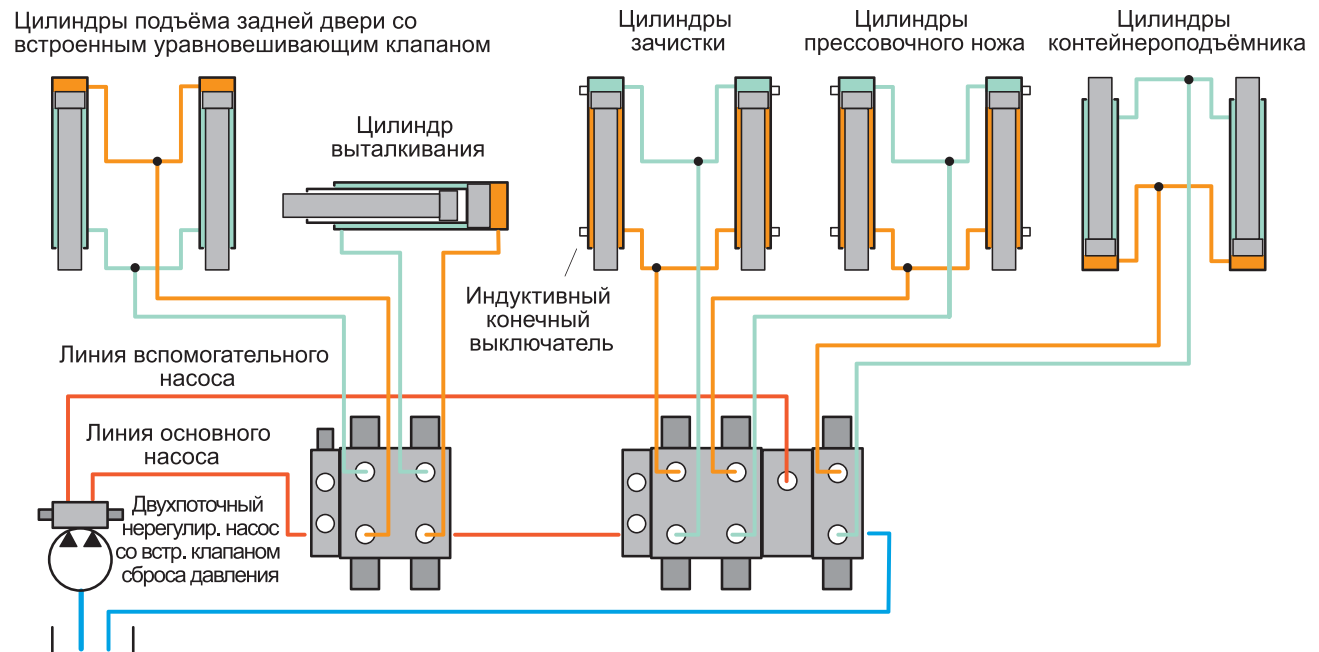


Рис. Мус-4 Гидросистема мусоровоза с задним погрузчиком, двухпоточным насосом и гидрораспределителями с открытым центром

Функция двери бункера

- гидрораспределитель со специальным золотником, адаптированный к работе с внешними уравновешивающими клапанами
- управляемое закрытие двери бункера посредством встроенной функции управления расходом в золотнике (норматив ЕС) (Рис. Мус-6)
- плавное открытие двери (меньше механическое напряжение)
- максимальное давление уменьшается при закрытии для исключения повреждения резинового уплотнения
- утечка в золотнике компенсируется для исключения непредвиденного движения двери бункера при работе прессующего механизма

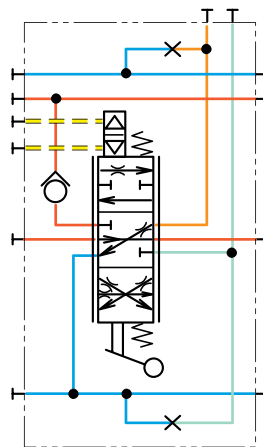


Рис. Мус-6 Контур двери бункера

Функция выталкивания

- управляемое перемещение барьера выталкивателя с помощью встроенного пропорционального клапана последовательности (Рис. Мус-7)
- лёгкий доступ и герметизация для технического обслуживания и ремонта
- предохранительный клапан вспомогательной линии с «горизонтальной» характеристикой для исключения изгиба телескопического цилиндра при выталкивании
- предохранительный клапан рабочей линии с чрезвычайно точно определенными характеристиками открытия и закрытия для исключения медленных произвольных движений на первой фазе прессования (когда активна небольшая площадь цилиндра выталкивателя).

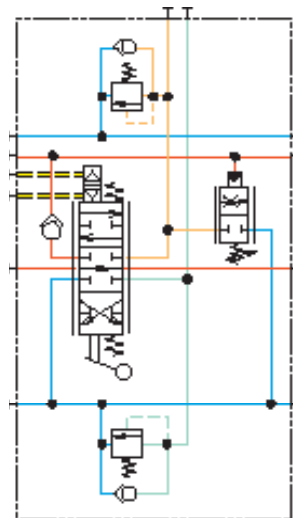


Рис. Мус-7 Контур выталкивания

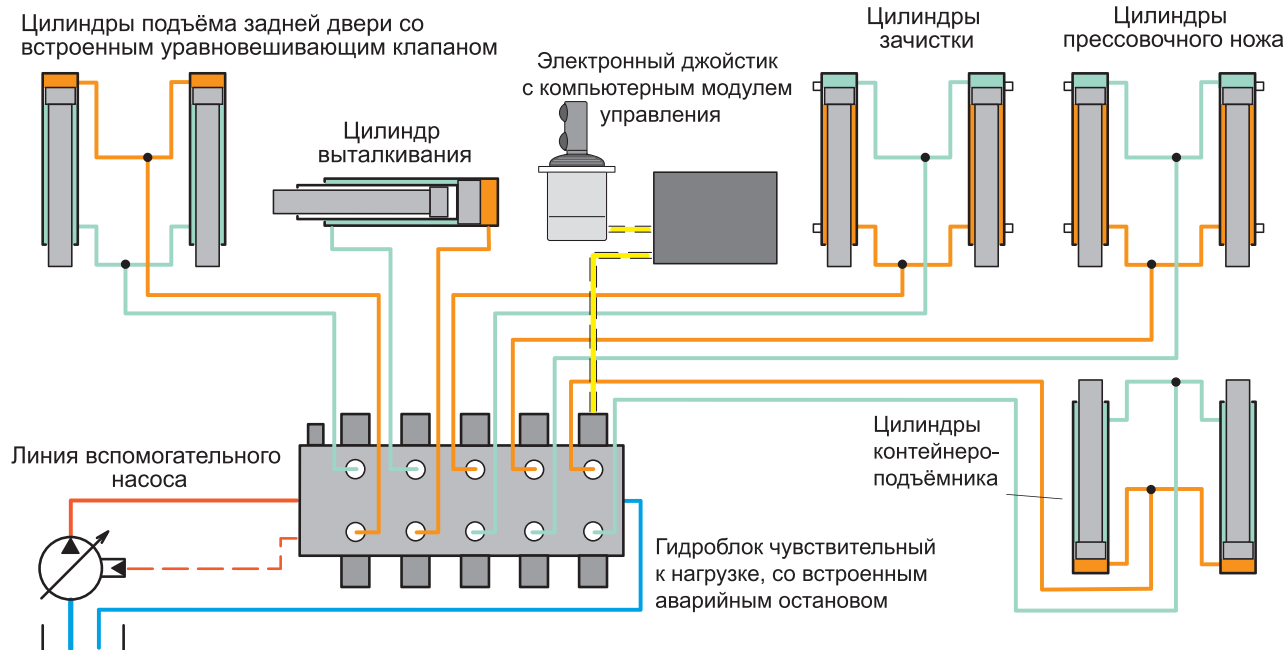


Рис. Мус-5 Гидросистема мусоровоза с регулируемым насосом, гидроблоком, чувствительным к нагрузке, и электронным управлением

Функция зачистки

- Золотник двойного действия, оптимизированный для управления большим обратным потоком при обратном ходе
- предохранительный клапан рабочей линии с чрезвычайно точно определенными характеристиками открытия и закрытия обеспечивает управляемый возврат
- встроенное реле давления с заданным значением срабатывания в отверстии «зачистка плюс» (Рис. Мус-8)

Функция прессования

- Регенерационный золотник, управляющий плитой прессования, обеспечивает высокую скорость сжатия (Рис. Мус-9)
- встроенное реле давления с заданным значением срабатывания в отверстии «прессование минус»
- разгружаемое нейтральное положение штоковой полости гидроцилиндра для исключения паразитных сигналов на реле давления
- предохранительный клапан рабочей линии, позволяющий цилиндрам прессования втягиваться, если цилиндры зачистки упрутся в слишком большое препятствие в первой части хода зачистки.

