

МИНИСТЕРСТВО ПРОСВЕЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный гуманитарно-
педагогический университет»

**М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев,
В.В. Руднев**

**Гидравлические
и пневматические
приводы в автомобилях**

Челябинск, 2024

УДК 629.1: 378
ББК 39.33-04
Х 24

Хасанова М.Л. Гидравлические и пневматические приводы в автомобилях: учебное пособие [Текст] / М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев, В.В. Руднев. – Челябинск: Изд-во ЗАО «Библиотека А. Миллера», 2024. – 216 с.

ISBN 978-5-93162-876-9

В учебном пособии рассматриваются вопросы устройства и действия гидравлических и пневматических приводов, гидро- и пневмоаппаратов. Оно подготовлено в соответствии с требованиями Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования и программой курса «Гидравлика и гидропривод». Пособие направлено на обеспечение успешного формирования профессиональных компетенций будущих специалистов

Рекомендуется студентам, обучающимся по направлению 44.03.04 Профессиональное обучение (по отраслям), профильная направленность «Транспорт».

Рецензенты: В.А. Белевитин, д-р. техн. наук, профессор
К.Н. Семендяев, канд. техн. наук

ISBN 978-5-93162-876-9

© М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев, В.В. Руднев, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5
Раздел 1. ГИДРОПРИВОД	6
Глава 1. Гидравлические машины	6
1.1. Общие сведения о гидравлических машинах	6
1.2. Гидрообъемные насосы	7
1.3. Гидродинамические насосы	29
Глава 2. Гидравлические передачи	41
2.1. Гидропривод. Принцип действия и основные характеристики гидропередач	41
2.2. Гидрообъемные трансмиссии колесных машин	47
2.3. Гидрообъемные механизмы поворота гусеничных машин	52
Глава 3. Основные элементы гидропередач	57
3.1. Аппараты гидропривода	57
3.2. Кондиционеры рабочей жидкости	68
3.3. Питающие установки гидрообъемного привода	78
Глава 4. Регулирование объемных гидропередач	81
4.1. Нерегулируемая гидропередача	81
4.2. Гидропередачи с дроссельным регулированием	84
4.3. Гидропередачи с машинным (объемным) регулированием	88
4.4. Следящие гидроприводы с обратной связью	92
Глава 5. Гидродинамические передачи	96
5.1. Общие сведения о гидродинамических передачах	96
5.2. Гидромуфты	100
5.3. Гидротрансформаторы	107
Раздел 2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ	132

Глава 1. Пневмоприводы транспортно-технологических машин	132
1.1. Пневмопривод транспортно-технологических машин: назначение и принцип построения.....	132
1.2. Устройство и принцип действия тормозного пневмопривода транспортно-технологических машин.....	140
Глава 2. Сжатый воздух и его источник	143
2.1. Газ как рабочее тело пневмопривода. Истечение газа из резервуара.....	143
2.2. Классификация компрессоров. Рабочий процесс поршневого компрессора.....	149
2.3. Основные элементы пневмоаппаратов.....	155
Глава 3. Аппараты подготовки и аккумуляции сжатого воздуха	161
3.1. Аппараты для очистки воздуха.....	161
3.2. Регуляторы давления.....	172
3.3. Предохранительные и защитные клапаны.....	174
3.4. Воздушные баллоны.....	179
Глава 4. Органы управления пневматического привода ...	180
4.1. Назначение, принцип действия и конструкция пневматических кранов прямого и обратного действия.....	180
4.2. Релейные краны.....	188
Глава 5. Распределительная и регулирующая аппаратура пневматического привода	192
5.1. Аппараты регулирования давления тормозных приводов.....	192
5.2. Ускорительные клапаны и приборы тормозных пневмоприводов.....	196
5.3. Пневматические исполнительные устройства.....	204
5.4. Коммуникации пневмопривода.....	210
Библиографический список	215

ПРЕДИСЛОВИЕ

Без систем гидропривода невозможно представить конструкцию современных металлорежущих станков, кузнечнопрессового оборудования, литейных машин для изготовления деталей из металла или пластмасс и др. Гидравлические и пневматические системы находят применение в системах подачи топлива, охлаждения, смазочных системах силовых установок и агрегатов шасси, системах управления современных автомобилей, тракторов, многоцелевых гусеничных и колесных машин. Благодаря применению гидропривода и пневмопривода появились широкие возможности варьирования компоновки мобильных систем, создания принципиально новых машин, применения систем рекуперации энергии и автоматического управления. Эти меры позволяют непрерывно снижать массогабаритные показатели и себестоимость машин, способствуют повышению их надежности и конкурентоспособности.

Сказанное свидетельствует о том, что кроме большого самостоятельного практического значения дисциплина «Гидравлика и гидропривод» является базой для глубокого понимания и изучения материальной части автомобильной техники.

Указанные обстоятельства определяют значимость этой дисциплины для преподавателя технических дисциплин и автомобильной техники, в частности.

Изучение принципов, лежащих в основе рабочих процессов этих машин, необходимо не только конструкторам и исследователям, создающим различную технику. В изучении этих принципов в такой же мере нуждается и технический персонал, эксплуатирующий данную технику. Глубокие знания процессов, происходящих в гидро- и пневмоаппаратах, системах гидро- и пневмопривода, становятся особенно необходимыми в настоящее время в связи с непрерывным усложнением мобильной техники, повышением требований к ее надежности, долговечности, широким использованием колесных и гусеничных машин в северных районах, горах, песчано-пустынной местности и других специальных условиях.

Материал, изложенный в пособии, будет особенно полезен студентам при самостоятельной работе над курсом при заочной форме обучения, благодаря простой и доступной форме изложения, большому количеству иллюстраций и примеров из автомобильной техники

Раздел 1. ГИДРОПРИВОД

Глава 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

1.1. Общие сведения о гидравлических машинах

Гидравлическая машина – это устройство, в котором происходит передача энергии от протекающей через него жидкости рабочему органу или от рабочего органа к протекающей через устройство жидкости, либо осуществляется изменение вида движения или преобразование силовых и скоростных энергетических параметров.

Гидравлические машины классифицируются по трем основным признакам: по назначению, принципу действия и конструкции.

Группу гидравлических преобразователей составляют *гидравлические насосы* и *гидравлические двигатели* (рис. 1.1). Это обратимые машины.

В основе классификации гидравлических машин по принципу действия лежит степень использования того или другого вида энергии.

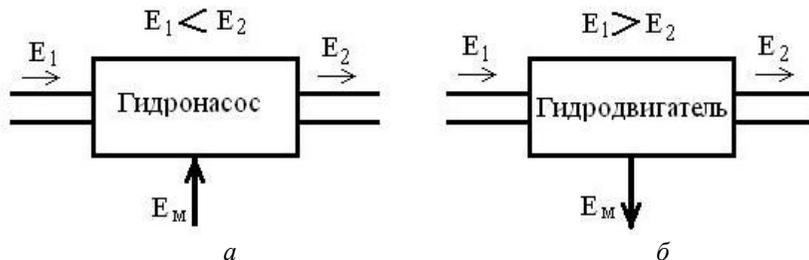


Рис. 1.1. Энергетические схемы гидравлического насоса (а) и гидравлического двигателя (б)

Как известно, полная удельная энергия движущейся жидкости представляет собой сумму трех составляющих:

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g},$$

где z - удельная энергия положения, Дж/Н(м); $\frac{p}{\rho g}$ - удельная энергия давления, Дж/Н(м); $\frac{u^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия, Дж/Н(м).

Изменением энергии в поле сил тяжести (энергии положения) при движении жидкости через гидравлическую машину с достаточной степенью точности можно пренебречь, так как разность высот ее отдельных элементов незначительна. Следовательно, можно считать, что движущаяся в гидравлической машине жидкость обладает только двумя видами энергии: энергией в поле сил давления и кинетической энергией.

В зависимости от соотношения этих двух видов энергии жидкости гидравлические машины делят по *принципу действия* на две группы: *гидрообъемные* и *гидродинамические* машины.

В гидрообъемных машинах используется преимущественно энергия давления жидкости. Кинетическая составляющая незначительна и не превышает 1 % общей энергии. Гидрообъемные машины используются, в основном, для работы с жидкостями, обладающими высокой вязкостью (маслами, бензинами и т. д.).

В гидродинамических машинах основным видом энергии движущейся жидкости является кинетическая. Энергия давления в этих машинах играет второстепенную роль. Гидродинамические машины используются для работы с жидкостями, обладающими низкой вязкостью (водой, газами).

Классификация гидравлических машин *по конструкции* будет рассмотрена ниже при изучении конкретных устройств.

Как отмечалось выше, к гидравлическим преобразователям энергии относятся гидравлические насосы и гидравлические двигатели (моторы). Поскольку эти машины обратимые, то происходящие в них энергетические процессы совершенно одинаковые и отличаются лишь направлением протекания этих процессов. Поэтому изучение работы гидравлических преобразователей энергии ограничим рассмотрением гидравлических насосов, так как именно они находят наиболее широкое применение на объектах автомобильной техники.

1.2. Гидрообъемные насосы

1.2.1. Принципы действия и основные параметры гидрообъемных насосов

Гидрообъемными насосами называют такие гидравлические машины, в которых механическая энергия, подводимая к рабочему органу, превращается в энергию проходящей через насос жидкости в

процессе изменения объема рабочих полостей с помощью вытеснителей.

Одной из важных особенностей гидрообъемных насосов является обеспечение с их помощью различных давлений жидкости.

К основным параметрам насосов относятся (рис. 1.2):

1. Статический напор ($H_{ст}$, м).
2. Напор на входе в насос (высота всасывания) ($H_{вс}$, м).

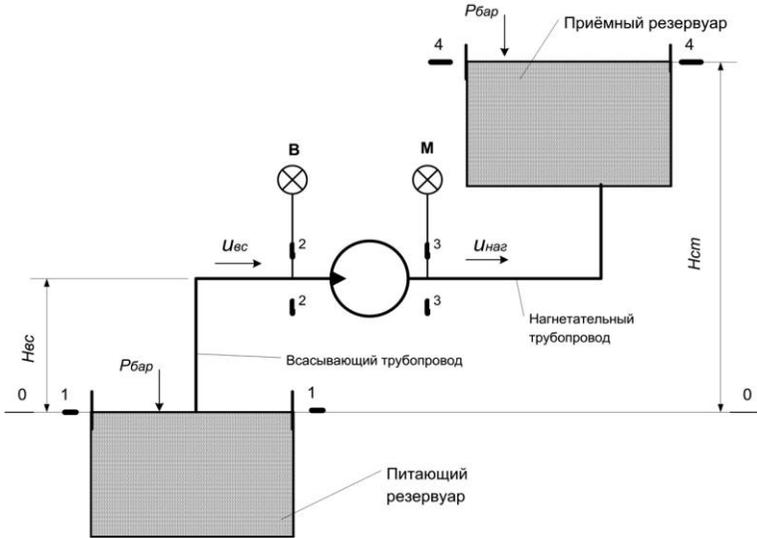


Рис. 1.2. Основные параметры гидрообъемных насосов

3. Давление жидкости на входе в насос ($p_{вс}$, Па), которое можно определить из уравнения Бернулли, написанного для сечений 1-1 и 2-2:

$$0 + \frac{P_{бар}}{\rho g} + 0 = H_{вс} + \frac{P_{бар} - P_{вак}}{\rho g} + \alpha_{вс} \frac{u_{вс}^2}{2g} + \sum h_{вс},$$

откуда получим:

$$\frac{P_{вак}}{\rho g} = H_{вс} + \alpha_{вс} \frac{u_{вс}^2}{2g} + \sum h_{вс}. \quad (1.1)$$

4. Давление жидкости на выходе из насоса ($p_{наг}$, Па), которое можно определить из уравнения Бернулли, написанном для сечений 3-3 и 4-4:

$$H_{вс} + \frac{P_{бар} + P_{наг}}{\rho g} + \alpha_{наг} \frac{u_{наг}^2}{2g} = H_{ст} + \frac{P_{бар}}{\rho g} + 0 + \sum h_{наг},$$

откуда получим:

$$\frac{P_{\text{наг}}}{\rho g} = H_{\text{ст}} - H_{\text{вс}} - \alpha_{\text{наг}} \frac{u_{\text{наг}}^2}{2g} + \sum h_{\text{наг}}. \quad (1.2)$$

5. Напор насоса (удельная энергия, которую сообщает насос жидкости) (H, м):

$$H = e_{\text{Н}}^{\text{ввх}} - e_{\text{Н}}^{\text{вх}}. \quad (1.3)$$

Подставив значения удельных энергий на входе и на выходе в формулу (1.3) и заменив значения $\frac{P_{\text{наг}}}{\rho g}$ и $\frac{P_{\text{вс}}}{\rho g}$ соответствующими выражениями, получим:

$$H = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{п}}. \quad (1.4)$$

6. Подача (производительность) насоса (Q, л/с; м³/ч; м³/с).

7. Мощность насоса (N_{гн}):

$$N_{\text{гн}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \text{ Вт}. \quad (1.5)$$

8. Коэффициент полезного действия насоса (η):

$$\eta = \frac{N_{\text{гн}}}{N}, \quad (1.6)$$

где N - потребляемая насосом мощность, Вт.

КПД насоса представляет произведение

$$\eta = \eta_0 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}, \quad (1.7)$$

где η₀ - объемный КПД; η_г - гидравлический КПД; η_м - механический КПД.

Объемный КПД насоса учитывает потери мощности, связанные с утечкой жидкости через зазоры:

$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{д}} - \Delta Q}{Q_{\text{т}}}, \quad (1.8)$$

где ΔQ - утечки перекачиваемой жидкости, м³/с; Q_д - действительный расход, м³/с; Q_т - теоретический расход, м³/с.

Объемный КПД характеризует степень изношенности насоса и обычно лежит в пределах 0,80-0,95.

Гидравлический КПД насоса учитывает потери мощности, связанные с качеством изготовления насоса, гидравлическими сопротивлениями в нем и равен:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_{\text{д}}}{H_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{д}} - h_{\text{п}}}{H_{\text{т}}}, \quad (1.9)$$

где h_n - потери напора, м; H_d - действительный напор насоса, м; H_T - теоретический напор насоса, м.

Гидравлический КПД характеризует качество изготовления насоса и обычно составляет 0,7-0,9.

Механический КПД учитывает потери мощности, связанные с трением в различных деталях насоса:

$$\eta_M = \frac{N_{ГН} - N_{тр}}{N_{ГН}} \quad (1.10)$$

и обычно равен 0,85-0,90.