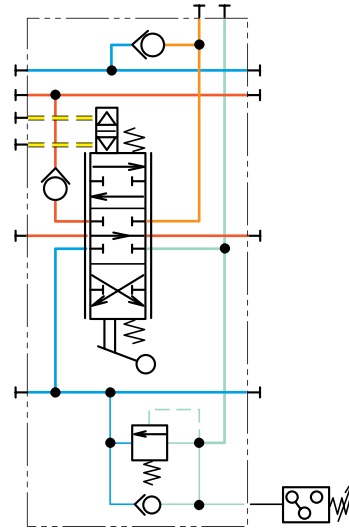


Рис. Мус-9 Контур прессования

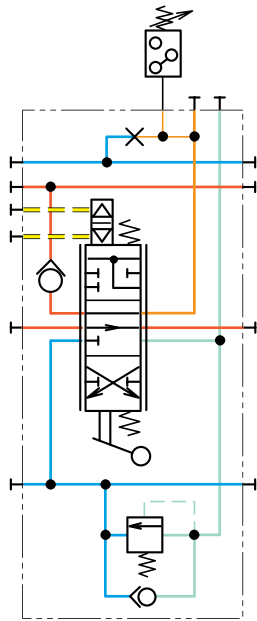


Рис. Мус-8 Контур зачистки

Область применения – Кран на грузовом автомобиле

Краны-самопогрузчики используются для погрузки и разгрузки своего груза. Они обычно устанавливаются на серийно выпускаемом шасси (Рис. Кран-1).

Краны малых размеров управляются вручную с любой стороны грузовика. Для более крупных кранов могут использоваться системы дистанционного радиоправления. Все краны с подъёмным параметром 4 тм (тонна-метр) и более оборудуются системой сигнализации о перегрузке и аварийным остановом.



Рис. Кран-1 Грузовик с грузовым краном и основные гидравлические компоненты

Функции

Обычно используется система с открытым контуром и постоянным расходом (ППО -), но всё больше производителей заменяют её чувствительной к нагрузке системой (LS -) с радиоправлением. Расход составляет 30–200 л/мин (8–50 гал/мин), а рабочее давление от 210 до 350 бар (3000-5000 psi) (Рис. Кран-2).

Кран

У крана обычно имеется от 4 до 9 функций, в зависимости от типа. Гидроаппараты должны быть сконструированы так, чтобы функции золотника отвечали требованиям нормативов.

Поворот

В небольших кранах поворот осуществляется с помощью цилиндра; в более крупных кранах используются гидромоторы.

Вследствие переменной потребности во вращающем моменте, а также большой разницы между пусковым и рабочим моментами, неравномерность функции поворота ощущается оператором и приводит к дискомфортным рабочим условиям, поэтому важно иметь плавно функционирующий орган управления давлением (так называемую обратную связь по усилию). Также важна соответствующая компенсация давления, чтобы исключить взаимодействие с другими функциями.



Рис. Кран-2 Грузовой кран с некоторыми компонентами управления

Основная стрела

Для основной стрелы необходимо хорошее управление давлением. (При наличии чувствительности к нагрузке обратная связь по усилию необходима только при подъёме)

Некоторые производители кранов оборудуют основную стрелу тормозом опускания, обеспечивающим скорость опускания одинаковую со скоростью подъёма, независимо от давления нагрузки.

Вторая стрела

Вторую стрелу иногда называют балкой-рукоятью. Обычно для неё предъявляются те же требования к управлению, как и для основной стрелы, но без обратной связи по усилию.

В некоторых установках, согласно нормативам, золотник управляющего гидрораспределителя должен работать в противоположном направлении по сравнению с основной стрелой.

Телескопический механизм

В телескопическом механизме иногда используется регенерационная функция управления для снижения требований к подаче насоса. Тем не менее, предварительным условием является работа телескопического механизма при пониженном давлении.

Лебёдка

Для гидромоторов лебёдок, как правило, требуется пусковой расход с регулируемым давлением вследствие большой внутренней утечки.

Опоры

Функции опор не настолько критичны, как предыдущие функции.

Специальные функции

Аварийный останов

В Европе кран должен иметь оборудование аварийного останова в соответствии со стандартом EN 418. В режиме аварийного останова питание насоса должно отключаться, и останавливаться все опасные перемещения без создания любых дополнительных опасностей.

Уравновешивающий клапан

При выборе золотника гидрораспределителя необходимо учитывать несколько факторов, связанных с уравновешивающим клапаном (клапаном удержания нагрузки).

Сегодня на рынке имеется целый ряд различных уравновешивающих клапанов. Необходимо определить, зависит ли клапан от противодействия, и не имеет ли он отдельного предохранительного клапана.

Отдельный предохранительный клапан всегда предпочтительнее, так как он имеет лучшую расходную характеристику. Вследствие высокого гистерезиса уравновешивающего клапана функция внутреннего предохранительного клапана должна устанавливаться на 30% выше максимально допустимой нагрузки.

Если уравновешивающий клапан имеет внутренний предохранительный клапан и зависит от противодействия, должен быть выбран золотник типа D с длинными дросселирующими канавками или золотник M для исключения пиков давления, вызывающих повреждения. Наилучшее функционирование достигается при выборе для уравновешивающего клапана минимально возможного соотношения площадей.

Дросселирующие канавки

В золотнике гидрораспределителя имеются дросселирующие канавки разных размеров. Сравнительно длинные канавки используются при установке гидрораспределителя в систему с открытым контуром и постоянным расходом (ППО).

В системах, чувствительных к нагрузке (LS), и с закрытым контуром с постоянным давлением (ПД), в которых золотник управляет расходом, а не давлением, дросселирующие канавки могут стабилизировать функционирование при колебаниях.

Снижение скорости

Внутренняя функция ограничения скорости, присущая некоторым конструкциям гидроаппаратов, ограничивает расход жидкости, поступающей к определённому потребителю, до выбранного максимального значения.

Ограничительная функция не влияет на подачу насоса (при работе потребителей); она только снижает выходной расход к исполнительному механизму.

Защита от перегрузки

Согласно нормативам ЕС, все краны грузоподъёмностью четыре метрические тонны и более должны оборудоваться системой защиты от перегрузки.

В прошлом эта система была полностью гидравлической, и в ней клапан последовательности соединялся с основной стрелой, измеряя давление нагрузки (Рис. Кран-3). Когда давление достигало выбранного уровня, клапан последовательности посылал сигнал на POL-управление гидрораспределителя.

Этот орган управления толкал золотник обратно в центральное (нейтральное) положение, исключая перемещение, которое в ином случае увеличивало бы грузовой момент крана до небезопасного уровня.

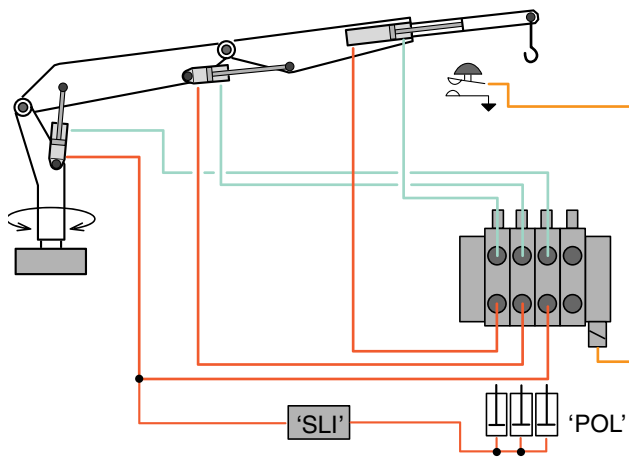
В настоящее время в кранах расширяется использование электронного оборудования управления, включая устройство защиты от перегрузки (Рис. Кран-3).

Приложение В. Области применения

Клапан последовательности заменяется датчиком давления, который вместе с индикатором положения золотника и небольшим компьютером определяет наличие перегрузки, после чего активируется функция (или функции) аварийного останова.

Недостатком такой системы может быть остановка всех функций при обнаружении ситуации перегрузки.

В некоторых гидроприводах используется внутренняя логическая система. Сигнал давления нагрузки проходит через отдельные картриджные электромагнитные распределители на те функциональные компоненты, которые могут вызывать перегрузку. При снятии питания с любого из электромагнитных распределителей сигнал нагрузки отключается.



Амортизирующий клапан

Важно помнить, что следует устанавливать отдельные амортизирующие клапаны, если клапан противодействия является зависимым от обратного давления.

Выбор и установка гидрораспределителя

- Выберите гидрораспределитель, обеспечивающий наилучший компромисс между маневренностью и энергетическим КПД.
- Определите место установки гидрораспределителя на машине и оптимальный вариант конфигурации рычагов управления по желанию оператора.
- При наличии клапана противодействия в контуре должны быть выполнены определённые требования к распределителю.
- Определите, будет ли распределитель управляться оператором из одного или двух мест.

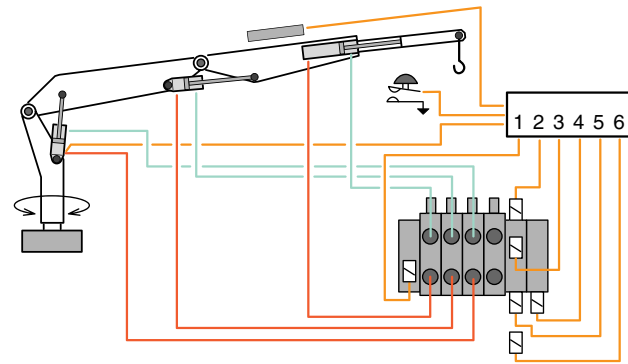


Рис. Кран-3 Полностью гидравлическая система защиты от перегрузки (слева); электронная система защиты от перегрузки (справа)

Область применения – Колёсный погрузчик

Колёсные погрузчики широко используются во всем мире. Общее количество машин, вероятно, превышает 700 000. Колёсные погрузчики можно разделить на три группы.