1.2.2. Классификация и применение гидрообъемных насосов

Гидрообъемные насосы классифицируются по двум признакам (рис. 1.3): по *характеру* движения рабочего органа (вытеснителя) и по его *конструкции*.

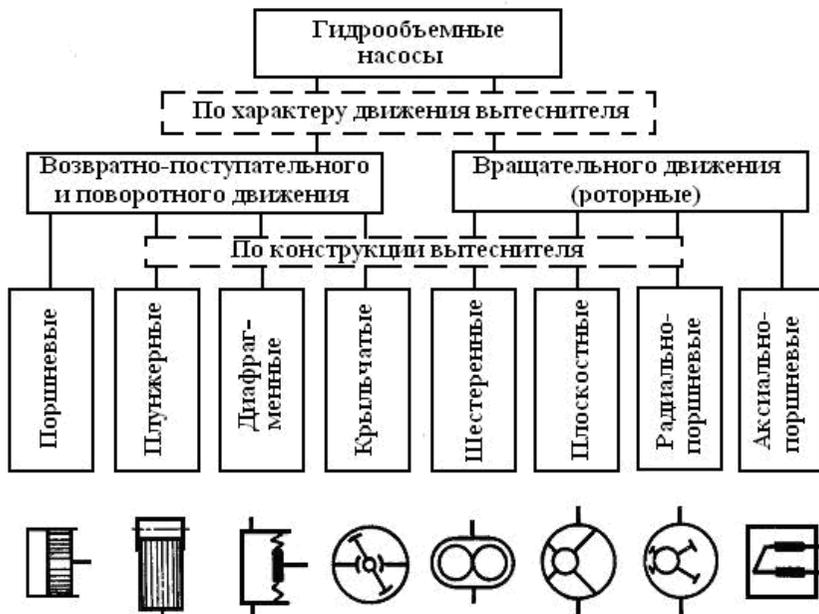


Рис. 1.3. Классификация гидрообъемных насосов и их условные обозначения на гидравлических схемах

Создаваемое давление жидкости в объемных насосах не зависит от скорости перемещения рабочего органа и определяется только

силой, приложенной к нему. Поэтому для предохранения деталей гидравлической системы от поломок объемные насосы должны иметь предохранительные устройства (клапаны).

В пластинчатых, шестеренных и винтовых насосах роль поршня исполняют пластины на роторе, зубья шестерен или нарезка винта. Движение рабочего органа в них вращательное.

1.2.3. Поршневые насосы

Поршневые (так же как плунжерные и диафрагменные) насосы осуществляют подачу жидкости за счет возвратно-поступательного движения поршня (рис. 1.4).

Основными частями такого насоса являются цилиндр, поршень, система клапанов, всасывающая и напорная трубы и привод, обуславливающий возвратно-поступательное движение поршня. Принцип действия поршневого насоса заключается в том, что на жидкость, находящуюся в цилиндре, давит поршень и проталкивает ее в трубопроводах.

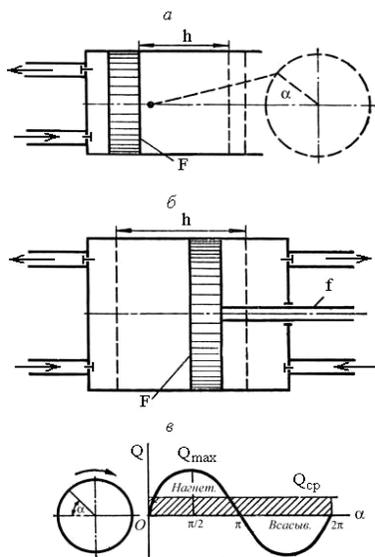


Рис. 1.4. Принципиальная схема поршневого насоса:
 а - простого действия; б - двойного действия;
 в - изменение подачи насоса простого действия
 в зависимости от поворота вала

Поршневые насосы разделяются на группы:

- а) *по характеру действия* - простого (одиночного), двойного;
- б) *по количеству цилиндров* (одно-, двух- и многоцилиндровые);
- в) *по расположению оси насоса* (горизонтальные, вертикальные, радиальные, аксиальные).

Подача насосов простого действия (см. рис. 1.4,а) носит пульсирующий характер. Чтобы уменьшить пульсацию, применяют поршневые насосы двойного действия (см. рис. 1.4,б).

Поршневые насосы перекачивают любые по вязкости жидкости. Их целесообразно использовать для перекачки небольших количеств жидкости при высоких напорах.

Обычно они работают с частотой вращения вала 250-3000 мин⁻¹. Мощность, затрачиваемая на привод поршневых насосов, может достигать 3000 кВт; подача Q - 8000 л/мин; максимальное давление p_{max} - 100-250 МПа; полный КПД η = 0,70-0,92.

Подача одноцилиндрового поршневого насоса простого действия определяется по формуле

$$Q = F h n \eta_0, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.11)$$

где F - площадь поршня, м²; h - ход поршня, м; n - частота вращения вала, с⁻¹; η₀ - объемный КПД (0,85-0,99).

Подача многоцилиндрового поршневого насоса двойного действия может быть найдена по уравнению

$$Q = (2F - f) h n \eta_0, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.12)$$

где f - площадь поперечного сечения штока, м².

Регулирование подачи поршневыми насосами осуществляется, в основном, тремя способами:

- изменением частоты вращения вала;
- изменением хода поршня за счет изменения радиуса кривошипа;
- перепуском жидкости из нагнетательного трубопровода во всасывающий.

Поршневые насосы относятся к категории самовсасывающих, хотя для лучшей сохранности и укорачивания времени пуска насоса рекомендуется их предварительная заливка.

К достоинствам насосов рассматриваемого типа можно отнести:

- высокий КПД;
- большое давление в одной ступени;
- хорошую всасывающую способность;

возможность перемещения их для перекачки самых разнообразных жидкостей – горячих и холодных, вязких и текучих, чистых и со взвешенными примесями, в том числе и абразивными, с постоянной и переменной вязкостью.

Недостатки поршневых насосов:

неравномерность подачи насосов, которая практически не зависит от давления нагнетания;

относительная тихоходность.

Кроме того, поршневые насосы достаточно сложны в эксплуатации, громоздки, требуют большого внимания и ухода.

Применяют их преимущественно тогда, когда требуется подавать сравнительно небольшие количества жидкости, но при больших напорах (предел создаваемого напора лимитируется только мощностью двигателя и прочностью деталей насоса).

В качестве примера использования поршневого насоса на объектах ВАТ на рис. 1.5 показан главный тормозной цилиндр гидравлической тормозной системы автомобиля.

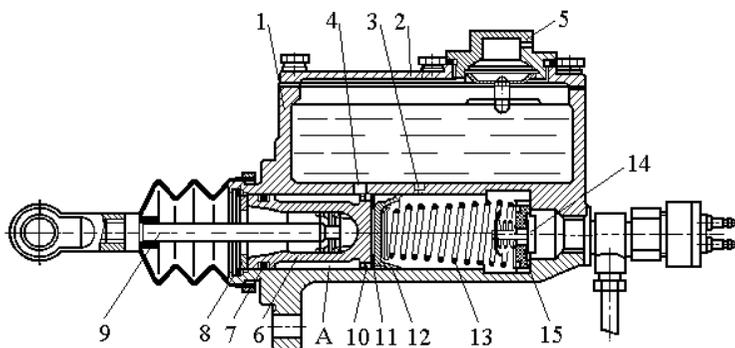


Рис. 1.5. Главный тормозной цилиндр:

- 1 - цилиндр с резервуаром; 2 - крышка; 3 - компенсационное отверстие;
- 4 - перепускное отверстие; 5 - пробка; 6 - поршень; 7, 12 - резиновые манжеты; 8 - стопорное кольцо; 9 - толкатель; 10 - отверстия в поршне;
- 11 - шайба; 13 - возвратная пружина; 14 - шток; 15 - впускной (обратный) клапан

Плунжерные насосы (плунжер – это поршень, длина которого больше его диаметра) с точки зрения принципа действия и расчета подачи не отличаются от поршневых, однако позволяют обеспечивать еще более высокие давления и характеризуются более высокими значениями объемного КПД. Насосы такого типа широко применяются в системах питания дизелей в качестве топливных насосов высокого давления.

В качестве примера на рис. 1.6 показано поперечное сечение одной из конструкций топливного насоса высокого давления.

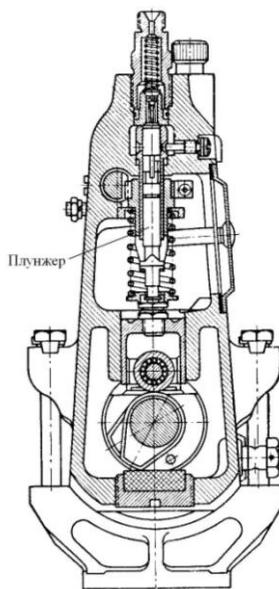


Рис. 1.6. Поперечное сечение топливного насоса высокого давления

1.2.4. Диафрагменные и крыльчатые насосы

Диафрагменные насосы широко применяются в автомобильной технике для подачи бензина к карбюратору, на гусеничных машинах для подкачки топлива перед пуском двигателя. Последние выполняются ручными, одностороннего действия (рис. 1.7,а).

Подача диафрагменных насосов определяется по формуле

$$Q = V n / 2, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.13)$$

где V - объем полости между двумя крайними положениями диафрагмы, м^3 ; n - количество перемещений штока, с^{-1} .

Крыльчатые насосы относятся к группе машин поворотного движения вытеснителя. Ручной крыльчатый насос двойного действия показан на рис. 1.7,б.

Подача крыльчатых насосов определяется по формуле

$$Q = (\pi D^2/4 - F) \cdot b \cdot n \cdot \eta_0, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.14)$$

где D - внутренний диаметр корпуса, м; F - площадь, занимаемая перегородкой и крыльчаткой, м^2 ; b - ширина крыльчатки, м; n - число поворотов рычага, с^{-1} .

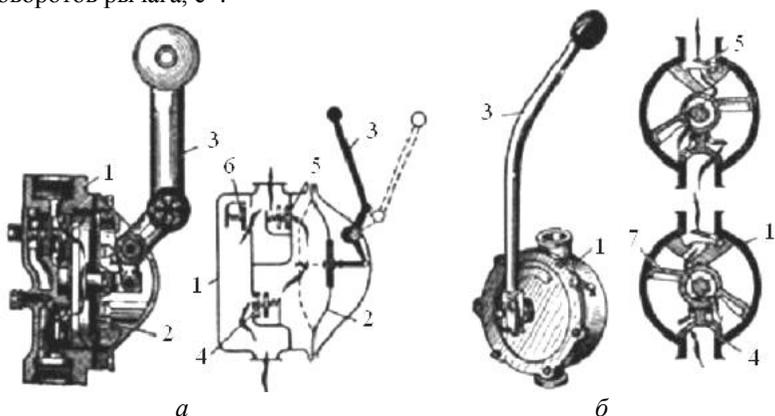


Рис. 1.7. Диафрагменный (а) и крыльчатый (б) насосы:

- 1 - корпус; 2 - диафрагма; 3 - рычаг; 4 - всасывающий клапан;
5 - нагнетательный клапан; 6 - предохранительный клапан; 7 - крыльчатка

Крыльчатые насосы применяются в средствах технического обслуживания для заправки машин топливом.

1.2.5. Шестеренные насосы

В шестеренных насосах основным рабочим элементом являются шестерни (рис. 1.8). При этом рабочими полостями служат впадины между зубьями, а вытеснителем – зубья шестерен. Одна из шестерен является ведущей, другая – ведомой.

Подача шестеренного насоса может быть определена по формуле

$$Q = \pi b D^2 n \eta_0 / (30z), \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.15)$$

где b - длина зуба, м; D - диаметр начальной окружности шестерен; n - частота вращения шестерен, с^{-1} ; z - количество зубьев.

Шестеренные насосы работают с частотой вращения шестерен до 5000 мин^{-1} . Подача достигает 1500 л/мин ; $P_{\text{макс}} = 20 \text{ МПа}$; КПД - $\eta = 0,25-0,95$.

Шестеренные насосы просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, их можно использовать при большой частоте вращения

(до 5000 мин⁻¹). Эти насосы реверсивные. Однако они могут перекачивать только чистые жидкости (в связи с малыми зазорами).

Их широко применяют в различных гидросистемах (специальной техники, автомобилей, тракторов, строительных машин, смазочной системы поршневых двигателей внутреннего сгорания), для перекачки вязких нефтепродуктов и т. п.

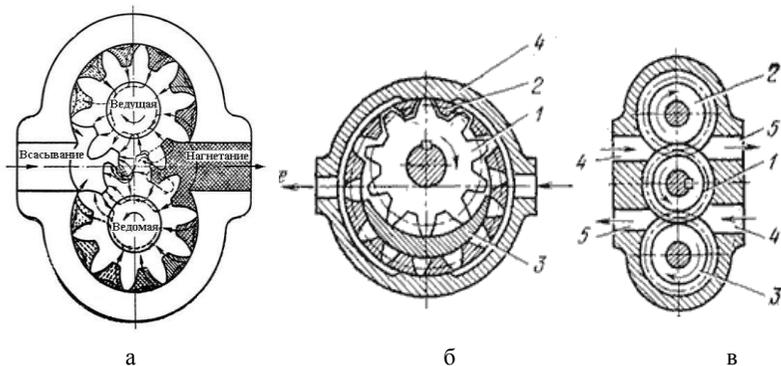


Рис. 1.8. Шестеренные насосы:

а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением; в - трехшестеренный

Основная группа шестеренных насосов состоит из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления (рис. 1.8, а). Применяются также и другие конструктивные схемы, например, насосы с внутренним зацеплением (рис. 1.8, б), трех- и более шестеренные насосы (рис. 1.8, в).

Шестеренный насос с внешним зацеплением состоит из ведущей и ведомой шестерен, размещенных с небольшим зазором в корпусе. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости всасывания в полость нагнетания. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

Шестеренный насос, применяемый в рулевом усилителе СКШ МАЗ-543, представлен на рис. 1.9.

В корпусе 5 имеются два ступенчатых глухих отверстия для размещения шестерен 1 и 7 и втулок 6 и 8. Втулки служат опорами для шестерен и уплотняют торцовые поверхности шестерен. Корпус закрыт крышкой 10, которая соединена с ним с помощью болтов 9. Для предотвращения утечки масла по стыку корпуса и крышки по контуру корпуса уложено кольцо из маслостойкой резины. В крышке насоса

установлен сальник 3, предотвращающий утечку масла по хвостовику ведущего вала насоса.

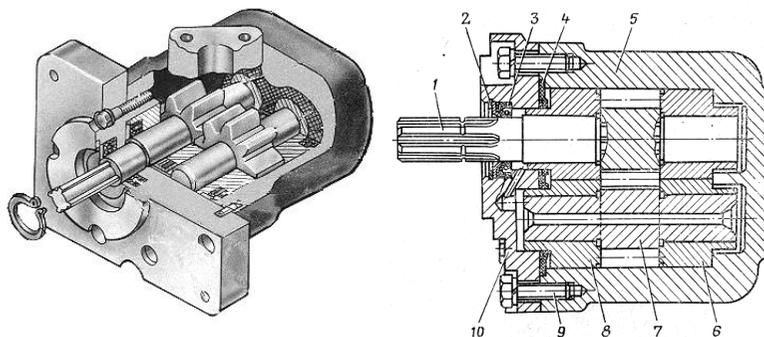


Рис. 1.9. Шестеренный насос рулевого усилителя МАЗ-543:

1 - ведущая шестерня; 2 - стопорное кольцо; 3 - сальник; 4 - уплотнительное кольцо; 5 - корпус насоса; 6 и 8 - втулки; 7 - ведомая шестерня; 9 - болт; 10 - крышка насоса

Втулки 6 и 8 насоса имеют ступенчатую форму. По большому диаметру втулки сопрягаются с отверстиями в корпусе, по малому – с отверстиями в крышке. Для уплотнения зазоров между сопрягающимися поверхностями втулок 6 и 8 и крышки 10 поставлены резиновые кольца 4.

Торцовые зазоры в насосе выбираются автоматически и остаются в пределах толщины масляного слоя, зависящего от вязкости масла и результирующего удельного давления.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением (см. рис. 1.8, б) сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 1 имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня 2. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка 3, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса 4 в напорный трубопровод.

На рис. 1.8, в приведена схема трехшестеренного насоса. В этом насосе шестерня 1 ведущая, а шестерни 2 и 3 - ведомые, полости 4 - всасывающие, а полости 5 - напорные. Такие насосы выгодно применять в гидроприводах, в которых необходимо иметь две независимые напорные гидролинии.

Равномерность подачи жидкости шестерным насосом зависит от числа зубьев шестерни и угла зацепления. Чем больше зубьев, тем меньше неравномерность подачи, однако при этом уменьшается производительность насоса. Для устранения защемления жидкости в зоне контакта зубьев шестерен в боковых стенках корпуса насоса выполнены разгрузочные канавки, через которые жидкость отводится в одну из полостей насоса.

1.2.6. Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы и гидромоторы так же, как и шестеренные, просты по конструкции, компактны, надежны в эксплуатации и сравнительно долговечны. В таких машинах рабочие камеры образованы поверхностями статора, ротора, торцевых распределительных дисков и двумя соседними вытеснителями-пластинами. Эти пластины также называют лопастями, лопатками, шиберами.

Пластинчатые насосы могут быть одно-, двух- и многократного действия. В насосах однократного действия одному обороту вала соответствует одно всасывание и одно нагнетание, в насосах двукратного действия - два всасывания и два нагнетания.

Схема насоса однократного действия приведена на рис. 1.10, а. Насос состоит из ротора 1, установленного на приводном валу 2, опоры которого размещены в корпусе насоса. В роторе имеются радиальные или расположенные под углом к радиусу пазы, в которые вставлены пластины 3. Статор 4 по отношению к ротору расположен с эксцентриситетом e .

К торцам статора и ротора с малым зазором (0,02...0,03 мм) прилегают торцевые распределительные диски 5 с серповидными окнами. Окно 6 каналами в корпусе насоса соединено с гидролинией всасывания 7, а окно 8 - с напорной гидролинией 9. Между окнами имеются уплотнительные перемычки 10, обеспечивающие герметизацию зон всасывания и нагнетания. Центральный угол, образованный этими перемычками, больше угла между двумя соседними пластинами.

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается - происходит всасывание, а затем уменьшается - происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна

распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

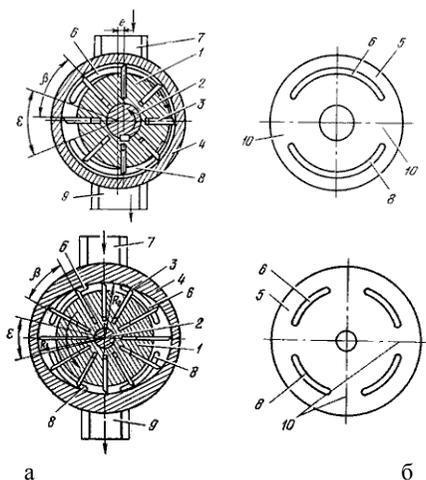


Рис. 1.10. Схема пластинчатого насоса однократного действия (а) и двойного действия (б):

- 1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 - окна; 7 - гидрочерпывания; 9 - гидрочерпывания

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 9 - всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия в принципе регулируемые и реверсируемые. Такие насосы применяются в питающей установке гидрообъемного механизма поворота ГМ-569.

Число пластин z может быть от 2 до 12. С увеличением числа пластин подача насоса уменьшается, но при этом увеличивается ее равномерность.

В насосах двойного действия (см рис. 1.10. б) ротор 1 и 4 статор соосны. Эти насосы имеют по две симметрично расположенные полости всасывания и полости нагнетания. Такое расположение зон уравнивает силы, действующие со стороны рабочей жидкости, и

разгружает приводной вал 2, который будет нагружен только крутящим моментом. Для большей уравновешенности число пластин 3 в насосах двойного действия принимается четным. Торцевые распределительные диски 5 имеют четыре окна. Два окна 6 каналами в корпусе насоса соединяются с гидролинией всасывания 7, другие два 8 – с напорной гидролинией 9. Так же, как и в насосах однократного действия, между окнами имеются уплотнительные переемычки 10. Для герметизации зон всасывания и нагнетания должно быть соблюдено условие, при котором $\varepsilon < \beta$.

Профиль внутренней поверхности статора выполнен из дуг радиусами R_1 и R_2 с центром в точке O . Пазы для пластин в роторе могут иметь радиальное расположение под углом $7...15$ к радиусу, что уменьшает трение и исключает заклинивание пластин. Насосы с радиальным расположением пластин могут быть реверсивными.

Характеристики пластинчатых насосов: Q_v до 3600 л/мин; $p_{\max} = 5-7$ МПа; полный КПД $\eta = 0,5-0,8$; объемный КПД $\eta_0 = 0,60-0,95$.

Подача пластинчатого насоса может быть определена по формуле

$$Q = 2 \cdot b \cdot e \cdot n (\pi D - z\delta) \cdot \eta_0, \quad (1.16)$$

где Q - подача, m^3/c ; b - ширина пластин, м; n - частота вращения ротора, c^{-1} ; D - диаметр статора, м; e - эксцентриситет, м; z - количество пластин; δ - толщина пластин, м; η_0 - объемный КПД.

К достоинствам пластинчатых насосов относятся:

равномерная подача;

отсутствие клапанов;

возможность реверсирования;

возможность работы с большой частотой вращения ротора.

Недостатками являются низкий объемный КПД и относительно низкое рабочее давление на выходе из насоса.

Регулирование подачи и осуществление реверса обеспечиваются изменением эксцентриситета, т. е. смещением центра вращения ротора относительно геометрического центра корпуса.

Благодаря малым габаритам пластинчатые насосы широко применяются в гидроприводах различных машин-орудий, в качестве источника давления рабочей жидкости - в рулевых усилителях, в качестве топливopодкачивающих - в системах питания дизелей (например, насос БНК-12 ТК двигателя А-650) и др.

Рассмотрим еще раз устройство и принцип работы пластинчатого насоса двойного действия на примере насоса рулевого

усилителя автомобилей КАМАЗ. Насос состоит из корпуса 1 (см рис. 1.11, а) с установленным на подшипниках 22, 25 валом насоса 26 и крышки 17, между которыми расположены статор 21 и ротор 19 с лопастями. В расточке крышки установлены распределительный диск 18 и блок клапанов – перепускной и предохранительный.

Главными элементами насоса, обеспечивающими создание давления, является рабочая пара статор - ротор с лопастями (см. рис. 1.11, б.).

Статор 2 представляет собой стальную деталь с овальным отверстием специальной формы в центре. Ротор 3 - цилиндрическая деталь со шлицевым отверстием в центре для соединения с приводным валом, имеет радиальные пазы, в которые свободно установлены пластинчатые лопасти 1.

С другой стороны, к ротору прилегает распределительный диск 18 (см. рис. 1.11, а). Между каждыми двумя лопастями и двумя торцовыми поверхностями образуется камера. Утечка масла из нее мала даже при максимальном давлении из-за малых торцовых зазоров.

Объем пространства между двумя лопастями, корпусом и распределительным диском при вращении ротора циклически изменяется от минимального до максимального два раза за один оборот ротора. В том месте, где начинается увеличение объема камеры, в корпусе насоса выполнено отверстие 8 (см рис. 1.12, а), через которое из бачка подводится масло. Диаметрально противоположно выполнено второе входное отверстие. За счет разрежения масло заполняет пространство между лопастями, причем подача масла в камеру производится с двух сторон: как со стороны корпуса, так и стороны распределительного диска через три перепускных отверстия 7 в статоре и лунки 4 в распределительном диске.

При дальнейшем вращении ротора происходит уменьшение объема между лопастями, что приводит к повышению давления масла, которое через нагнетательные каналы 1 в распределительном диске направляется в систему.

Полости нагнетания так же, как и полости всасывания, расположены друг против друга. Поэтому силы давления масла на ротор взаимно уравновешиваются и не нагружают подшипники вала насоса радиальными усилиями. Дополнительные каналы 2 и 3 меньшего размера в распределительном диске соединяют пространство под лопастями в роторе с полостью в крышке насоса.

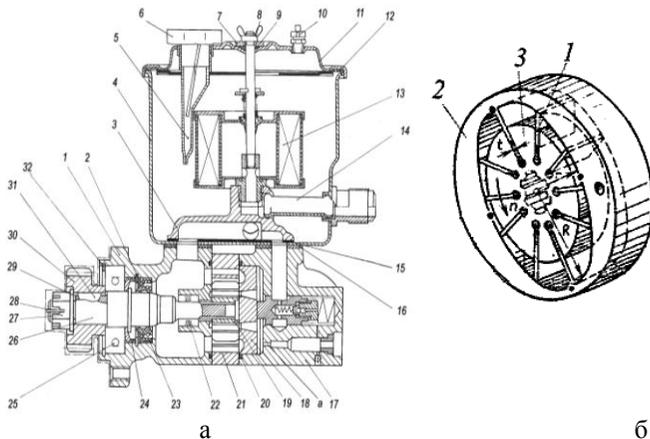


Рис. 1.11. Масляный насос рулевого усилителя (а) и его рабочая пара (б):
 а) 1 - корпус; 2 - кольцо упорное; 3 - коллектор; 4 - бачок; 5 - фильтр заливной; 6 - пробка заливной горловины бачка; 7, 29 - шайба; 8 - гайка-барашек; 9, 20 - уплотнительное кольцо; 10 - клапан предохранительный; 11 - крышка бачка; 12, 15, 16 - прокладка уплотнительная; 13 - фильтр насоса; 14 - трубка бачка; 17 - крышка насоса; 18 - распределительный диск; 19 - ротор с лопастями; 21 - статор; 22 - подшипник роликовый; 23 - манжета; 24 - кольцо маслоотгонное; 25 - подшипник шариковый; 26 - вал насоса; 27 - гайка; 28 - шплинт; 30 - шестерня привода насоса; 31 - шпонка; 32 - кольцо стопорное; б) 1 - лопасти; 2 - статор; 3 - ротор

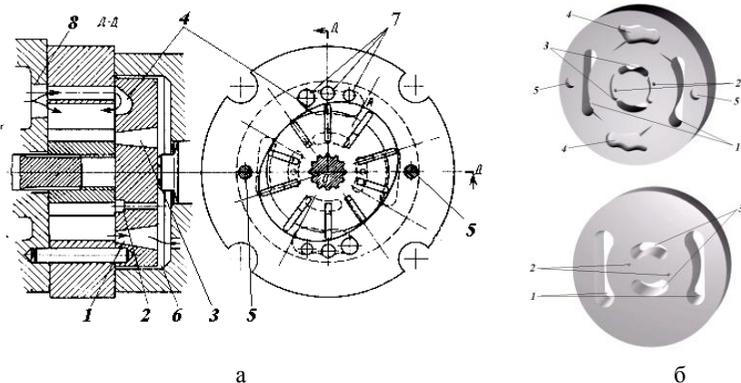


Рис. 1.12. Распределительный диск:
 а - установка распределительного диска; б - общий вид; 1 - нагнетательные каналы; 2, 3 - разгрузочные каналы; 4 - лунки; 5 - центрирующие отверстия; 6 - нагнетательная полость; 7 - перепускные отверстия

Этим предотвращается запираение масла, которое препятствовало бы радиальному перемещению лопастей, и одновременно обеспечивается поджатие лопастей к статору давлением масла.

Уплотнение рабочих полостей при давлении, достигающем до 8,7 МПа (75 кгс/см^2), обеспечивается тем, что все зазоры, через которые оно может перетекать, очень малы. Это достигается высокой точностью изготовления деталей насоса и, кроме того, ротор, статор и лопасти сортируют по длине и собирают по размерным группам.

1.2.7. Радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневой насос (см. рис. 1.13) состоит из статора, ротора с поршнями (плунжерами) и распределителя.

Ротор относительно статора размещается эксцентрично. Рабочие полости машины образуются в цилиндрах ротора под поршнями. Распределитель размещается или в отверстии ротора, или в торце и представляет собой неподвижное устройство. Если ротор будет вращаться по часовой стрелке, слева от осевой вертикальной линии полости под поршнями будут увеличиваться в объеме, а полости справа – уменьшаться. Таким образом, слева от распределительной пластины будет полость всасывания, а справа – полость нагнетания.

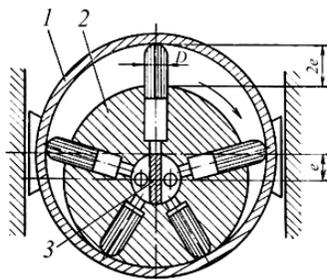


Рис. 1.13. Радиально-поршневой насос:

1 - статор; 2 - ротор с поршнями (D – диаметр поршней); 3 - распределитель

Радиально-поршневые насосы применяются в двух вариантах: нерегулируемые (с постоянным эксцентриситетом) и регулируемые (с переменным эксцентриситетом).