- компактные (мощность менее 50 кВт/65 л.с.)
- средних размеров (от 50 до 110 кВт/от 65 до 150 л.с.)
- большие (мощность более 110 кВт/150 л.с.)

Компактные погрузчики

В основном, компактные погрузчики (Рис. Погр-1) – это машины, используемые для коммунальных целей. Они очень распространены, например, в средней и южной Европе. Рынок Германии является крупнейшим потребителем машин такого размера с непрерывно растущим объёмом сбыта.

Малые погрузчики с мощностью до 50 кВт (65 л.с.) можно найти в пунктах проката, коммунальных службах и сельском хозяйстве. Цена и надёжность более важны, чем КПД, потребление топлива и эргономика.

Адаптивность является важной функциональной особенностью этих универсальных машин, выпускаемых с самой различной оснасткой, такой как вилчатый подъёмник и т.д.

Компактный погрузчик оборудуется, в основном, гидростатической трансмиссией, устанавливаемой на жёсткой или шарнирно-сочлененной раме. Большинство гидрораспределителей управляется вручную через тяги. Поток из нерегулируемого насоса часто объединён с

рулевым управлением, имеющим полный приоритет (Рис. Погр-2). В гидростатической функции используется простое механическое или гидравлическое автомобильное управление.

Погрузчики средних размеров

Средний погрузчик имеет мощность двигателя от 50 до 110 кВт (от 65 до 150 л.с.). Он обычно используется как универсальная машина и выпускается с самыми различными комплектами оснастки. Средний погрузчик часто используется как машина обслуживания и самоходное шасси. Он имеет достаточную грузоподъёмность для работы погрузчиком продукции и короткий рабочий цикл.



Рис. Погр-1 Компактный погрузчик

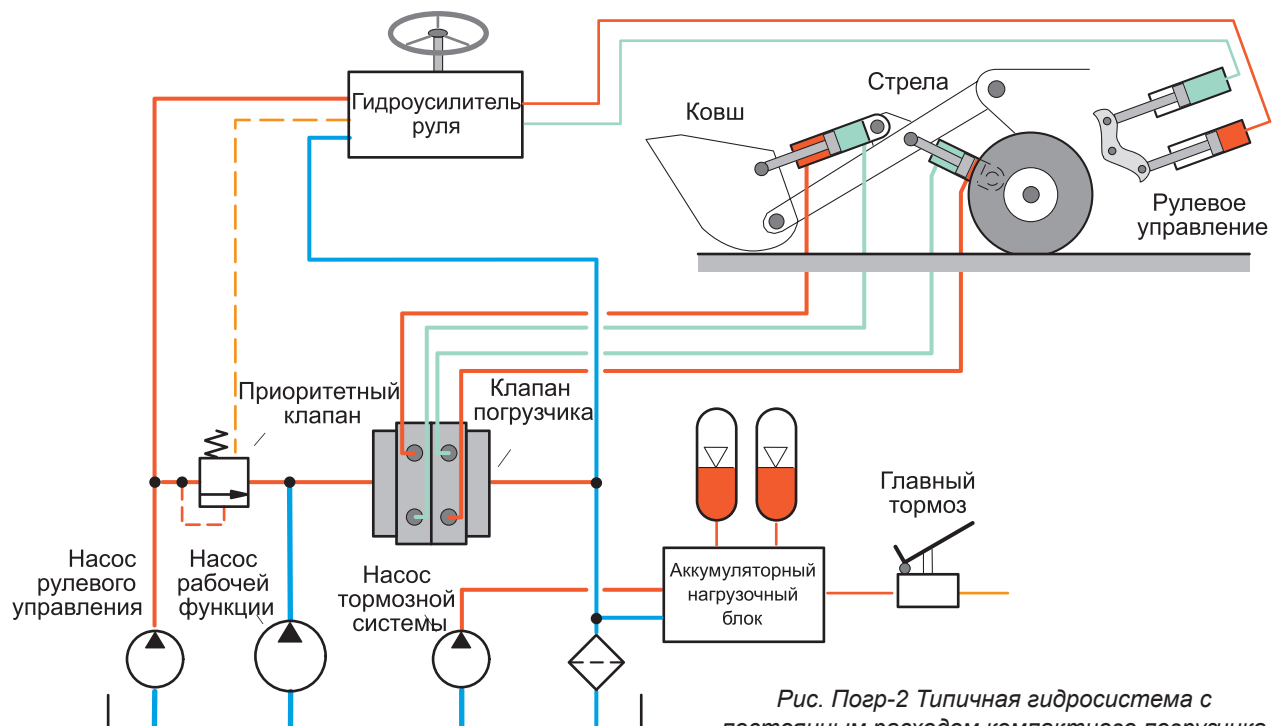


Рис. Погр-2 Типичная гидросистема с постоянным расходом компактного погрузчика

Приложение В. Области применения

Одна половина машин оборудуется гидродинамической трансмиссией, а другая — гидростатической. Система управления является более развитой по сравнению с малыми машинами, а кабина имеет эргономический дизайн с целью повышения производительности и комфорта.

Регулируемый насос питает чувствительную к нагрузке систему (LS) (Рис. Погр-3) для навесного оборудования и рулевого управления. Большинство машин имеет рулевое управление LS-типа для снижения шума в кабине, уменьшения потерь мощности и обеспечения лучшего рабочего управления.

В большинстве случаев, в гидрораспределителях используется гидравлическое сервоуправление с электромагнитными фиксаторами для полуавтоматических функций. Гидрораспределители дистанционного управления с линейной характеристикой широко используются совместно с расположенными в кабине управляющими джойстиком.

Большие погрузчики

Погрузчики с мощностью более 110 кВт (150 л.с.) используются в качестве специализированных погрузчиков. Они, в основном, оборудуются гидродинамической трансмиссией, устанавливаемой в шарнирно-сочлененной раме, а управляющие распределители имеют гидравлический сервопривод. Погрузчик стандартных размеров (Рис. Погр-4) чаще всего используется в качестве производственной машины в карьерах, открытых горных разработках, на стройплощадках и в различных областях промышленного применения.

Для производственной машины важными аспектами являются экономия топлива, эргономика и, конечно, надёжность. Низкие эксплуатационные расходы и высокая производительность более важны по сравнению с требованиями, предъявляемыми к малым и средним машинам.

Функция стрелы

Стрела обычно оборудуется двумя цилиндрами двойного действия с функцией подъёма со стороны поршня (положительное перемещение). Для стрелы не требуется сложных измерительных устройств, так как скорость подъёма часто регулируется частотой вращения двигателя. Тем не менее, очень существенным является транспортировка и удержание тяжёлых грузов при опускании. Плавающее положение в функции опускания стрелы является очень распространённым и часто обеспечивается четвертой позицией гидрораспределителя.



Рис. Погр-4 Большой погрузчик

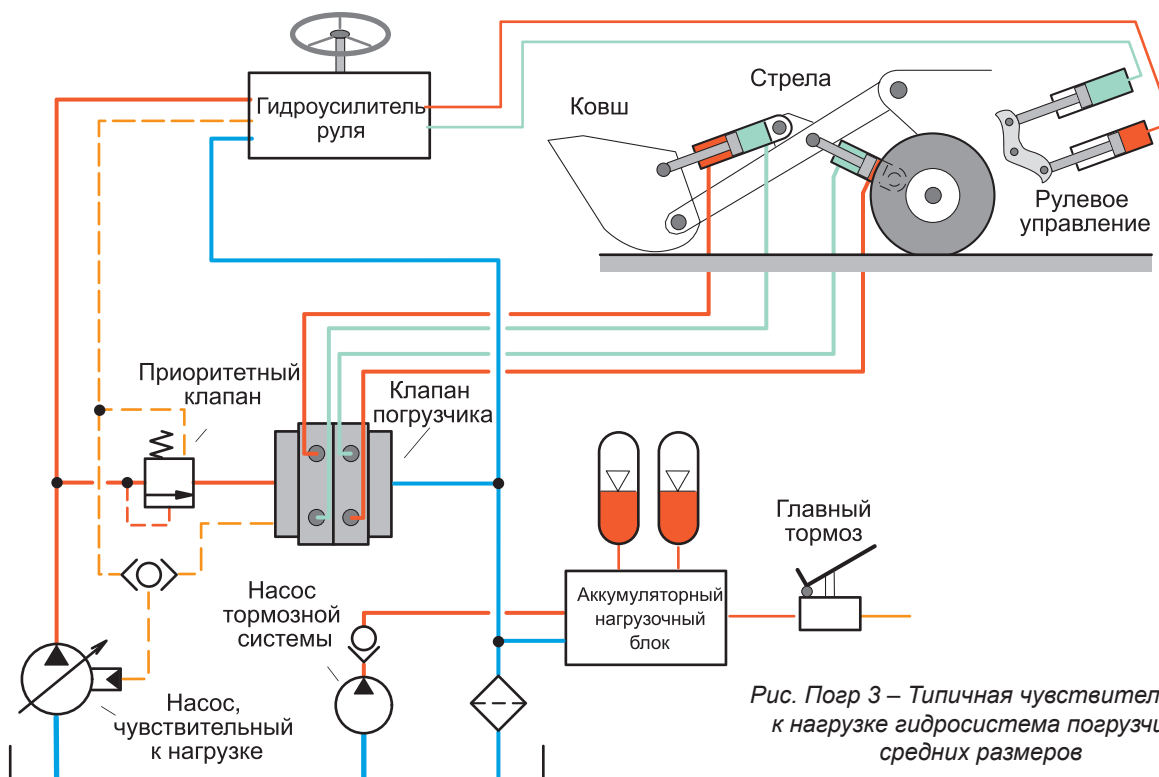


Рис. Погр 3 – Типичная чувствительная к нагрузке гидросистема погрузчика средних размеров