Подача радиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$Q = 2F e z n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.17)$$

где F - площадь поршня, m^2 ; e - эксцентриситет, m ; z - количество поршней; n - частота вращения ротора, c^{-1} .

Радиально-поршневые насосы обеспечивают максимальное давление до 20 МПа; полный КПД $\eta = 0,67-0,85$; объемный КПД $\eta_0 = 0,7-0,9$.

Рассматриваемые насосы отличаются компактностью, простотой регулирования и возможностью работать при высоких давлениях в рабочих полостях.

На рис. 1.14 представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигается изменение эксцентриситета, а, следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5, и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидрелинию.

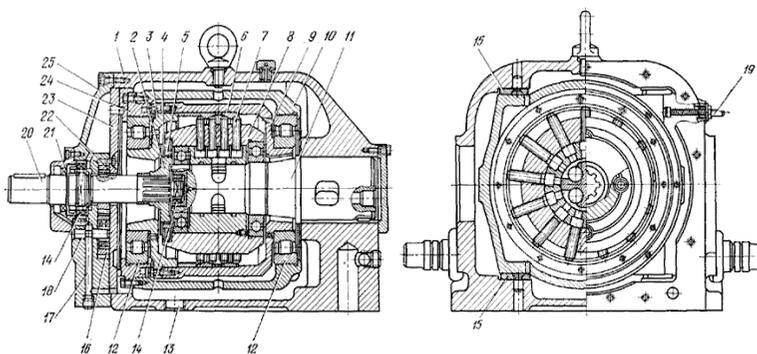


Рис. 1.14. Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивным кольцам обоймы. При этом если между ротором и обоймой есть эксцентриситет, то поршни, кроме вращательного, будут совершать и возвратно-поступательные (в радиальном направлении) движения. Изменение эксцентриситета вызывает соответствующее изменение хода поршней и подачи насоса. Вместе с ротором во вращение вовлекается обойма, вращающаяся в своих подшипниках. Такая конструкция позволяет уменьшить силы трения и повысить КПД гидромашины.

1.2.8. Аксиально-поршневые насосы

На рис. 1.15 показан один из возможных конструктивных вариантов таких насосов - аксиально-поршневой насос с наклонным упорным диском. Он состоит из корпуса с распределительным диском, ротора с плунжерами и наклонного упорного диска. Рабочие полости в машине образуются в цилиндрах ротора под поршнями. При вращении ротора благодаря неподвижному наклонному диску поршни относительно ротора будут перемещаться, и объем рабочих полостей будет изменяться. Распределительный диск, оставаясь неподвижным, обеспечивает деление всех рабочих полостей на две группы: всасывающие полости и нагнетающие.

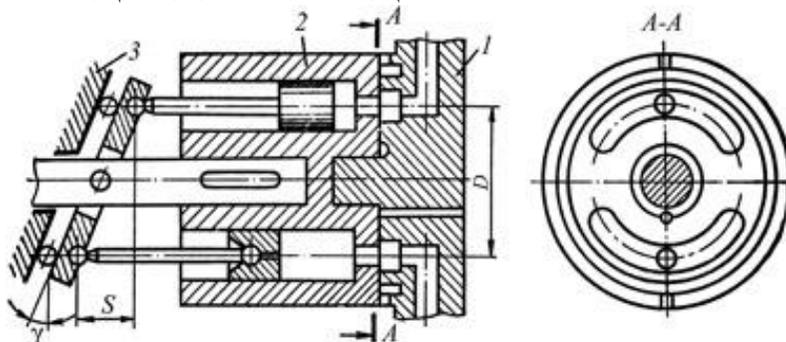


Рис. 1.15. Аксиально-поршневой насос с наклонным упорным диском:

- 1 - корпус с распределительным диском;
- 2 - ротор с плунжерами;
- 3 - наклонный упорный диск

В нерегулируемых насосах угол наклона упорного диска постоянный, а в регулируемых он может изменяться.

Аксиально-поршневые насосы с упорным диском применяются в механизмах наведения зенитных самоходно-артиллерийских установок.

Поддача аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$Q = 2R F \operatorname{tg} \gamma, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.18)$$

где R - радиус расположения поршней, м; F - площадь поршня, м^2 ; z - количество поршней; n - частота вращения ротора, с^{-1} ; γ - угол наклона упорного диска.

Из формулы следует, что при прочих равных условиях подача аксиально-поршневого насоса зависит от угла наклона упорного диска.

По сравнению с радиально-поршневыми насосами аксиально-поршневые имеют меньшие габариты и массу, более удобны в управлении и обслуживании. Они имеют более высокий полный КПД по сравнению с шестеренными и пластинчатыми насосами.

Эти насосы обеспечивают подачу до 1800 л/мин; максимальное давление до 70 МПа; полный КПД $\eta = 0,8-0,9$; объемный КПД $\eta_0 = 0,95-0,98$.

Применение аксиально-поршневых гидромашин наиболее целесообразно при среднем и высоком давлении в гидросистемах мобильных машин и циклическом характере изменения внешней нагрузки.

По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с наклонным блоком (см. рис. 1.16) и с наклонным диском (см. рис. 1.17).

Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

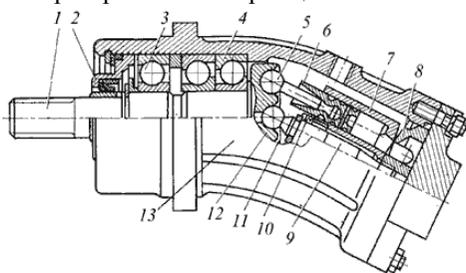


Рис. 1.16. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком:

- 1 - вал; 2 - манжета; 3, 4 - подшипник; 5 - шатун; 6 - плунжер; 7 - блок цилиндров; 8 - распределительное устройство; 9 - центральный шип; 10, 11 - уплотнители; 12 - шайба; 13 - корпус

Рассмотрим устройство аксиально-поршневого насоса с наклонным диском, применяемого в гидрообъемном механизме поворота ГМ-569.

Основными элементами насоса являются (рис. 1.17) ведущий вал 4 с подшипниками 3 и 18, блок цилиндров 7 (ротор с крышкой), восемь плунжеров 8 (поршней); люлька 16 с диском 15, сепаратором, башмаком и кольцом 12; распределитель 5; уплотнительные устройства и детали крепления.

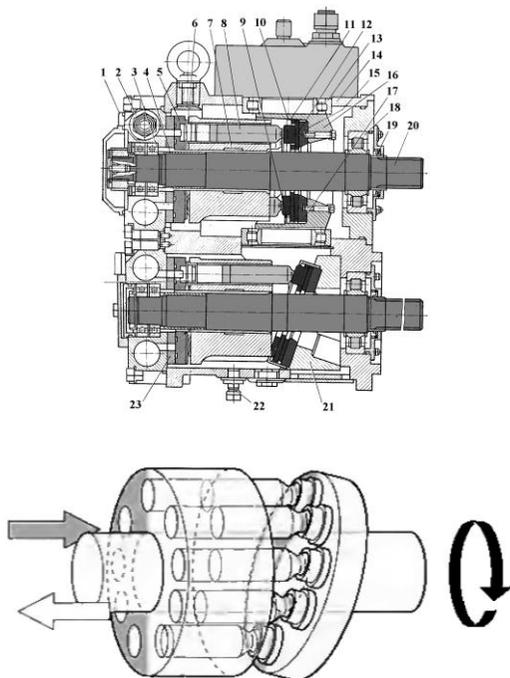


Рис. 1.17. Гидрообъемная передача ГМ-569 и гидронасос

Ведущий вал 4 насоса имеет две точки опоры (сдвоенный шариковый 3 и роликовый подшипники 18). На концах вала выполнены шлицы, которыми он через зубчатые муфты с одной стороны соединен посредством привода с согласующей передачей, а с другой - с валом питающей установки. В средней части вала

выполнены шлицы для соединения его с блоком цилиндров.

Блок цилиндров 7 насоса установлен на шлицах ведущего вала 4. В нем по периметру выполнены отверстия под плунжеры 8. Торцевая поверхность закрыта крышкой с отверстиями.

Плунжеры 8 насоса, установленные в отверстиях блока цилиндров, сферическими наконечниками соединяются с сепаратором 12.

Люлька 16 насоса установлена на двух роликовых подшипниках. В ней установлен диск 15, который через башмак воспринимает усилия плунжеров 8. От угла поворота люльки 16 зависит ход плунжеров (объемная подача насоса).

Распределитель насоса представляет собой неподвижную пластину, которая плотно прилегает к крышке блока цилиндров. В нем выполнены окна, сообщающиеся с напорными и возвратными магистралями.

1.2.9. Рабочие характеристики гидрообъемных насосов

Рабочими характеристиками гидрообъемных насосов называют зависимости подачи, мощности насоса и его КПД от давления, т. е. Q , N и $\eta = f(p)$. Эти зависимости представляются в виде графиков (см. рис. 1.18).

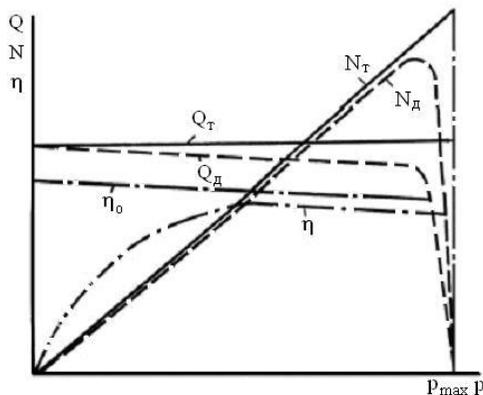


Рис. 1.18. Рабочие характеристики гидрообъемных насосов

Давление жидкости, создаваемое насосом, зависит от сопротивления движению жидкости. При снятии характеристики насоса оно может регулироваться, например, вентилем. Гидрообъемные насосы теоретически могут создавать любое давление

жидкости, но для предохранения гидравлической системы от перегрузок и разрушения давление ограничивают с помощью предохранительного клапана.

Подача жидкости без учета утечек Q_t не зависит от давления. Поэтому характеристика подачи без учета утечек представляет собой прямую, параллельную оси абсцисс. Если учитывать утечки жидкости, то с увеличением давления фактическая подача Q_d уменьшается и при максимальном давлении становится равной нулю, так как вся жидкость проходит через предохранительный клапан.

Мощность насоса является производной величиной от подачи и давления и с увеличением давления возрастает до определенного значения.

Объемный КПД характеризует утечки жидкости и с увеличением давления уменьшается. Общий КПД с повышением давления увеличивается от нуля до некоторого максимального значения и затем стабилизируется. Однако при значительном увеличении давления общий КПД будет уменьшаться, так как увеличиваются потери на трение между деталями.

1.3. Гидродинамические насосы

Гидродинамическими насосами называют такие гидравлические машины, в которых механическая энергия с помощью рабочего органа преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости.

Классификация гидродинамических насосов показана на рис. 1.19.

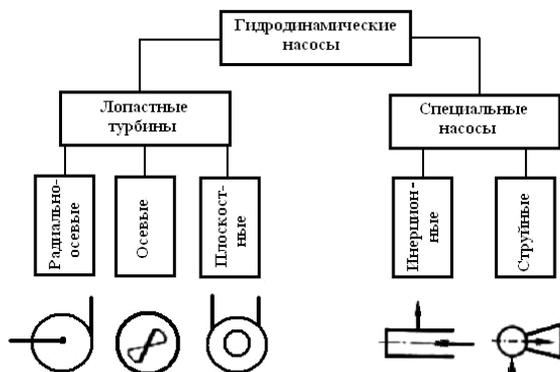


Рис. 1.19. Классификация гидродинамических насосов и их условные обозначения на гидравлических схемах

Лопастными называются насосы, в которых основным рабочим элементом, взаимодействующим с жидкостью, является лопастное колесо.

По характеру движения жидкости относительно рабочего колеса эти машины делятся на радиально-осевые, осевые, плоскостные.

В радиально-осевых насосах жидкость движется по оси и по радиусам относительно рабочего колеса. Радиально-осевые насосы называют также центробежными. Примером могут служить центробежные жидкостные насосы, применяемые на транспортных или боевых машинах в системе охлаждения двигателя.

В осевых насосах жидкость движется только в осевом направлении. Примерами осевого насоса являются вентилятор системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания, насос водомета и т. п.

В плоскостных машинах жидкость движется в плоскости вращения рабочего колеса.

К специальным насосам относятся такие, в которых для обеспечения движения жидкости используются инерционные силы жидкости или энергия движущегося потока (например, инерционные и струйные насосы).

1.3.1. Центробежные насосы

Центробежный насос (см. рис. 1.20) состоит из корпуса 1 с подводом и отводом и рабочего колеса 2.

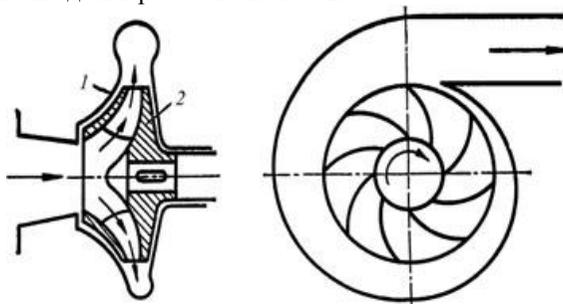


Рис. 1.20. Схема центробежного насоса:
1 - корпус; 2 - рабочее колесо

Рабочее колесо в центробежных насосах общего назначения имеет два диска, между которыми и размещаются лопасти. Лопасти обычно загнуты в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. Рабочее колесо насажено на вал, который соединяется с

двигателем. В том месте, где вал проходит через корпус, устанавливается уплотнительное устройство для предохранения от вытекания жидкости и проникновения воздуха внутрь корпуса. Жидкость к насосу подводится в центре рабочего колеса и отводится по трубопроводу, расположенному по касательной к корпусу.

Жидкость, поступившая к центру рабочего колеса (по оси насоса), проходит в межлопаточные каналы. При вращении рабочего колеса частицы жидкости под действием центробежных сил отбрасываются от центра к периферии и по расширяющейся части корпуса поступают к нагнетательному трубопроводу. В освобожденном пространстве колеса создается пониженное давление (вакуум), вследствие чего жидкость из всасывающего трубопровода поступает в насос. Таким образом, рабочее колесо, взаимодействуя с жидкостью, сообщает частицам жидкости некоторую кинетическую энергию, благодаря чему на выходе из насоса создается давление жидкости, а на входе – разрежение.