Подвеска стрелы

Эта функция общепотребительна на больших погрузчиках. Она повышает комфорт оператора и рабочую маневренность а также снижает усталостный износ машины. Со стороны поршня подъёмных цилиндров устанавливается аккумулятор, а штоковая полость соединяется с баком.

Ковш

Функцию наклона ковша, реализующую его параллельный подъём, обеспечивают один или два цилиндра, соединенных с системой тяг.

При компоновке системы тяг применяются различные подходы, но все они являются компромиссом в достижении оптимального функционирования. Наиболее распространённой является система тяг в форме Z; другими системами являются Тр-механизм и параллельная система тяг.

Вспомогательные функции

Колёсные погрузчики, в основном, оборудуются третьим гидроблоком для вспомогательных инструментов, фиксаторов ковша и других функций. Распространённой является такая оснастка, как вращающаяся щетка и роторный снегоочиститель.

Система управляющих гидрораспределителей

Наиболее часто используется гидрораспределитель с открытым центром и постоянным расходом, питающийся от нерегулируемого насоса. На малых погрузчиках до 60 кВт (80 л.с.) используются шестерённые насосы; на больших – пластинчатые.

Большие машины оборудуются распределителями с сервоприводом от гидравлических джойстиков или рычагов с линейной характеристикой. Гидравлическое сервоуправление является надёжным, требует небольших усилий и может быть легко оборудовано электромагнитными фиксаторами для полуавтоматической работы. Рычаги и джойстики с линейной характеристикой охватывают около 50% рынка.

Меньшие погрузчики имеют прямое управление, ручные рычаги, и большинство типов джойстиков устанавливается непосредственно на гидроаппарате.

Рулевое управление

Шарнирно-сочленённые колёсные погрузчики оборудуются рулевым колесом и чаще всего гидроусилителем руля (Орбитрол).

На больших машинах с высокими требованиями к расходу, система рулевого управления также оборудуется гидроусилителем руля. Система питается от отдельного насоса или имеет первый приоритет от общего насоса. Самые большие машины с мощностью выше 60 кВт (80 л.с.) имеют регулируемые насосы и рулевые агрегаты, чувствительные к нагрузке.

Гидродинамическая трансмиссия

Большие погрузчики с мощностью выше 75 кВт (100 л.с.) во многих случаях оборудуются гидродинамическими трансмиссиями и автоматическими коробками передач там, где важными характеристиками являются малая стоимость, простота и высокая функциональная надёжность. Такая трансмиссия также обеспечивает очень хорошее управление тягой, и имеет высокий энергетический КПД на больших скоростях.

Гидростатическая трансмиссия

Большинство малых и средних погрузчиков оборудуются гидростатической трансмиссией и гидравлической системой управления приводом автомобильного типа. Гидростатическая трансмиссия имеет ряд преимуществ, таких как функция Spin-Steer и энергоэкономичное противостопорное управление. Кроме того, она исключает необходимость системы сцепление/тормоз.

Приложение С

Выбор фильтра для гидравлической жидкости

Смазка и износ

Создаваемое в гидросистемах давление может быть очень высоким. В системах смазки некоторых газовых компрессоров давление может достигать 4000 бар (60 000 psi). В гидросистемах мобильных машин обычным является рабочее давление 350 бар (5000 psi).

Такое давление требует прецизионной механической обработки для создания как можно меньшего зазора между движущимися частями компонентов системы.

Например (Рис. С-1), в одном из типов распределителя дозирования смазки используется золотник и отверстие, пригнанные друг к другу с технологическим допуском $\pm 0,005$ мм (5 мкм), что соответствует $\pm 0,0002$ " (двум десятиousandным дюйма). В электрогидравлических устройствах зазоры могут быть меньше трёх микрометров, или 117 миллионных дюйма (Таблица С-1).

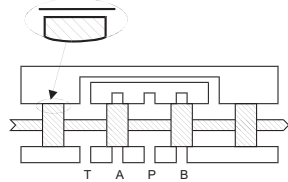


Рис. С-1 Гидравлические компоненты имеют очень малые зазоры

Таблица С-1 Зазоры типичных компонентов	
Компонент	мкм
Подшипники скольжения (пластинчатый насос)	0,5
Конец пластины (регулирующий клапан)	0,5
Подшипники качения	0,1 - 1
Гидростатические подшипники	1 - 25
Редукторы	0,1 - 1
Шестерённые насосы (конец зуба и корпус)	0,5 - 5
Пластинчатые насосы (конец пластины)	0,5 - 1
Поршневые насосы (поршень и ротор)	5 - 40
Сервоклапаны (золотник и гильза)	1 - 4

В идеале, плёнка смазки имеет достаточную толщину, чтобы полностью заполнить зазор между движущимися частями и всегда поддерживать их разделение. Это состояние известно как «гидродинамическая смазка» или

«смазка полной жидкостной плёнкой» и обеспечивает очень малый износ. Толщина плёнки зависит от вязкости жидкости, приложенной нагрузки и относительной скорости двух поверхностей.

Во многих гидравлических и смазочных системах механические нагрузки (давление) очень высоки и раздавливают смазку до очень тонкой плёнки, толщиной менее одного мкм. Это упругогидродинамическая (EHD - elastohydrodynamic), или тонкоплёночная, смазка. Если нагрузки становятся очень высокими, плёнка будет прокалываться выступами шероховатости поверхности двух движущихся частей (Рис. С-2). Это называется «граничной смазкой».

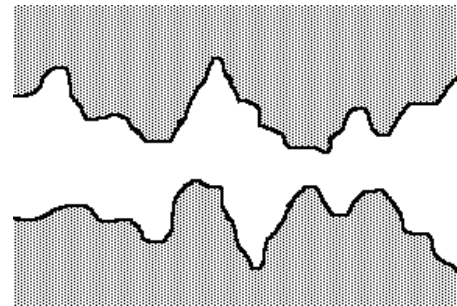


Рис. С-2 Если нагрузки становятся очень высокими, плёнка будет прокалываться выступами шероховатости поверхности двух движущихся частей.

Многие гидросистемы работают, по крайней мере, часть времени с граничной смазкой. Именно в течение граничной смазки выступы шероховатости поверхности двух движущихся частей соприкасаются и могут отрываться от основного материала. Эти частицы распространяются по всей системе жидкостной смазки, если их не удалять с помощью фильтрации.

Эффекты вызываемого частицами износа и взаимодействия

Как ранее описывалось, частицы в жидкости могут вызывать дополнительный износ. Они также могут поступать в жидкость из самых различных источников (Рис. С-3). Эти частицы могут взаимодействовать с движущимися частями посредством двухтельного или трехтельного механизма износа.

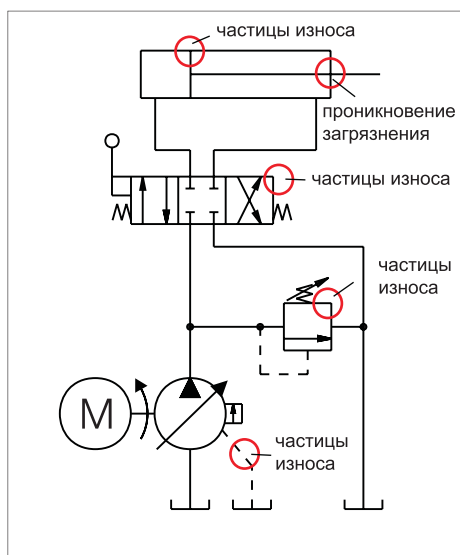


Рис. С-3 Некоторые источники загрязнений в гидросистеме

Например, если частица имеет размеры, сравнимые с зазором между подвижными частями, она может в него проникать и механически взаимодействовать с выступами поверхностей.

Такой трехтелный механизм будет ускорять износ при условиях граничной смазки, способствуя отрыву выступов.

В насосах (Рис. С-4) износ может быть обнаружен, прежде всего, по уменьшению подачи. Это вызывается увеличением зазора вследствие эрозионного износа. Такое состояние иногда называется повышенным проскальзыванием и означает, что насос стал менее производительным, чем прежде. При понижении подачи насоса движение рабочих органов гидросистемы может замедлиться.