Центробежные насосы классифицируются по:

- 1) количеству рабочих колес (одно-, двух- и многоступенчатые – до 12 колес). Одно колесо способно создать напор до 100 мм вод. ст.;
- 2) расположению вала рабочего колеса (горизонтальные и вертикальные);
- 3) быстроходности (тихоходные, нормальные, быстроходные);
- 4) создаваемому напору (низконапорные 20-25 м/мм вод. ст.; средненапорные 25-60 м/мм вод. ст.; высоконапорные 60-200 м/мм вод. ст.);
- 5) температуре перекачиваемой жидкости (горячие и холодные).

Подача центробежных насосов определяется по соотношению

$$Q = u \cdot S, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.19)$$

где u - скорость движения жидкости на входе в насос, м/с; S - площадь проходного сечения для жидкости в данном насосе, м.

Так как площадь проходного сечения для жидкости в данном насосе неизменна, а скорость движения жидкости пропорциональна частоте вращения рабочего колеса, то и подача центробежного насоса будет пропорциональна частоте вращения рабочего колеса насоса. Отсюда следует, что подачу центробежных насосов можно регулировать изменением частоты вращения рабочего колеса насоса.

В отличие от объемных насосов центробежные не обладают свойствами самовсасывания жидкости. Поэтому перед началом работы корпус насоса и всасывающий трубопровод должны быть залиты перекачиваемой жидкостью и из них должен быть выкачен воздух. На корпусе насоса для этого устанавливаются специальные краны – кран

заливки и кран выпуска воздуха. Для заполнения насоса и всасывающей трубы жидкостью в нижней части трубы устанавливается обратный клапан.

В системах охлаждения двигателей центробежный насос устанавливается в таком месте, чтобы он был всегда залит жидкостью.

По создаваемому напору центробежные насосы делятся на три группы:

- насосы низкого давления, H до 25 м вод. ст.;
- насосы среднего давления, $H = 25-60$ м вод. ст.;
- насосы высокого давления, $H = 60-200$ м вод. ст.

Центробежные насосы, применяемые на практике, рассчитаны на различные подачи. Максимальное значение подачи 12000 л/мин.

Коэффициент полезного действия центробежных насосов составляет 0,6-0,9.

Центробежные насосы обладают рядом преимуществ по сравнению с поршневыми. К ним относятся простота конструкции; малые габариты и масса при тех же величинах подачи и давления; равномерная (без пульсаций) подача.

Центробежные насосы широко используются в АТ. Они обеспечивают циркуляцию жидкости в жидкостных системах охлаждения поршневых ДВС, работают в гидромуфтах, гидротрансформаторах и т. п.

На рис. 1.21 показан центробежный насос-нагнетатель, который используется в системах наддува дизелей.

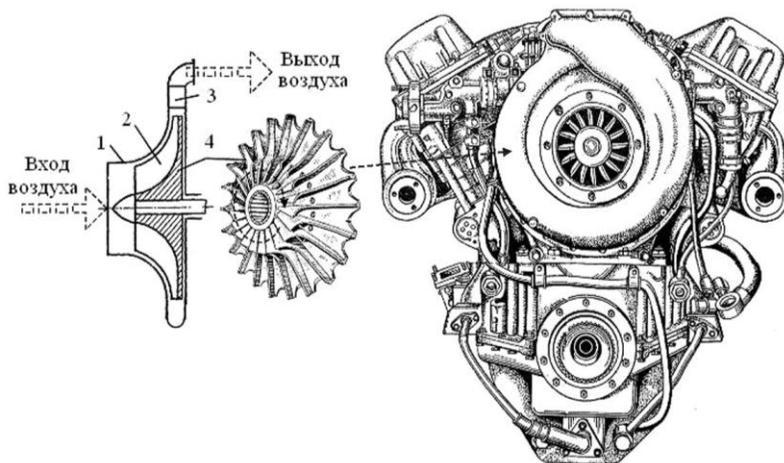


Рис. 1.21. Центробежный нагнетатель системы наддува дизеля

В качестве специфической характеристики центробежных насосов используется коэффициент быстроходности

$$n_s = 3,65n \frac{Q_v^{0,5}}{H^{0,75}}, \text{ мин}^{-1},$$

где n - частота вращения, мин^{-1} ; Q_v - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; H - напор насоса, м.

Если коэффициент быстроходности лежит в пределах $60-100 \text{ мин}^{-1}$, то насосы называют *тихоходными*. Они являются высоконапорными. Насосы, имеющие коэффициент быстроходности в пределах $400-880 \text{ мин}^{-1}$, называют *быстроходными*. Быстроходные насосы являются низконапорными.

Коэффициент быстроходности определяет форму рабочего колеса.

У тихоходных насосов выходной диаметр много больше входного, у быстроходных эта разница меньше (см. рис. 1.22).

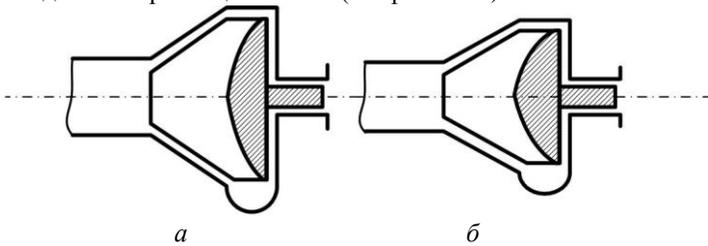


Рис. 1.22. Размеры колес в зависимости от коэффициента быстроходности:
а - тихоходный насос; б - быстроходный насос

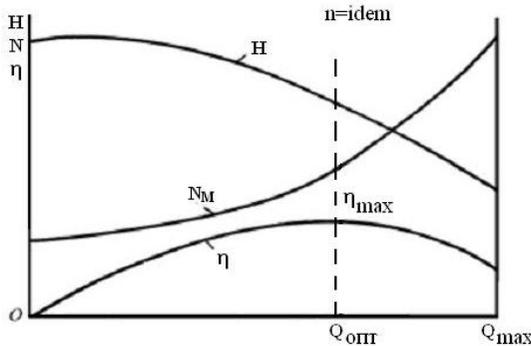


Рис. 1.23. Рабочие характеристики центробежного насоса

При очень больших коэффициентах быстроходности центробежный насос переходит в осевой.

Рабочие характеристики центробежных насосов представляют собой зависимости создаваемого ими напора, их мощности и КПД от подачи: $H, N, \eta = f(Q)$ при неизменной частоте вращения рабочего колеса насоса (см. рис. 1.23).

Кавитация в центробежных насосах. Если давление при входе на лопасти рабочего колеса понизится до давления парообразования всасываемой жидкости, то в межлопастном пространстве рабочего колеса начнется кипение жидкости с образованием паровых пузырьков, наличие которых обуславливает кавитацию. Пузырьки пара увлекаются движущимся потоком и, попадая в область более высокого давления, конденсируются. Частицы жидкости, стремясь заполнить полость конденсирующегося пузырька, движутся к его центру с очень большими скоростями. При завершении процесса конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются, в результате чего кинетическая энергия этих частиц переходит в энергию давления, вызывает местные гидравлические удары. Местное повышение давления при этом может достигать 100 и более МПа.

Механическое воздействие повышенного давления приводит к разрушению лопастей рабочего колеса насоса. Кроме того, разрушение лопастей при кавитации происходит также из-за эрозии металла, вызванной местными гидравлическими ударами. Особенно быстро разрушается чугун. Более стойкими металлами оказываются бронза и нержавеющая сталь.

Кавитация сопровождается сильным шумом внутри насоса, понижает КПД, напор, вызывает вибрацию насоса. Поэтому допускать кавитацию нельзя, и высота всасывания должна быть такой, при которой возникновение кавитации невозможно.

1.3.2. Осевые насосы

Осевыми называют лопастные насосы, в которых жидкость перемещается через рабочее колесо в направлении его оси.

Осевой насос (рис. 1.24) состоит из ротора, на котором закреплено несколько рядов рабочих лопаток. Между рядами этих лопаток помещаются ряды неподвижных лопаток, укрепленных в корпусе статора. Жидкость поступает через всасывающий патрубок в первый ряд рабочих лопаток, закрепленных в роторе. При вращении ротора происходит увеличение скорости потока.

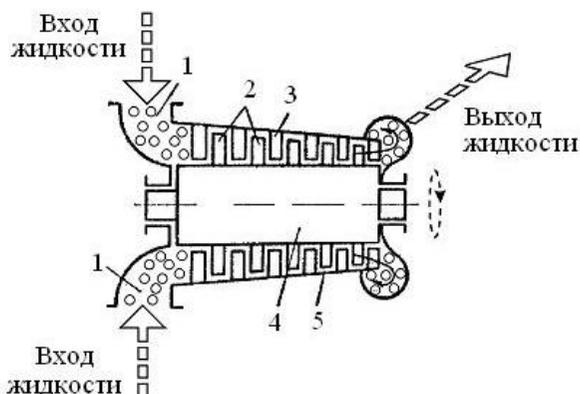


Рис. 1.24. Схема осевого насоса:

- 1- всасывающий патрубок; 2 - рабочие лопатки; 3 - неподвижные лопатки; 4 - ротор; 5 - статор

Выходя из ряда подвижных лопаток, жидкость попадает в первый ряд неподвижных лопаток. Проходы между этими лопатками имеют такую форму, что при прохождении через них жидкость постепенно замедляет свое движение (его скорость уменьшается). Происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию. Давление газа возрастает. Аналогичные процессы происходят в последующих рядах подвижных и неподвижных лопаток. Совокупность подвижного и неподвижного рядов лопаток образует ступень насоса. В одной ступени насоса можно получить небольшое увеличение давления газа. Для значительного увеличения давления газа в процессе его нагнетания в насосах применяют несколько ступеней.

Ротор насоса может располагаться горизонтально или вертикально. Рабочее колесо имеет от трех до шести лопастей. Осевые насосы могут быть одно- и многоступенчатые. Они характеризуются большой подачей (до $25 \text{ м}^3/\text{с}$), сравнительно малой высотой всасывания (до 3 м вод. ст.) и малыми напорами (до 25 м вод. ст.). КПД составляет 0,8-0,9. Расчет подачи производят по той же формуле, что и для центробежных насосов.

Осевые насосы хорошо перекачивают загрязненные жидкости. Поэтому они получили широкое распространение в водоходных

двигателях (водометах) боевых машин (например, на плавающих танках). Применяются они и в топливозаправочных агрегатах.

Если осевой насос используется в качестве водомета, то его сила тяги определяется по формуле

$$F = \rho \cdot Q (u_c - u_m), \quad (1.20)$$

где ρ - плотность воды, кг/м^3 ; Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; u_c - скорость струи, м/с ; u_m - скорость движения машины, м/с .

Лопастей рабочего колеса выполняются по винтовому профилю и обеспечивают осевое перемещение жидкости.

На рис. 1.25 показано использование осевого насоса в качестве водометного двигателя на плавающем танке.

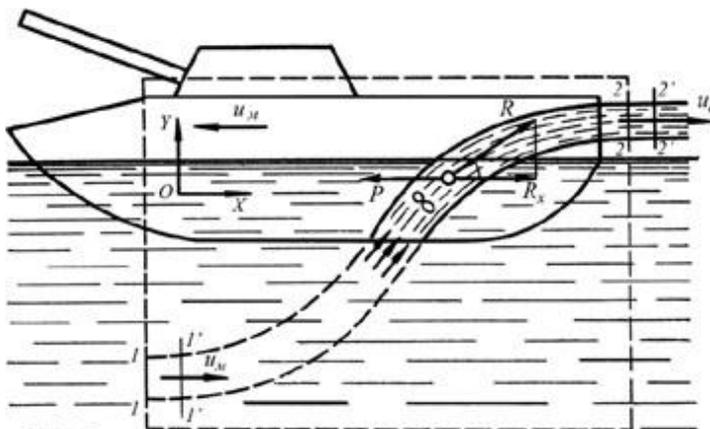


Рис. 1.25. Использование осевого насоса в качестве водометного двигателя на плавающем танке

1.3.3. Плоскостные насосы

Плоскостной насос (рис. 1.26) состоит из рабочего колеса, размещенного в корпусе. Рабочее колесо цилиндрической формы с радиальными лопатками. В корпусе насоса имеется концентрический канал А, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у напорного. Между всасывающим и напорным патрубками канал отсутствует, и тем самым отделяется полость всасывания от полости нагнетания. Жидкость поступает через всасывающий патрубок в канал, увлекается в этом канале рабочим колесом и уходит в напорный патрубок. Рабочее колесо насоса работает аналогично

рабочему колесу центробежного насоса. Под действием центробежных сил частицы жидкости, находящиеся в межлопаточном пространстве, отбрасываются к периферии, а на их место поступают другие частицы из канала. В результате этого возникает вихревое движение частиц жидкости.

Скорость жидкости, проходящей через рабочее колесо, становится больше скорости жидкости в канале. Выходя из колеса, жидкость поступает в канал и, смешиваясь с ней, сообщает ей дополнительный импульс в направлении движения колеса.

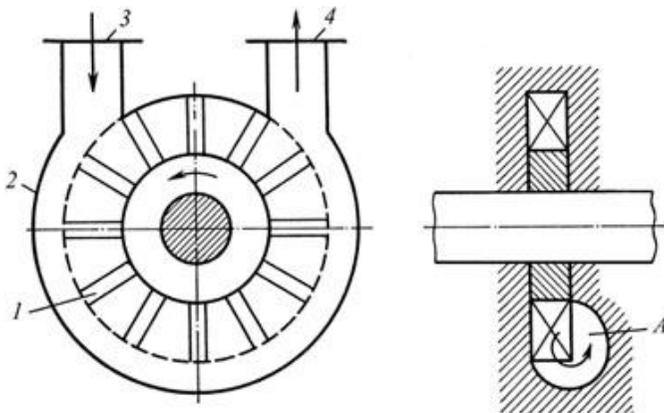


Рис. 1.26. Схема плоскостного насоса:

- 1 - рабочее колесо; 2 - корпус; 3 - всасывающий патрубок;
4 - напорный патрубок

Характерными особенностями плоскостных насосов являются: относительно высокий напор H – до 250 м вод. ст.; относительно малая подача Q – до 12 л/с; относительно низкий КПД η – 0,4.

Плоскостные насосы применяют в тех случаях, когда требуется большой напор при небольшой подаче. Они получили широкое распространение для перекачки смесей жидкостей и газов, легколетучих жидкостей (бензин, спирт) и т. п. В частности, такие насосы применяются в полевом передвижном насосном агрегате для групповой заправки боевых и транспортных машин.

1.3.4. Струйные насосы

В струйных насосах (эжекторах) процесс нагнетания осуществляется путем передачи энергии от одного потока жидкости к другому.

Независимо от назначения эжектора в нем присутствуют следующие конструктивные элементы (рис. 1.27) сопло высоконапорной (эжектирующей) среды; патрубок низконапорной (эжектируемой) среды; смесительная камера и диффузор.

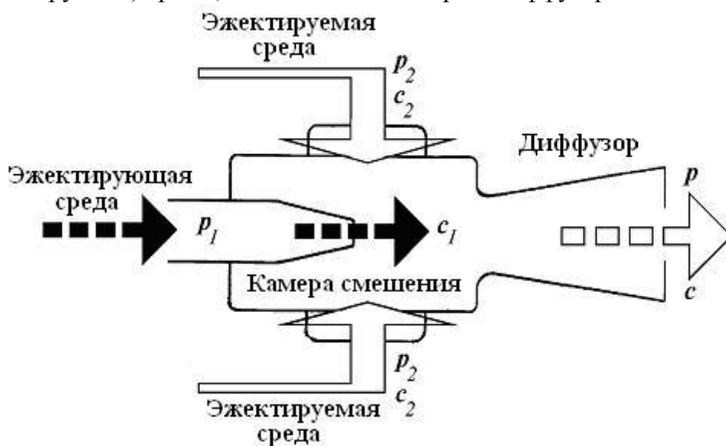


Рис. 1.27. Принципиальная схема струйного насоса

Сжимающая среда истекает из сопла с большой скоростью и через объем, в котором находится сжимаемая среда, попадает в смесительную камеру. При этом струя подхватывает некоторое количество сжимаемой среды и передает ей определенное количество своей кинетической энергии. Затем из камеры смешения смесь рабочей (сжимающей) и сжимаемой сред поступает в диффузор, в котором кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную. Такое преобразование энергии сопровождается увеличением давления газового потока.

В струйных компрессорах (эжекторах) процесс нагнетания осуществляется путем передачи энергии от одного газового потока к другому.

Обычно высота всасывания таких компрессоров составляет не более 7 м при КПД, равном 0,15-0,25.

Эжектор прост в конструктивном отношении, может работать в широком диапазоне изменения параметров сред, позволяет легко регулировать рабочий процесс и переходить из одного режима на другой. По этой причине эжекторы получили применение в различных технических областях, в том числе и в военной технике. В зависимости

от назначения эжекторы выполняются самым различным образом.

Часто эжектор выполняет функцию вентилятора, создавая непрерывный поток воздуха в помещении или в другом месте. В системах охлаждения двигателей В46-2С1, 5ТДФ, 6ТД для создания потока охлаждающего воздуха через радиатор используется эжектор (см. рис. 1.28). В силовых установках БМП-1, БМП-2 и БМП-3 также применяются эжекторные системы охлаждения двигателей.

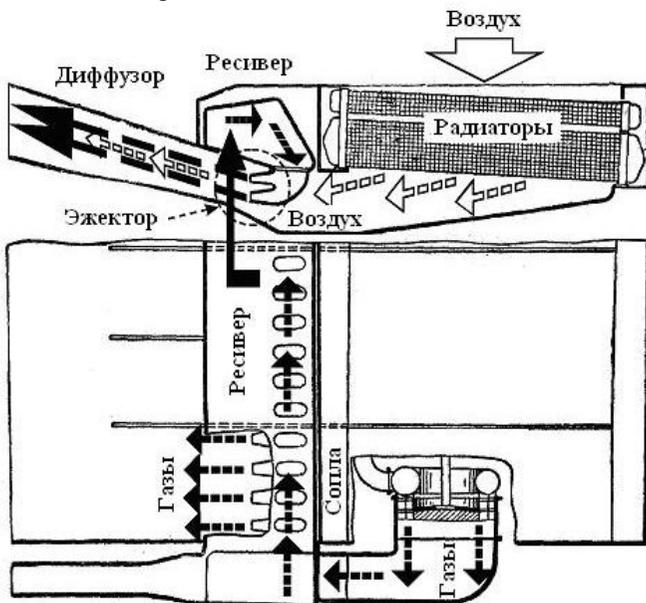


Рис. 1.28. Схема эжекторной системы охлаждения двигателя 5ТДФ

Эжектор обеспечивает создание потока охлаждающего воздуха через масляный и водяной радиаторы за счет использования энергии отработавших газов (высоконапорный поток).

Газы от двигателя через турбину отводятся в ресивер по специальному газоходу. Из ресивера отработавшие газы с большой скоростью вытекают через сопла. В соплах скорость газов значительно увеличивается. В результате этого на срезе сопел давление существенно уменьшается (становится меньше давления окружающей среды). Выходящие из сопел газы смешиваются в смесительной камере с воздухом и увлекают его на выход. Так как на срезе сопел давление низкое, воздух из окружающей среды через радиаторы движется к

соплам и смешивается с газами. Такой процесс происходит непрерывно. Относительно холодный воздух, проходящий через радиаторы, охлаждает воду и масло.

Самое широкое распространение эжекторы получили в системах воздухоочистки силовых установок для автоматического удаления пыли, поступающей в пылесборник воздухоочистителя в результате очистки воздуха. Принципиально эжекторы пылеудаления между собой ничем не отличаются. Отличие между ними состоит в том, что в них в качестве высоконапорного потока газа могут использоваться различные по составу газы.

В эжекторах пылеудаления (рис. 1.29) используются отработавшие в двигателе газы.

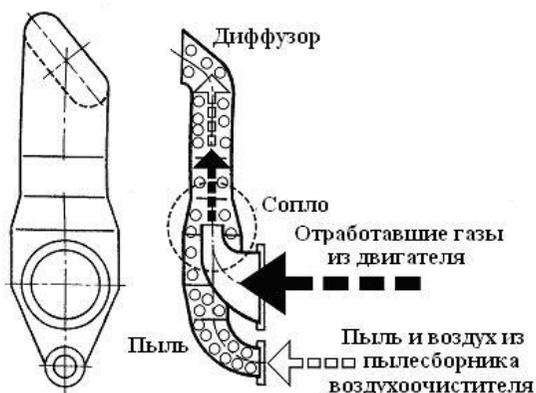


Рис. 1.29. Схема эжектора системы автоматического удаления пыли из пылесборника воздухоочистителя двигателя

В эжекторах пылеудаления силовых установок БМП (см. рис. 1.30) используется только часть отработавших в двигателе газов.

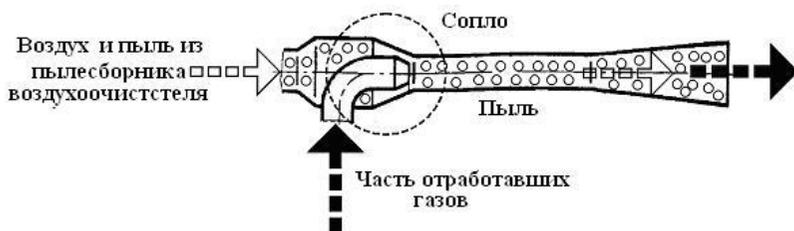


Рис. 1.30. Схема эжектора автоматического удаления пыли

Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Гидропривод. Принцип действия и основные характеристики гидропередат

Объемный гидропривод (ОГП) – это совокупность устройств, содержащих один или несколько объемных насосов и гидродвигателей, связанных между собой гидравлической связью, предназначенных для передачи посредством рабочей жидкости энергии на расстояние и преобразования ее в механическую работу на выходе системы с одновременным выполнением функции регулирования и реверсирования ведомого звена.

Объемный гидропривод в настоящее время получил широчайшее распространение в машиностроении в качестве гидравлических приводов управления и составных частей гидравлических объемных трансмиссий.

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения.

Достоинствами объемного гидропривода являются:

- возможность бесступенчатого изменения передаточного числа в широком диапазоне скоростных и силовых нагрузок;
- способность в течение длительного времени развивать большие статические усилия, достигающие нередко до десятков тысяч килоньютон;
- надежный и простой способ предохранения всей системы от перегрузок;
- малая инерционность;
- сравнительно простая аккумуляция энергии.

Недостатки объемного гидропривода:

- низкий КПД по сравнению с механической трансмиссией;
- большие габариты при малых давлениях (10...15 МПа) и трудность уплотнения при больших давлениях (28...35 МПа);
- высокая стоимость и сложность изготовления;
- зависимость КПД от температурных условий.

Объемный гидропривод состоит из гидропередатчи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидролиний (см. рис. 1.31).

Объемная гидропередатчи, являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из источника энергии – *объемного насоса* (преобразователя механической энергии приводного двигателя в

энергию потока рабочей жидкости) и исполнительного элемента - *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена). В качестве объемного насоса могут использоваться радиально-поршневые, аксиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные, винтовые насосы, а качестве гидродвигателя – гидродвигатели вращательного движения [гидромоторы: радиально-поршневые, аксиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные, винтовые (только трехвинтовые)], гидродвигатели поступательного движения (силовые цилиндры), или гидродвигатели поворотного движения.

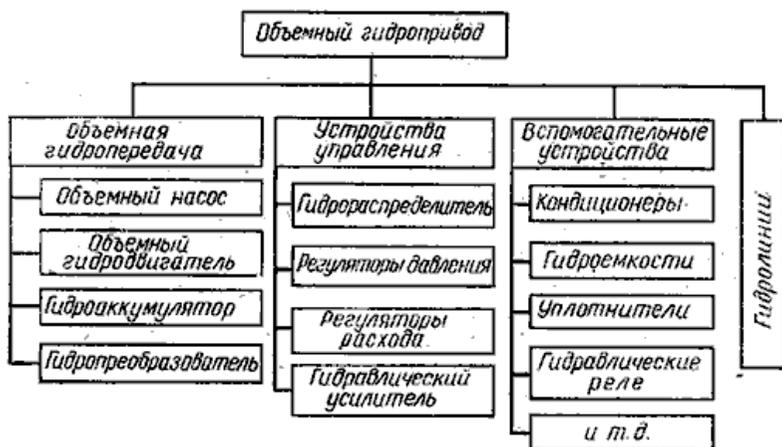


Рис. 1.31. Схема объемного гидропривода

В состав некоторых объемных гидропередач входит *гидроаккумулятор* (гидроемкости, предназначенные для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя). Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* - объемные гидромашин для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления p и расхода Q в энергию другого потока с другими значениями p и Q .

Устройства управления предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение

направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся:

гидрораспределители, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т. д.;

регуляторы давления (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны), предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме;

регуляторы расхода (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости;

гидравлические усилители, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

Вспомогательные устройства обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся: *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители*, обеспечивающие герметизацию гидросистемы; *гидравлические реле давления*; *гидроемкости* (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости), а также устройства, предназначенные для подпитки насоса рабочей жидкостью (эжекторы), выпуска воздуха из гидросистемы или для сообщения ее с атмосферой (вентили, краны, фильтры-сапуны), измерения расхода, давления, температуры и уровня рабочей жидкости, частоты вращения и крутящего момента гидромашин, для соединения трубопроводов (быстросъемные муфты и полумуфты) и др.

Состав вспомогательных устройств устанавливают исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

Гидролинии (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода. В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

Классификация объемных гидропроводов.

1. По конструктивному признаку гидроприводы делятся: на однотипные и разнотипные; раздельные и нераздельные.

Однотипные приводы состоят из одинаковых по конструкции гидронасоса (пневмонасоса) и гидродвигателя (пневмодвигателя), а в разнотипных приводах конструкции этих устройств различны.

Достоинства однотипных приводов перед разнотипными очевидны. Однако при необходимости изменения вида движения разнотипность неизбежна.

Раздельные приводы применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить независимость размещения гидронасоса и гидродвигателя, например, в приводах управления агрегатами трансмиссии. Нераздельные приводы более компактны и более надежны в эксплуатации, однако их применение не всегда возможно.

2. По гидравлической схеме циркуляции рабочей жидкости ОГП выполняются:

- с открытым кругом циркуляции рабочей жидкости, в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы – хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе. По этой схеме создаются полуавтоматические и автоматические гидравлические приводы управления движением самоходных машин и навесным оборудованием тракторов;

- с закрытым кругом циркуляции рабочей жидкости, в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры. По этой схеме выполняются гидрообъемные трансмиссии тракторов, маневровых тепловозов, танков, дорожно-строительных и других машин.

3. По характеру движения выходного звена ОГП создаются:

- с гидродвигателями вращательного движения, когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;

- с гидродвигателями поступательного движения, у которых в

качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр - двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);

- с гидродвигателями поворотного движения, когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360° .

Гидропривод поступательного движения обычно выполняют с разомкнутой циркуляцией, а гидропривод вращательного движения - как с разомкнутой, так и замкнутой циркуляцией с насосами постоянной и переменной подачи.

4. По способу изменения параметров механической энергии гидропривод может быть:

- регулируемым, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидropередачи в процессе эксплуатации. Примером нерегулируемого привода являются гидравлический пресс или домкрат;

- регулируемым, в котором в процессе эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону.

Регулируемые приводы в отличие от нерегулируемых характеризуются переменным передаточным числом.

5. По способу регулирования скоростью выходного звена ОГП выполняются:

- с дроссельным регулированием;
- с объемным (машинным) регулированием.

При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим.

6. По источнику подачи рабочей жидкости:

- насосные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящими в состав этих гидроприводов;

- аккумуляторные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящими в состав данных гидроприводов;

- магистральные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

7. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т. д.

Основными параметрами, характеризующими гидрообъемный привод, являются: кинематическое $u_{огп}$, силовое K (коэффициент трансформации) передаточные числа, и КПД $\eta_{огп}$.

Передаточное число гидрообъемной трансмиссии

$$u_{огп} = \frac{\omega_H}{\omega_M}, \quad (1.21)$$

где ω_H и ω_M - угловые скорости валов роторов соответственно гидронасоса и гидромотора.

Коэффициент трансформации (силовое передаточное число)

$$K = \frac{M_M}{M_H}, \quad (1.22)$$

где M_M и M_H - крутящие моменты на валах роторов соответственно гидромотора и гидронасоса.