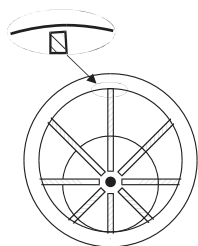


Рис. С-4 Зазоры со временем увеличиваются вследствие износа компонентов.

Гидроцилиндры движутся медленнее, и уменьшается подача дозирующих устройств. Также может снижаться давление в некоторых местах системы. В какой-то точке может произойти внезапный катастрофический отказ насоса. В крайних случаях, это может произойти в течение нескольких минут после первоначального пуска системы.

Другим типом вращающегося устройства является шпиндель станка, очень чувствительный к количеству и чистоте смазки. Если начнется чрезмерный износ, прецизионно сбалансированные подшипники шпинделя могут разрушиться за считанные минуты.

В гидроаппаратах износ может вызвать повышенную утечку. Оказываемое на систему влияние зависит от типа аппарата, в котором возникает износ. Например, в дросселях повышенная утечка обычно означает увеличение расхода. В клапанах регулирования давления повышенная утечка может уменьшать давление в контуре, задаваемое клапаном.

Не все частицы возникают в результате износа. Многие из них проникают с внешней стороны системы через изношенные уплотнения или из-за отсутствия надлежащего фильтра/сапуна на резервуаре. При высокой концентрации загрязнений в воздухе большое количество частиц будет с высокой вероятностью засасываться в систему. Эти частицы могут быть твердыми или мягкими в зависимости от их происхождения.

Без соответствующей фильтрации в жидкости возможно накопление большого количества мягких частиц. Хотя они напрямую не участвуют в износе, может возникнуть состояние, называемое заиливанием (Рис. С-5). Это происходит, когда частицы невелики и заполняют пространство между движущимися частями. При этом может возникнуть заедание и неправильная работа гидроаппаратов и регулируемых насосов.

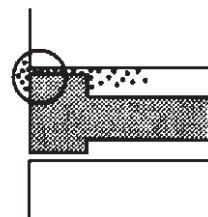


Рис. С-5 Мягкие частицы малого размера могут вызывать мешающую работе заиливание; такое загрязнение может приводить к заеданию гидроаппарата.

Особенно опасная ситуация возникает, когда заедают гидроаппараты, что может привести к потере управления гидросистемой.

Экономические последствия простоев

Большинство гидросистем используется на производственном оборудовании, работающем в тяжелых условиях. Вследствие высокой стоимости такого оборудования необходимо поддерживать его высокую производительность при минимальном времени простоя. Простой оборудования зачастую может обходиться его владельцу в тысячи долларов в час, поэтому расходы на фильтрацию с целью увеличения времени между отказами станут хорошим капиталовложением. Тем не менее, такая выгода должна быть правильно сбалансирована с расходами на замену фильтроэлементов и простоями в связи с обслуживанием фильтрующего оборудования.

Тщательный выбор конструкции системы фильтрации и компонентов (Рис. С-6) поможет минимизировать простои оборудования и расходы на обслуживание фильтров. Такая конечная цель будет достигаться через осуществление одной или нескольких промежуточных целей:

- Удовлетворение или превышение минимальных стандартов по загрязнению рабочей жидкости (чистоте)
- Снижение объёма обслуживания системы/компонентов, использующих рабочую жидкость
- Повышение рабочих характеристик системы и/или её рабочей жидкости
- Повышение качества конечной продукции посредством исключения неправильной работы машины
- Повышение безопасности/снижение риска травматизма рабочего персонала (например, посредством исключения необходимости обслуживания, как на самом оборудовании, так и рядом с ним).

Таблица С-2, «Уровни чистоты ISO» показывают подсчеты количества частиц диаметром 2, 5 и 15 мкм для различных чисел кода ISO.

Код ISO	Кол-во частиц на мл (миллилитр)		
	• 2 мкм	• 5 мкм	• 15 мкм
23/21/18	80 000	20 000	2 500
22/20/18	40 000	10 000	2 500
22/20/17	40 000	10 000	1 300
22/20/16	40 000	10 000	640
21/19/16	20 000	5 000	640
20/18/15	10 000	2 500	320
19/17/14	5 000	1 300	160
18/16/13	2 500	640	80
17/15/12	1 300	320	40
16/14/12	640	160	40
16/14/11	640	160	20
15/13/10	320	80	10
14/12/9	160	40	5
13/11/8	80	20	2.5
12/10/8	40	10	2.5
12/10/7	40	10	1.3
12/10/6	40	10	0.64

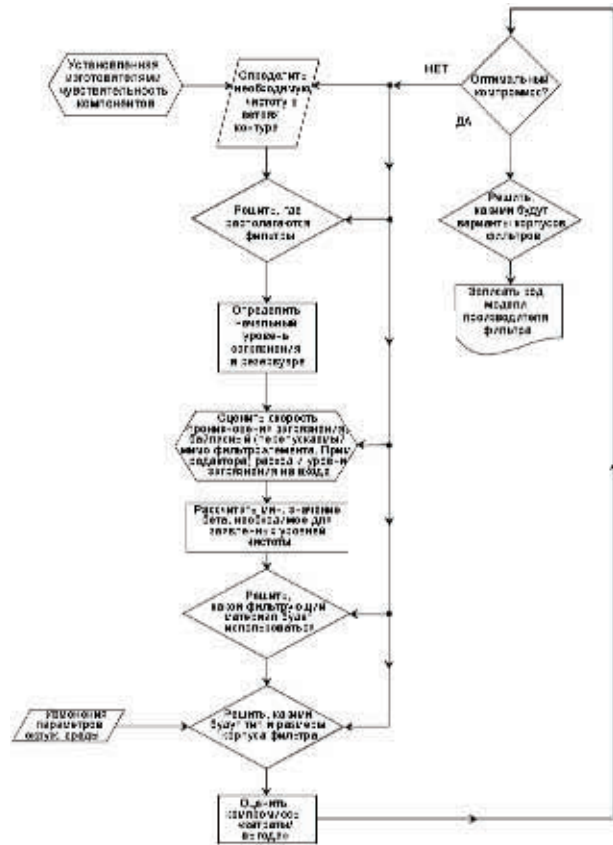


Рис. С-6 Блок-схема выбора фильтра

Шаг 2. Примите предварительное решение о местах расположения фильтров (Рис. С-7 и Таблица С-3)

Преимущества и недостатки мест расположения отдельного фильтра обсуждались в этой главе ранее. Другие места показаны ниже. Для выбора этих мест используется анализ чувствительности компонентов к загрязнениям, выполняемый в Шаге 1.

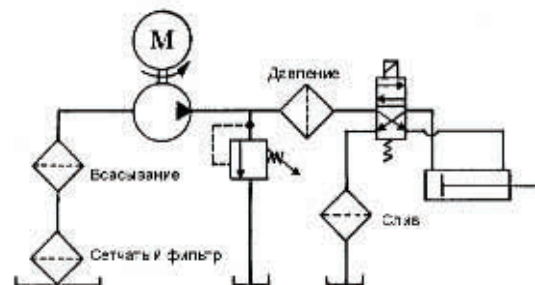


Рис. С-7 Возможные места расположения фильтров

Что следует учитывать при выборе фильтра

Шаг 1. Определите чистоту рабочей жидкости, необходимую в критичных ветвях гидросистемы.

Сосредоточьте внимание на ветвях гидросистемы, содержащих критичные компоненты. Такие компоненты наиболее чувствительны к загрязнениям и обычно имеют самую высокую стоимость замены. Концентрация частиц в этих ветвях должна быть на таком уровне, какой пользователь и/или изготовитель системы полагают способным обеспечить приемлемый срок службы компонентов.

Концентрация должна определяться непосредственно на выходе фильтра. Она выражается количеством частиц крупнее заданного размера на единицу объёма рабочей жидкости, или числом кода ISO.

Защита насоса

Часто насос является одним из самых дорогих компонентов гидросистемы. В то же время, насос очень чувствителен к загрязнениям. Следовательно, является важным поддержание концентрации частиц на уровне, рекомендованном изготовителем насоса.

Насос также необходимо защищать от крупных обломков, которые могут проникать в резервуар при изготовлении системы и проведении технического обслуживания.

Во многих гидросистемах эти требования могут быть удовлетворены посредством сетчатого фильтра на всасывании и фильтра в сливной линии. Сетчатый фильтр всасывания защищает от крупных обломков, а фильтр сливной линии удаляет частицы загрязнений до того, как они смогут проникнуть в резервуар.

Компоненты высокого давления

Напорная линия насоса и многие компоненты, расположенные в этой линии подвергаются полному давлению системы. Вообще говоря, высокое давление соответствует высокой механической нагрузке и ускоренному износу, особенно при наличии твёрдых частиц в рабочей жидкости.

Если компонент был изготовлен с прецизионными допусками и высокой чистотой поверхностей, он будет еще более чувствительным к загрязняющим частицам. Наглядным примером компонента такого типа является электрогидравлический распределитель.