КПД гидрообъемной трансмиссии

$$\eta_{огп} = \frac{N_M}{N_H} = \frac{M_M \cdot \omega_M}{M_H \cdot \omega_H}, \quad (1.23)$$

где N_M и N_H - мощности на валах роторов гидромотора и гидронасоса.

Мощность, подведенная к гидромотору, представляет собой мощность на валу гидронасоса с учетом потерь в гидронасосе

$$N_{под} = M_H \cdot \omega_H \cdot \eta_{ОН} \cdot \eta_{ВН}, \quad (1.24)$$

где $\eta_{ОН}$ - КПД, учитывающий объемные потери в гидронасосе (потери на утечку жидкости); $\eta_{ВН}$ - КПД, учитывающий внутренние потери в гидронасосе (механические и гидравлические).

Мощность на валу ротора гидромотора представляет собой мощность, подведенную от гидронасоса с учетом потерь в гидромоторе,

$$N_M = M_H \cdot \omega_H \cdot \eta_{ОН} \cdot \eta_{ВН} \cdot \eta_{ОМ} \cdot \eta_{ВМ}, \quad (1.25)$$

где η_{OM} - КПД, учитывающий объемные потери в гидромоторе; η_{BM} - КПД, учитывающий внутренние потери в гидромоторе.

Таким образом, КПД гидрообъемной трансмиссии

$$\eta_{ОГП} = \eta_{ОН} \cdot \eta_{ВН} \cdot \eta_{ОМ} \cdot \eta_{ВМ} \cdot \quad (1.26)$$

Для отдельных гидроагрегатов характерны следующие значения КПД: объемный КПД = 0,94...0,98; внутренний КПД $\eta_{ВН} \approx \eta_{ВМ} = 0,92...0,96$.

В соответствии с приведенными значениями $\eta_{огп} = 0,85...0,89$. При определении $\eta_{огп}$ потери на привод гидронасоса подпитки и потери в трубопроводах не учитывались.

2.2. Гидрообъемные трансмиссии колесных машин

Гидрообъемные трансмиссии (ГОТ) нашли широкое применение в различных транспортно-технологических машинах: тракторах, маневровых тепловозах, автомобилях и т. д.

ГОТ тракторов выполняют по раздельно- или нераздельно-агрегатной схеме. Раздельно агрегатная схема содержит отдельно размещенные насосы и гидромоторы. При этом компоновку ГОТ составляют один и два регулируемых насоса (как правило, аксиально-поршневых) и два или четыре нерегулируемых гидромотора (предпочтительно высокомоментных нерегулируемых, встроенные в ведущие колеса). Чаще в трансмиссию трактора включают гидрообъемную передачу в сочетании с механической коробкой передач, но может быть применена и полнопоточная схема без механической коробки передач.

Полнопоточная трансмиссия трактора Бима-300 (Франция) с индивидуальным подводом потока мощности на каждое колесо содержит четыре аксиально-поршневых регулируемых насоса «Saaer Getribe» с рабочим объемом 69,8 см³ и частотой вращения 2800 об/мин и четыре двухступенчатых высокомоментных радиально-поршневых гидромотора с рабочим объемом 4900 см³, встроенных в колеса движителя. Давление рабочей жидкости в гидромашине может достигать 42 МПа. Особенность конструкции ГОТ «Бима-300» состоит в возможности отключения части цилиндров гидромоторов, чем и обеспечивается возможность ступенчатого изменения их рабочего объема.

Применение ГОТ на тракторах позволяет значительно повысить производительность труда за счет более полной загрузки двигателя, снижения утомляемости водителя и высокой маневренности.

Несмотря на пониженный КПД ГОТ по сравнению с механической трансмиссией, производительность трактора, оснащенного гидрообъемной трансмиссией, при прочих равных условиях, повышается на (16...30 %).

Маневровые тепловозы. Характерной особенностью эксплуатации маневровых тепловозов является неустановившееся движение, поэтому применение гидрообъемных трансмиссий на них является лучшим конструктивным решением. Но сложность создания ГОТ для маневровых тепловозов связана с необходимостью применения гидравлических машин с высокой мощностью. Для получения приемлемой массы необходимо обеспечить работу гидромашин с высокими значениями давления рабочей жидкости и их частотой вращения.

Эта инженерная задача решена успешно фирмой «Секмафер» (Франция). Выпускаемая ею ГОТ для тепловоза с дизелем мощностью 643 кВт с частотой вращения 1800 об/мин включает два регулируемых насоса с рабочим объемом 1220 см³, установленных на обоих концах коленчатого вала дизеля. От каждого насоса получают вращение четыре нерегулируемые гидромотора, кинематическая связь которых с осями колесных пар обеспечивается цепной передачей. Давление рабочей жидкости в гидромашинах может достигать 60 МПа. Благодаря применению ГОТ вместо электромеханической трансмиссии, масса тележки тепловоза снизилась на 7 т, а неподдресоренная масса, приходящаяся на ось колесной пары, уменьшилась на 2 т.

Сельскохозяйственные машины. Гидрообъемные трансмиссии предпочтительны в качестве бесступенчатых вариаторов на зерноуборочных комбайнах в кинематической цепи, связанной с его движением, на что расходуется 30...45 % мощности двигателя. Остальная часть мощности источника энергии затрачивается на привод молотильного барабана, транспортер хлебной массы и другие агрегаты. ГОТ позволяет плавно и непрерывно изменять скорость комбайна в соответствии с плотностью зерновых на поле.

В нашей стране ГОТ применяется на зерноуборочных комбайнах «Дон-1500», кукурузоуборочном комбайне «Херсонец-3200», свеклоуборочном комбайне КС-6Б, картофелеуборочном комбайне КСК-4, косилке-плющилке КСП-5Г. Намечается установить гидрообъемную трансмиссию на все зерноуборочные комбайны с мощностью источника энергии более 75 кВт.

В США 80 % комбайнов оснащены ГОТ, причем практически все с мощностью двигателя более 80 кВт.

ГОТ отечественных сельскохозяйственных машин выполняются по раздельно-агрегатной схеме, что облегчает компоновку трансмиссионного отделения машины.

Автомобили. Использование гидрообъемных трансмиссий на городских автомобилях является перспективным с точки зрения экономии энергетических ресурсов. В результате применения гидроаккумулятора, ГОТ позволяет осуществить рекуперацию энергии при торможении автомобиля и, благодаря этому, снизить расход топлива (для городского автобуса на 30 %).

При разработке перспективных автомобилей с ГОТ выделяется три главных направления. Во-первых, использование регулируемых гидромашин в основном или параллельном силовом потоке для бесступенчатого изменения общего передаточного числа трансмиссии. Во-вторых, обеспечение привода некоторых осей транспортного средства, включаемых только в особых условиях движения (автопоезд 7410-9989). В-третьих, создание гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) с индивидуальным подводом мощности ко всем ведущим колесам СКШ (Технический проект шасси 12x12 с ГОТ, МЗКТ). Трансмиссии, создаваемые в рамках первого и второго направлений, являются комбинированными и представляют собой комплекс взаимосвязанных гидромашин и механических агрегатов.

Ярким примером применения комбинированных ГОТ является изделие 930, созданное в рамках поисковых исследований, направленных на создание транспортных средств, которые были бы способны обеспечить подвижность ракетных комплексов в условиях бездорожья. На макетном образце изделия 930 была применена комбинированная схема трансмиссии с индивидуальным механическим приводом каждого колеса (рис. 1.32). Гидрообъемная передача в такой трансмиссии (в параллельном потоке мощности) обеспечивала блокируемую дифференциальную связь всех ведущих колес и защиту привода каждого колеса от перегрузок.

Принцип работы трансмиссии изделия 930 заключается в следующем. Если ведущие колеса вращаются с разным числом оборотов (поворот, буксование, преодоление препятствий), то подведенная к суммирующим редукторам отстающих колес мощность разделяется на два потока. Часть мощности подводится к отстающим колесам в соответствии с их фактической скоростью, а другая часть – к гидромашинам, преобразуясь в них в гидравлическую мощность. При этом из гидромашин отстающих колес, работающих в насосном режиме, рабочая жидкость под давлением будет вытесняться в

гидромашины привода забегających колес, которые, работая в моторном режиме, обеспечивают необходимые по кинематике движения приращения скорости.

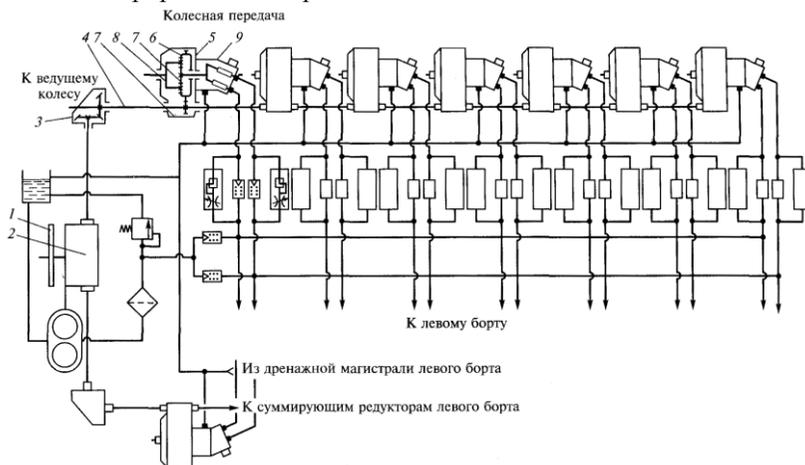


Рис. 1.32. Схема трансмиссии изделия 930:

- 1 - ДВС; 2 - повышающий редуктор; 3 - угловой редуктор; 4 - механическая передача; 5 - планетарный редуктор; 6 - эпицикл; 7 - солнечная шестерня; 8 - водило; 9 - гидромотор

Основным недостатком такой схемы ГОТ является большое число механических узлов и агрегатов – бортовых, центральных колесных редукторов, раздаточных коробок и карданных передач, что приводит к возрастанию потерь мощности и нерациональному ее распределению в механической части трансмиссии.

Поэтому наибольший интерес для специалистов, занимающихся разработкой СКШ, представляет третье направление. С учетом особенностей конструкции, специфических условий использования и предъявляемых требований это направление в настоящее время находит свою реализацию на многоосных большегрузных транспортных средствах, погрузчиках, инженерно-строительных машинах и других типах автомобилей.

Примером современной конструкции подобного рода является автомобиль «Гидроход-49061», который представляет собой полноприводный автомобиль типа 6×6 с полнопоточной

гидрообъемной трансмиссией с электронной системой управления (рис. 1.33).

Гидрообъемная трансмиссия «Гидроход-49061» состоит из трех аксиально-плунжерных регулируемых, реверсивных и обратимых насосов и шести аксиально-поршневых регулируемых и обратимых гидромоторов. Каждый насос связан с двумя параллельно включенными гидромоторами, приводящими в движение колеса одной условной оси.

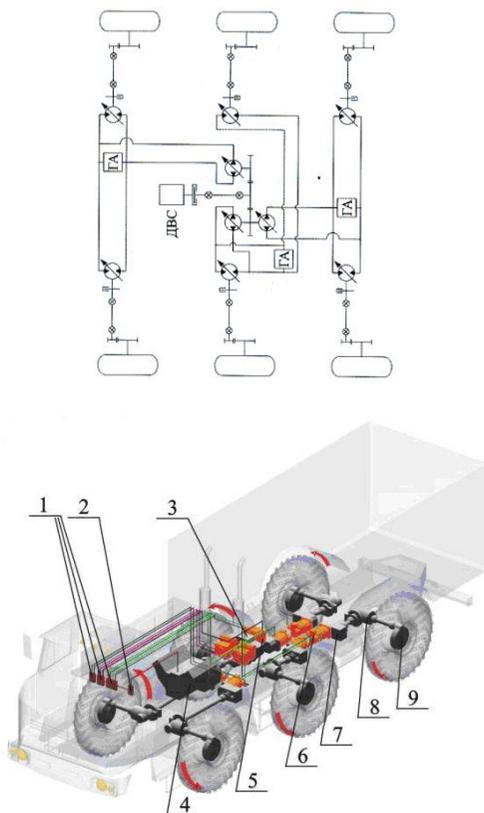


Рис. 1.33. Автомобиль «Гидроход-49061»:

1 - микропроцессоры управления гидронасосами и гидромоторами; 2 - микропроцессор управления двигателем; 3 - редуктор насосной станции; 4 - двигатель внутреннего сгорания; 5 - насос; 6 - гидромотор; 7 - согласующий редуктор гидромотора; 8 - бортовой редуктор; 9 - колесный редуктор

ГОТ выполнена по закрытой схеме. Все три магистральных насоса заблокированы между собой и имеют общий привод от двигателя через редуктор, образуя насосную станцию.

Рабочая жидкость, подаваемая насосами в попарно и параллельно связанные между собой и со своим насосом гидромоторы, приводит их во вращение, частота которого зависит от текущих значений рабочих объемов насосов, гидромоторов и частоты вращения двигателя. Крутящие моменты, развиваемые на валах гидромоторов, зависят от текущих значений рабочих объемов гидромоторов и перепада давления рабочей жидкости, создающегося в магистральных гидросистемах. Все эти параметры изменяются и регулируются с помощью автоматической системы управления ГОТ.

Система управления обеспечивает в реальном масштабе времени обработку сигналов датчиков по программно заданным алгоритмам и формирование управляющих сигналов на исполнительные механизмы: соленоиды, сервопривод и т. д. Таким образом, в зависимости от условий движения автомобиля обеспечивается необходимый режим работы трансмиссии: дифференциальный, заблокированный межосевой или адаптивный.

В адаптивном режиме к каждому колесу трехосного автомобиля мощность от двигателя подводится индивидуально, в зависимости от условий движения под каждым колесом. Такая схема позволяет максимально использовать мощность двигателя и существенно повысить проходимость и маневренность автомобиля в тяжелых условиях бездорожья.

2.3. Гидрообъемные механизмы поворота гусеничных машин

У современных гусеничных шасси функции изменения скорости и радиуса поворота совмещены в одном агрегате – механизме передач и поворота. В практике он часто называется, по-прежнему, трансмиссией, но на самом деле это уже единый блочный механизм, позволяющий изменять скорость ступенчато или непрерывно и осуществлять поворот с переменным ресурсом. Бесступенчатое изменение скорости или радиуса поворота достигается введением в трансмиссию объемных гидропередач, автоматически или управляемо трансформирующих крутящий момент или частоту вращения.

Типичная схема трансмиссии гусеничных машин семейства ГМ с объемным гидромеханизмом поворота показана на рис. 1.34.