В такой же степени подшипники и шестерни в системах силовой механической трансмиссии могут иметь прецизионную обработку поверхностей и жёсткие технологические допуски.

Эти прецизионные компоненты следует защищать напорным фильтром, расположенным перед ними. Количество и места расположения таких компонентов будут определять точки установки фильтров в гидросистеме.

Если чувствительные компоненты расположены в одной ветви контура, для защиты этой ветви может устанавливаться отдельный фильтр непосредственно перед чувствительными компонентами (Рис. С-8). Дополнительное преимущество такого расположения состоит в том, что требуется фильтр, размеры которого определяются только расходом в этой ветви.

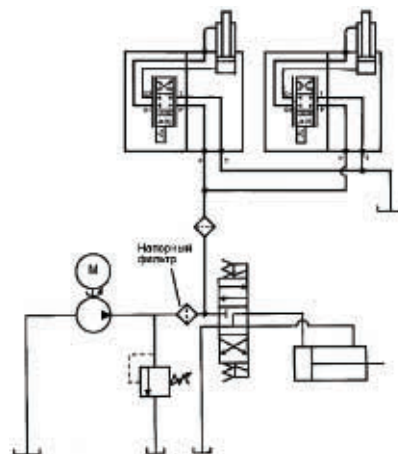


Рис. С-8 Отдельный фильтр в линиях питания сервоклапанов расположен после основного напорного фильтра.

С другой стороны, прецизионные (чувствительные к загрязнению) компоненты могут быть установлены в самых разных ветвях системы. Это может потребовать расположения напорного фильтра непосредственно на выходе из насоса, чтобы фильтровать всю систему перед ее разделением на различные ветви.

Таблица С-3 Места расположения фильтров		
Место	Преимущества	Недостатки
Всасывание (с внешним монтажом)	Последняя возможность защиты насоса	Необходимо использовать относительно грубый фильтрующий материал или большой корпус для сохранения малого падения давления. Относительно высокая стоимость.
	Значительно легче обслуживать, чем сетчатый фильтр отстойника.	Не защищает компоненты, расположенные после него, от продуктов износа насоса.
Нагнетание	Защищает компоненты, расположенные после него, от продуктов износа насоса.	Относительно дорогой корпус, так как он должен выдерживать полное давление системы.
	Обеспечивает конечную защиту конкретных компонентов.	Не улавливает частицы, проникающие в систему через изношенные уплотнения штока цилиндра и другие рабочие компоненты.
	Можно использовать высокоэффективный фильтрующий материал с минимальным учетом падения давления.	Не улавливает продукты износа рабочих компонентов, расположенных за ним.
Слив	Улавливает продукты износа компонентов и загрязнения, проникающие через изношенные уплотнения штока цилиндра, до их проникновения в резервуар.	Не защищает конкретные компоненты.
	Низкое расчётное давление позволяет снизить стоимость.	Не обеспечивает защиты от загрязнений, создаваемых насосом.
	Может встраиваться в линию или в бак для облегчения монтажа.	Пульсация расхода в сливной линии может снижать рабочие характеристики фильтра.
Автономная система фильтрации	Обслуживание возможно без потерь производительности.	Нет непосредственной защиты компонента.
	Постоянный расход исключает скачки, обеспечивая оптимальный срок службы и рабочие характеристики фильтроэлемента.	Относительно высокая первоначальная стоимость.
	Может быть легко встроено охлаждение рабочей жидкости.	Требует больше пространства, чем единичный фильтр.

Другие варианты

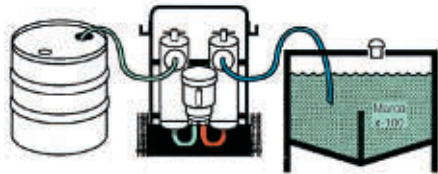
В некоторых случаях можно использовать только напорный или сливной фильтр, не жертвуя качеством масла. В других случаях, скорость проникновения загрязнений может быть настолько высокой, что даже при одновременном наличии в контуре обоих фильтров рабочая жидкость не будет достаточно чистой. В таком случае, для дополнительного удаления частиц необходим отдельный контур рециркуляционной (автономной) фильтрации.

Шаг 3. Определите начальный уровень загрязнения

Этот шаг полезен по двум причинам:

1. Он делает пользователя осведомлённым до первого пуска системы о возможности повреждения вследствие загрязнения. Такое загрязнение может быть результатом недостаточной промывки системы, её отсутствия или добавления относительно загрязненной жидкости в резервуар.
2. Уровень начального загрязнения является одним из факторов, который определяет время, необходимое для достижения жидкостью равновесного уровня загрязнения.

Эффективным способом является подсчёт частиц в свежей жидкости, добавляемой в резервуар. При необходимости эта жидкость предварительно фильтруется (Рис. С-9), чтобы уменьшить загрязнение до целевого уровня, заданного для системы.



Перекачивающий насос

Рис. С-9 При заполнении резервуара предварительно фильтруйте рабочую жидкость.

С той же целью следует провести анализ образца из резервуара новой приобретенной системы перед пуском оборудования. При необходимости можно очистить жидкость в резервуаре с помощью переносного (автономного) фильтрующего агрегата в режиме рециркуляции.

Шаг 4. Оцените скорость проникновения загрязняющего вещества

Для больших гидросистем скорость проникновения загрязнений может быть довольно высокой (Таблица С-4).

Таблица С-4 Скорости проникновения для типичных мобильных систем	
Система	Скорость проникновения*
Перемещение грунта и бездорожье (экстремальные условия)	$10^9 - 10^{10}$
Сельскохозяйственное и другое мобильное оборудование	$10^8 - 10^9$
*Количество частиц крупнее 10 мкм в минуту (проникающих в систему из всех источников).	

Возможно получение более точной оценки скорости проникновения загрязнителя с помощью модели фильтрации. Скорость проникновения может моделироваться на эталонной системе с размерами, компонентами и рабочими условиями аналогичными проектируемой системе.

Подсчёт частиц, полученный в образце рабочей жидкости эталонной системы, комбинируется с другими известными рабочими параметрами фильтра для вычисления скорости проникновения. Эта скорость затем используется в качестве оценки нового проекта системы. Рекомендации по чистоте рабочей жидкости, необходимой для типичных гидравлических компонентов, приведены в Таблице С-5.

Таблица С-5 Чистота рабочей жидкости, необходимая для типичных гидравлических компонентов	
Компонент	Классификация ISO
Дросселирующий гидрораспределитель	16/14/11
Пластинчатый и поршневой насос/гидромотор	18/16/13
Направляющий гидрораспределитель и клапан регулирования давления	18/16/13
Шестерённый насос/гидромотор	19/17/14
Дроссель/рег. расхода; гидроцилиндр	20/18/15

Шаг 5. Вычислите процентное отношение нефилтрованного расхода

Перепускной (байпасный) поток через фильтр (фильтры) снижает эффективность удаления частиц (Таблица С-6). Другими словами, не попадающие в фильтрующий материал загрязняющие частицы, не могут быть удалены.

Таблица С-6 Как байпас ухудшает рабочие характеристики элемента	
Степень перепуска (байпаса), %	Множитель для эффективности
0	1,00
1	0,99
10	0,90
50	0,50
90	0,10

Существуют четыре причины для байпасного потока:

1. Конструкция гидросистемы либо непреднамеренно, либо преднамеренно, допускает некоторое отвлечение потоков в обход фильтра (фильтров).
2. Насосы и другие компоненты могут иметь дренажные отверстия, отводящие утечки из корпуса в резервуар. Этот поток обычно не фильтруется и может иметь высокую концентрацию металлических продуктов износа. У типичного насоса дренаж из корпуса составляет менее 5% от максимальной подачи.
3. Для фильтра, оборудованного байпасным клапаном, допускается работа с открытым клапаном (вследствие засорения фильтроэлемента) на значительной части рабочего цикла системы.
4. Дефектные уплотнения фильтроэлемента или байпасного клапана позволяют некоторой части

Приложение С. Выбор фильтра для гидравлической жидкости

потока обходить фильтроэлемент. Эта перетечка не представляет особой проблемы для нового фильтра, но со временем может возрасти из-за старения эластомерных уплотнений, которое ускоряется с повышением рабочей температуры.

Каждый из этих потенциальных источников байпаса следует оценивать или измерять. Для измерения утечки через байпасный клапан или уплотнения фильтроэлемента взамен последнего может устанавливаться сплошной цилиндр в форме элемента. Цилиндр заменяет стандартный элемент и блокирует поток через фильтр кроме потока утечки, который обходит байпасный клапан или элемент.

Обычно утечка измеряется в диапазоне падений давления до заданного значения перепуска (байпаса). Затем может быть вычислен средний расход утечки в процентном отношении к общему расходу.

Величина утечки из дренажных линий насоса или гидроаппарата может быть определена непосредственным измерением расхода через эти линии.

Шаг 6. Оцените уровень загрязняющего вещества на входе фильтров

Необходимо оценить или измерить концентрацию загрязнений до фильтра, чтобы определить «β-фактор», требуемый для достижения желаемой концентрации после фильтра. Уровни загрязняющих веществ до фильтра можно оценить либо вручную, либо посредством компьютерной программы.

Ручные методы оценки концентрации частиц до фильтра требуют использования приблизительных скоростей проникновения для окружающей среды, как приведено ранее в Таблице С-4.

Затем к скоростям проникновения окружающей среды добавляются индивидуальные скорости проникновения компонентов, обусловленные износом (Таблица С-7).

Таблица С-7 Генерирование загрязнителей, обусловленное износом		
Компонент	Количество 10-микронных частиц/мин:	
	при 4 л/мин (1 гал/мин)	при 200 л/мин* (50 гал/мин)*
Гидрораспределитель	3,5	180
Поршневой насос	3 100	1 600 000
Шестерённый насос	3 400	170 000
Пластинчатый насос	12 000	11 000*
Цилиндр*	Площадь хода штока	

* 125 мм (5") цилиндр, 64 мм (2.5") шток, 300 мм (12") ход, 0,2 м/с (8"/с) скорость, одинаковое время выдвигания и втягивания, 58% рабочий цикл

Компьютерная программа может выполнить необходимые расчёты для всех ветвей контура, с учётом любых частиц, удаляемых фильтрами. Такой процесс не применяется на практике для ручного вычисления. (Подробности процесса компьютерного анализа выходят за рамки настоящего курса; за информацией об имеющемся программном обеспечении обращайтесь к Вашему поставщику фильтров).

Шаг 7. Выберите типы фильтров и фильтрующий материал

Теперь ставится цель определения фильтрующего материала с «β-фактором», необходимым для достаточного удаления загрязняющего вещества из входящего в фильтр потока (вычисленного в предыдущем шаге), чтобы достичь приемлемого уровня загрязнения на выходе из фильтра.

Кроме мест расположения, выбранных для фильтров, необходимо учитывать несколько других факторов:

- Совместимость рабочей жидкости с материалом фильтроэлемента, уплотнениями и металлическими деталями.
- Пригодность фильтрующего материала и конструкции элемента для рабочих условий системы.
- Расчётное давление корпуса фильтра.

Совместимость с рабочими жидкостями

Фильтрующий материал, уплотнения, корпус и детали крепления должны быть совместимыми с основной рабочей жидкостью и её присадками. Эти материалы должны быть совместимыми во всем рабочем диапазоне температур и давлений. Проверьте с поставщиками рабочей жидкости и фильтров, какие материалы будут вместе хорошо работать.

Большинство гидросистем допускают использование фильтрующего материала из целлюлозы, стекловолокна или полиэфирного волокна. Если необходим минимальный перенос фильтрующего материала по системе, обычно выбирают стекловолокно. (Перенос фильтрующего материала, Рис. С-10, состоит в проникновении его мелких частиц в поток рабочей жидкости. Эти частицы впоследствии улавливаются повторно вместе с другими частицами в рабочей жидкости, но могут создавать проблемы при их большом количестве).

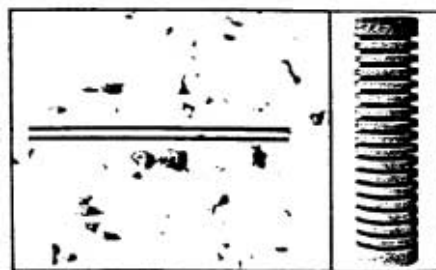


Рис. С-10 Возможный перенос фильтрующего материала необходимо учитывать при выборе фильтра.

Некоторые виды обработки металлических поверхностей могут быть несовместимыми с некоторыми необычными рабочими жидкостями. В этом случае проверьте совместимость металлических деталей вместе с поставщиками жидкости и фильтров.

Фильтрующий материал и конструкция фильтра

Обычно фильтрующий материал помещается в гофрированном виде в картриджные фильтры, чтобы максимально увеличить площадь поверхности и грязеемкость, однако при больших расходах, скачках или пульсациях расхода складки могут поджиматься друг к другу (Рис. С-11). Это сокращает эффективную площадь поверхности и срок службы фильтроэлемента.

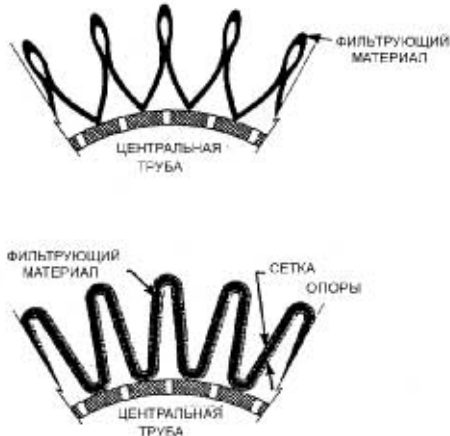


Рис. С-11 Сжатие складок и способ его исключения (С любезного разрешения Э. К. Фитч, Fluid Contamination Control, FES, Inc.)

Для таких типов систем может потребоваться выбрать элемент со слоистой структурой из фильтрующего материала и проволоочной сетки. Сетка предохраняет складки от соприкосновения даже в условиях интенсивного потока.

Недостатком является невозможность помещения такого же количества складок в элемент того же диаметра, поскольку проволоочная сетка занимает определённую часть пространства.

Расчетное давление

Если фильтр не имеет перепускного (байпасного) клапана, конструкция фильтроэлемента должна выдерживать полное давление системы. В таком фильтре элемент подвергается большему давлению системы по мере его забивания загрязняющим веществом.

Это будет продолжаться до сжатия опорной конструкции элемента, разрушения фильтрующего материала или проталкивания загрязняющего вещества через фильтрующий материал под действием давления. Даже при наличии у фильтра байпасного клапана точка сжатия элемента должна быть выше давления, при котором начинает открываться этот клапан. Иначе элемент столкнется с теми же проблемами, что и у фильтра без байпаса.

В фильтрах без байпаса элемент должен иметь дополнительные функциональные особенности, позволяющие ему выдерживать высокий перепад давлений. Это может быть одной или несколькими из следующих особенностей:

- Более массивный материал опоры (обычно цилиндра из конструкционной или толстой стали), расположенной с выходной стороны фильтрующего материала (Рис. С-12)



Рис. С-12 Опорные цилиндры увеличивают расчётный перепад давлений элемента.

- Обёртывание относительно тонким вторичным фильтрующим материалом опорного цилиндра для задерживания любых частиц, проталкиваемых через первичный фильтрующий материал.
- Относительно мелкая проволоочная сетка, поддерживающая обе стороны первичного фильтрующего материала.
- Несколько слоёв первичного фильтрующего материала, как правило, с более грубой степенью фильтрации на впускной стороне.

Процедуры выбора узла фильтра

До этого были определены места расположения фильтров, фильтрующий материал и предварительно выбраны приемлемые типы фильтров. Оставшиеся четыре шага процесса выбора фильтра и фильтрующего материала касаются определения характеристик корпуса и фильтроэлемента.

Спецификации изготовителей должны охватывать пункты, перечисленные в Таблице С-8.

Таблица С-8 Важные технические параметры узла фильтра

<ul style="list-style-type: none"> • Конструктивные особенности корпуса/стакана/элемента, включая опции. • Конструкционные материалы. • Вес и тип взвешивания (заправленный, сухой или брутто). • Главные размеры, особенно те, которые необходимы для монтажа, и пространство, необходимое для замены фильтроэлемента. • Характеристики «расход/падение давления» при рабочей вязкости жидкости для выбранных корпуса, размера фильтроэлемента и фильтрующего материала. • Грязеемкость элемента или количество улавливаемого загрязняющего вещества до замены элемента. • Условия, при которых β-фактор фильтрующего материала был определён или испытан. • Эксплуатационные ограничения и ограничения окружающей среды.

Приложение С. Выбор фильтра для гидравлической жидкости

Часто окончательный выбор является компромиссом, даже когда конструкция фильтра является модульной и гибкой. Для изготовителя просто невыгодно предлагать все возможные комбинации функциональных особенностей. Кроме того, первоначальный выбор таких особенностей может выражаться в слишком большой цене, поэтому может потребоваться повторение описанных ниже шагов несколько раз до получения оптимальной комбинации функциональных особенностей и цены.

Шаг 8. Выберите корпус фильтра и элемент

Процесс выбора может быть разбит на три части:

- Выбор расчётного давления корпуса.
- Определение размера корпуса.
- Выбор других требуемых физических параметров.

Цель заключается в получении оптимального варианта для гидросистемы.

- Выберите тип корпуса, отвечающий требованиям к расчётному давлению системы. Расчётное давление корпуса для гидравлических фильтров соответствует различным стандартам. Следует рассматривать два значения расчётного давления. Это статическое значение и значение усталостной прочности для корпуса. Эти расчётные значения можно найти в каталогах изготовителей или обратившись к их местным дистрибьюторам.
- Выберите размер корпуса по расходу в контуре. После определения корпусов, отвечающих требованиям по давлению, на следующем шаге выбираются корпуса, способные справиться с максимальным расходом. Это выполняется анализом кривых «расход/падение давления» предполагаемых корпусов.
- Выберите корпус, отвечающий требованиям к монтажу, размерам и другим физическим параметрам.

В большинстве систем характеристики «расход/падение давления» приоритетнее других физических требований к фильтру, поэтому определение размера корпуса было сделано до выбора других функциональных особенностей. Если какая-либо характеристика более важна, чем размер корпуса, она должна использоваться первой, чтобы сузить выбор приемлемых фильтров.

В Таблице С-9 перечислены самые важные физические особенности.

Таблица С-9 Важные физические характеристики фильтров
<ul style="list-style-type: none">Характеристики «расход/падение давления».Внешние размеры/пространство для замены элементаТип стакана и корпусаРазмеры и типы отверстийКонструкционные материалы.Методы монтажа.

Дополнительные аспекты могут включать:

- Конструкционные материалы
- Внешние размеры
- Размеры и типы отверстий
- Тип стакана и корпуса
- Методы монтажа.

Шаг 9. Изучите компромиссы по стоимости.

Рассмотрите компромиссы «затраты/выгода» для различных типов фильтра, фильтрующих материалов, размеров и элементов. Не забудьте учесть внутренние затраты на обслуживание, связанное с элементом, а также цену элемента и стоимость, приходящуюся на грамм удалённого загрязнения, см. Таблицу С-10 «Стоимость фильтрации в годовом исчислении».

Таблица С-10 Стоимость фильтрации в годовом исчислении
<ul style="list-style-type: none">Годовая амортизация первоначальной стоимости фильтра.Стоимость сменного фильтроэлемента, умноженная на количество ежегодных замен.Стоимость ежегодных трудозатрат, связанных с заменой элемента (обычно полная почасовая ставка, умноженная на общее количество часов обслуживания элемента в год).Другие затраты на плановое обслуживание, связанное с фильтром, такое как инспекции и т.д.

Шаг 10. Повторите шаги со 2-го по 9-й

Повторите процесс выбора и анализ «затрат/выгоды» для других комбинаций фильтров, мест расположения, фильтрующих материалов, размеров, концентраций загрязняющих веществ и т.д. Идея состоит в поиске оптимального компромисса «затраты/выгода» в списке приемлемых фильтров и фильтрующих материалов.

В Таблице С-11 приведены преимущества и недостатки некоторых конфигураций фильтров.

Шаг 11. Определите опциональные компоненты.

Для выбранного типа фильтра (фильтров) задайте опции, такие как индикатор, дренажные отверстия, магниты, выпуск воздуха, комплекты принадлежностей и т.д. Эти опции добавляют удобство в эксплуатацию и сокращают время технического обслуживания. Тем не менее, этот шаг является последним, так как другие критерии выбора считались более важными.

Ниже приведены некоторые из распространенных принадлежностей, опций и их преимуществ:

- Индикатор состояния элемента**
Индикатор измеряет перепад давлений на фильтроэлементе и позволяет пользователю узнать, когда требуется обслуживание.
- Дифференциальное реле давления**
Реле измеряет перепад давлений на фильтроэлементе и замыкает свои контакты, когда требуется обслуживание; оно обеспечивает передачу этой информации на дистанционное устройство.
- Внутренний магнит**
Магнит (магнитный уловитель) собирает железосодержащие частицы и продлевает срок службы элемента.
- Комплекты монтажных фланцев и кронштейнов**
Эти детали обеспечивают монтаж фильтра без сварных соединений; при необходимости фильтр может сниматься для обслуживания машины, капитального ремонта и т.д.

- **Дренажное отверстие**
Это отверстие позволяет выполнять слив из фильтра со стаканом, открываемым вверх; обеспечивается более удобное и более полное удаление захваченного загрязняющего вещества.
- **Отверстие выпуска воздуха**
Это отверстие обеспечивает удаление воздуха из корпуса фильтра после обслуживания; оно помогает предотвратить захват воздуха рабочей жидкостью.

Краткий итог главы

В этой главе подробно описывается каждый шаг, необходимый для выбора фильтра гидросистемы и системы смазки. Процесс выбора должен также включать предварительное решение о местах расположения фильтров и фильтрующем материале. Затем следует выбрать узлы реального фильтра и фильтроэлемента на основании требуемых для системы физических характеристик. Рекомендуется, чтобы разработчик фильтрующей системы рассчитал затраты, связанные с выбранными фильтрами и элементами. Затем следует повторить весь процесс для других фильтров и элементов для определения комбинации с наименьшим соотношением «затраты/выгода».



Рис. С-13 Фильтры для гидравлических и смазочных систем.

В Таблице С-12 «Выбор фильтрующего материала для гидросистем» приведены дополнительные рекомендации по уровню чистоты, эффективности фильтрующего материала и расположению фильтров для различных типов компонентов.

Таблица С-11 Конфигурации фильтров – преимущества и недостатки		
Конфигурация	Преимущества	Недостатки
Снятие крышки стакана вверх для обслуживания	Легче снять крышку, чем весь стакан, особенно у тяжелого напорного фильтра	Некоторые загрязнения могут остаться в стакане, особенно, если элемент с потоком «снаружи-внутри»
Снятие стакана вниз для обслуживания	Все загрязнения в стакане легко вымываются	Снятие и замена стакана могут быть трудными в тяжелых напорных фильтрах
Всасывающие и сливные фильтры, монтируемые на резервуаре, обычно с верхней крышкой обслуживания	Экономят место, легкие в монтаже и обслуживании, низкая цена и другие преимущества фильтров с верхним обслуживанием	Так же, как у других фильтров с верхним доступом, требуется запорный клапан при установке ниже уровня рабочей жидкости
Всасывающий фильтр, установленный в линии	Более удобен, чем при установке на резервуаре, для монтажа и обслуживания в погруженных системах всасывания	Занимает пространство вне резервуара, должен иметь меньшие корпус и элемент, чем фильтр с установкой на резервуаре; короче срок службы (имеется опасность подсоса воздуха. Прим. ред.)
Сливной фильтр резьбового монтажа	Низкая стоимость	Ограниченные расчётное давление и удобство обслуживания
Сдвоенный (duplex) фильтр	Позволяет обслуживать элемент на работающей машине	Дорогой; может стоить в два раза больше аналогичного единичного фильтра
Направление потока жидкости через фильтроэлемент «снаружи-внутри»	Меньше подвержен повторному захвату загрязнений для данного размера элемента и расчётного давления; меньше диаметр; опорный цилиндр фильтрующего материала меньшей стоимости, чем у элемента с противоположным направлением потока	Загрязняющее вещество находится снаружи элемента, где оно может стряхиваться обратно в стакан; может потребоваться перфорированный внешний цилиндр или проволочная сетка, удерживающая складки фильтрующего материала от смятия
Направление потока жидкости через фильтроэлемент «изнутри-наружу»	Загрязняющее вещество находится внутри элемента, и маловероятно его стряхивание обратно в стакан	Опорный цилиндр фильтрующего материала больше и дороже для данного размера элемента и расчетного давления

Приложение С. Выбор фильтра для гидравлической жидкости

Таблица С-12 Выбор фильтрующего материала для гидросистем					
Тип компонента	Давление системы, бар (psi)	Заданный код чистоты	Эффективность фильтрующего материала $\beta_x > 200$	Количество мест расположения фильтров	Минимальное количество мест расположения*
Дросселирующие гидрораспределители (Servo valves)	< 70 (1000)	16/14/12	2	1	Р
	" "	" "	5	2	Р и Т
	70-200 (1000-3000)	15/13/11	2	1,5	Р и О
	> 200 (3000)	15/12/10	2	2	Р и Т
Пропорциональные гидроаппараты	< 70 (1000)	17/15/13	2	1	Р
	" "	" "	5	1,5	Р и О
	" "	" "	10	2,5	Р, Т и О
	70-2000 (1000-3000)	17/14/12	2	1	Р
	" "	" "	5	2	Р и Т
	> 200 (3000)	16/14/11	2	1,5	Р и О
	" "	" "	5	2,5	Р, Т и О
Регулируемые насосы	< 70 (1000)	18/16/14	5	1	Р или Т
	" "	" "	10	2	Р и Т
	70-200 (1000-3000)	17/16/14	2	0,5	О
	" "	" "	5	1,5	Р или Т, и О
	" "	" "	10	2,5	Р, Т и О
	> 200 (3000)	17/15/13	2	1	Р или Т
	" "	" "	5	2	Р и Т
Пластинчатые и нерегулируемые насосы; картриджные клапаны	< 70 (1000)	19/17/15	5	0,5	О
	" "	" "	10	1,5	Р или Т, и О
	70-200 (1000-3000)	18/17/14	5	1	Р или Т
	" "	" "	10	2	Р и Т
	> 200 (3000)	18/16/13	5	1,5	Р или Т, и О
	" "	" "	10	2,5	Р, Т и О
Шестерённые насосы; регуляторы расхода; цилиндры	< 70 (1000)	20/18/16	10	1	Р или Т
	" "	" "	20	2,5	Р, Т и О
	70-200 (1000-3000)	19/17/15	10	1,5	Р или Т, и О
	> 200 (3000)	19/17/14	5	0,5	О
	" "	" "	10	1,5	Р или Т, и О
		" "	" "	10	1,5

Р – напорный фильтр; Т – сливной фильтр; О – автономная система фильтрации.