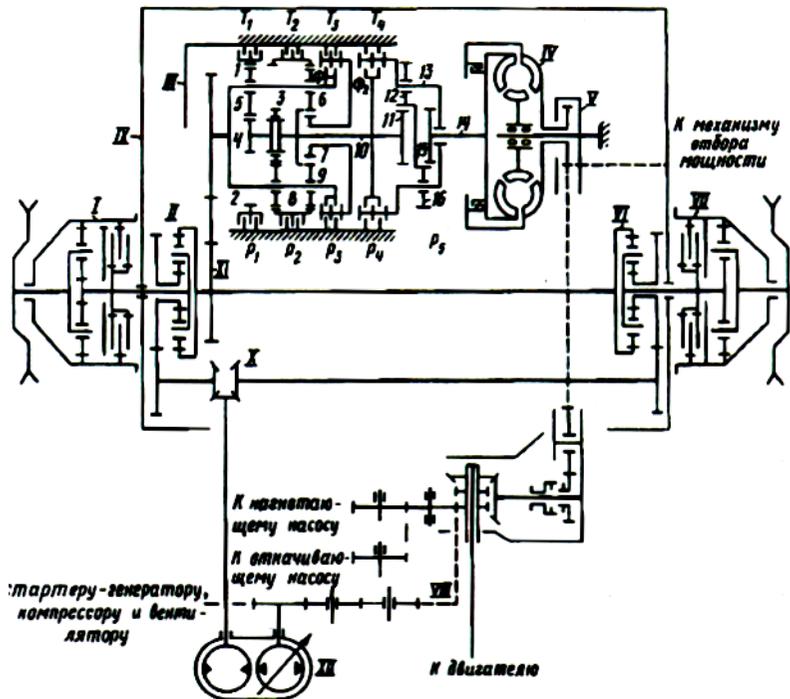


Рис. 1.34. Принципиальная схема трансмиссии ГМ-569

Она состоит из гидротрансформатора IV, приводимого от двигателя через согласующий редуктор V, планетарную коробку передач III с реверсом, суммирующие планетарные ряды II и VI, крутящий момент к которым подводится через выходной редуктор XI, гидромеханической части трансмиссии IX (ГМП), через которую передается к суммирующим рядам второй поток мощности от объемного гидромеханизма поворота XII (ГОМП) через механизм X. К объемной гидропередаче мощность подводится от двигателя через редуктор привода VIII. От ГОМП осуществляется привод стартера-генератора. В трансмиссии предусмотрен также механизм отбора мощности.

Основной поток мощности, передаваемый от двигателя через согласующий редуктор, гидротрансформатор и ПКП, идет с водила планетарных рядов ПКП через цилиндрические шестерни выходного редуктора на эпициклы левого и правого суммирующих планетарных рядов (СПР). При прямолинейном движении ведомый вал механизма поворота, а вместе с ним и солнечные шестерни левого и правого СПР

заторможены. Поэтому их эпициклы передают одинаковые по значению и направлению крутящие моменты через сателлиты и водила на выходные шестерни ГМП, далее на бортовые редукторы и ведущие колеса, что и обеспечивает прямолинейное движение.

При повороте часть мощности двигателя через ГОМП XII и группу деталей X второго потока мощности передается через солнечные шестерни планетарных рядов, которые начинают вращаться с одинаковой скоростью, но в противоположные стороны. Планетарные суммирующие ряды суммируют поступившие на их эпициклы и солнечные шестерни частоты вращения, и в результате получается разная частота вращения у водил и связанных с ними ведущих валов бортовых редукторов. Происходит разное изменение скоростей гусениц и, следовательно, поворот машины. При этом радиус поворота зависит от включенной передачи ПКП, сопротивления движению шасси и подачи гидронасоса ГОМП, что определяется углом поворота штурвала рулевой колонки. В этом случае (при повороте) работают суммирующие ряды II и VI ГМП.

При развороте машины на месте эпициклические шестерни суммирующих рядов остаются неподвижными из-за блокировки фрикционов Φ_1 и T_3 и разблокировки фрикционов Φ_2 и T_4 . В этом случае дополнительный поток мощности от двигателя XV через объемный гидромеханизм поворота XII поступает на детали группы X и далее на солнечные шестерни суммирующих планетарных рядов, которые вращаются с одинаковой скоростью, но в противоположных направлениях. Через водила СПР момент передается к бортовым редукторам и ведущим колесам.

Таким образом, поворот машины возможен с любым радиусом, в том числе и с минимальным, т. е. на месте.

Описанный выше тип трансмиссии принципиально отличается от трансмиссий гусеничных машин, выпускавшихся до последнего времени. Она конструктивно сложнее и требует новой технологии и организации производства. Переход к серийному выпуску гусеничных шасси с такими трансмиссиями требует коренного перевооружения производственной базы. И хотя преимущества машин при этом становятся весьма значительными, сложности переоснащения производства иногда не позволяют перейти в конструкциях шасси к подобным трансмиссиям. Поэтому в ряде случаев прибегают к модернизации серийных трансмиссий, вводя в них объемный гидромеханизм поворота. Примером такого подхода является трансмиссия МТ-ЛБМ (см. рис. 1.35), в которую органически введены

механизм передач и поворота, традиционно используемый в многоцелевых машинах легкой категории по массе (МТ-ЛБ), и объемная гидropередача, позволяющая осуществлять поворот с бесступенчато изменяющимся радиусом.

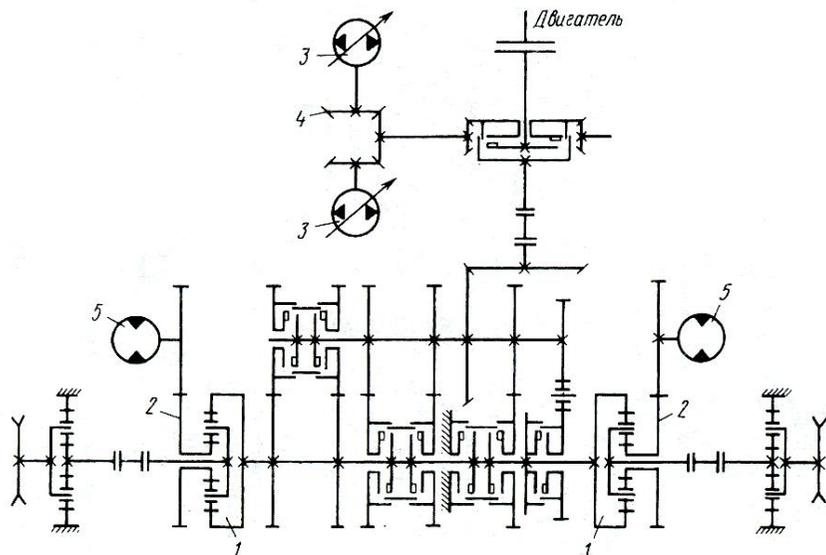


Рис. 1.35. Схема механизма передач и поворота МТ-ЛБМ

В этой трансмиссии МПП остается практически без изменений в том же картере, только вместо фрикционов планетарного механизма поворота устанавливаются гидромоторы 5, валы которых соединяются шестернями 2 с суммирующими планетарными рядами 1. Насосный агрегат монтируется отдельно. Мощность к насосам 3 передается с помощью конического раздаточного редуктора 4.

Трансмиссия может работать в нескольких режимах. При нейтральном положении гидронасосов вся мощность двигателя передается только через МПП, и кинематика движения машины при таком режиме идентична тому, как если бы объемной гидropередачи не было.

Гидронасосы могут обеспечивать вращение гидромоторов в разные стороны. При их вращении в одну сторону может быть или ускорение вращения выходного вала МПП, или замедление в зависимости от того, куда будет направлено вращение солнечной шестерни. При этом согласно схеме МПП на I передаче вся мощность

будет передаваться только гидравлическим потоком, так как валы эпицикла суммирующих планетарных рядов на I передаче заторможены

При вращении левого и правого гидронасосов и соответственно моторов в разные стороны, что будет при повороте, солнечные шестерни также будут вращаться в разные стороны, что обеспечивает бесступенчатый поворот в диапазоне разности частот вращения выходных валов МПП, определяемой кинематикой собственно МПП и разностью частот вращения, обусловленной вращением солнечных шестерен в разные стороны.

В последние годы отмечается тенденция к максимальному использованию возможностей объемных гидropередач как механизмов, автоматически регулирующих скорость движения и тяговую нагрузку в зависимости от сопротивления движению. Поэтому стремятся использовать объемные гидropередачи не только в режиме поворота, но и в режиме прямолинейного движения. Это позволяет уменьшить количество передач (в таком случае они называются диапазонами и их число в рабочем режиме не превышает двух-трех) и максимально использовать автоматизацию переключения диапазонов, что хорошо согласуется с принципом работы объемных гидropередач.

Глава 3. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПЕРЕДАЧ

3.1. Аппараты гидропривода

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости, либо для изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет *частичного открытия* рабочего проходного сечения.

Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем *полного открытия* или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения *запорно-регулирующего элемента*, входящего в их конструкцию.

По принципу действия запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют:

- на гидроклапаны;
- гидроаппаратуру неклапанного действия (дрессели).

В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют:

- на золотниковые;
- крановые;
- клапанные.

По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент подразделяют:

- на регулируемые;
- настраиваемые.

3.1.1. Гидроклапаны

Гидроклапаном называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия, проходящего через него потока рабочей жидкости.

В объемных гидроприводах используются клапаны различного назначения.

По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент гидроклапаны могут быть прямого и непрямого действия.

В гидроклапанах прямого действия (см. рис. 1.36, а) величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент.

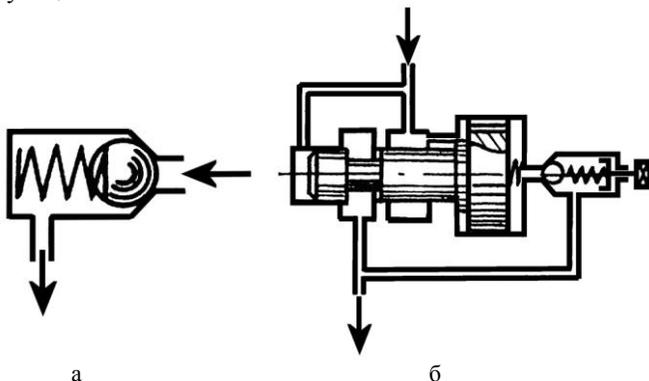


Рис. 1.36. Гидроклапаны прямого (а) и непрямого (б) действия

Достоинство клапанов прямого действия – высокое быстродействие. Недосток – увеличение размеров при повышении рабочего давления, а также нестабильность работы.

В гидроклапанах непрямого действия (см. рис. 1.36, б) поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

По сравнению с клапанами прямого действия клапаны непрямого действия обладают рядом преимуществ:

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Повышенная чувствительность.
3. Давление на входе в клапан поддерживается постоянным и не зависит от расхода рабочей жидкости через клапан.

По характеру регулирования давления гидроклапаны подразделяются на напорные, редуционные, перепада давления и соотношения давления.

Наиболее часто встречаются *напорные клапаны*, которые предназначены для ограничения давления в подводимом к ним потоке.

Напорные клапаны по назначению разделяют на предохранительные и переливные. Принцип работы этих клапанов одинаков, но они различаются по конструкции из-за разных задач, стоящих перед ними.

Предохранительный гидроклапан – напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего установленное.

Предохранительные клапаны должны срабатывать в критической ситуации при превышении давления выше предельно допустимого. Поэтому главное требование к ним – надежность срабатывания.

Во избежание заклинивания запорно-регулирующего элемента они обычно выполняются шариковыми.

Переливной гидроклапан – напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания в объемном гидроприводе установленного давления.

Переливные клапаны работают непрерывно, поддерживая заданное давление. Поэтому главное требование к ним – износостойкость и в качестве запорно-регулирующего элемента чаще всего используется плунжер (золотник).

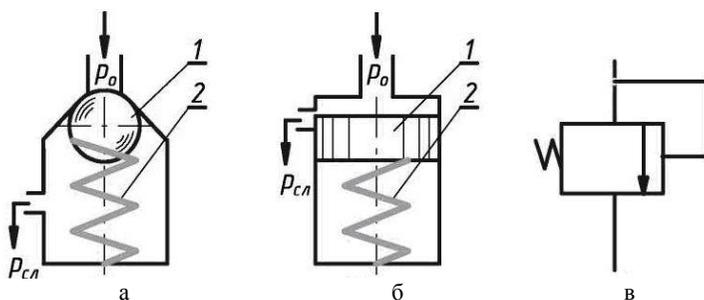


Рис. 1.37. Схемы напорных клапанов шарикового (а) и плунжерного типа (б) и их условное обозначение (в)

На рис. 1.37 приведены две конструктивные схемы напорных клапанов: а – шариковый, б – плунжерный. Клапан состоит из запорно-регулирующего элемента 1 (шарика, конуса, плунжера и т. д.), пружины 2, натяжение которой можно изменять регулировочным винтом. Часть корпуса, с которой запорно-регулирующий элемент клапана приходит в соприкосновение, называется седлом (посадочным местом).

При установке напорного клапана в гидросистему пружина 2 настраивается так, чтобы создаваемое ею давление было больше рабочего, тогда запорно-регулирующий элемент будет прижат к седлу, а линия слива будет отделена от линии высокого давления. При повышении

давления p_0 в подводимом потоке сверх регламентированного запорно-регулирующий элемент клапана перемещается вверх, преодолевая усилие пружины, рабочее проходное сечение клапана открывается, и гидролиния высокого давления соединяется со сливной. Вся рабочая жидкость идет через клапан на слив. Как только давление в напорной гидролинии упадет, клапан закроется, и, если причина, вызвавшая повышение давления не будет устранена, процесс повторится.

Редукционным называют гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости более низкого давления, чем давление в подводимом потоке.

Редукционный клапан (см. рис. 1.38, а) состоит из запорно-регулирующего элемента – плунжера 1, прижатого к седлу пружиной 2, сила натяжения которой регулируется винтом 3. Отверстие 4 корпуса соединяется с гидролинией высокого давления, а отверстие 5 – с гидролинией низкого давления. В исходном положении клапан прижат к седлу, а вход клапана отделен от выхода. При повышении давления p_1 плунжер поднимается и гидролиния высокого давления соединяется с гидролинией низкого давления. Чем больше давление p_0 , тем больше открывается проходное сечение клапана и тем больше становится давление на выходе.

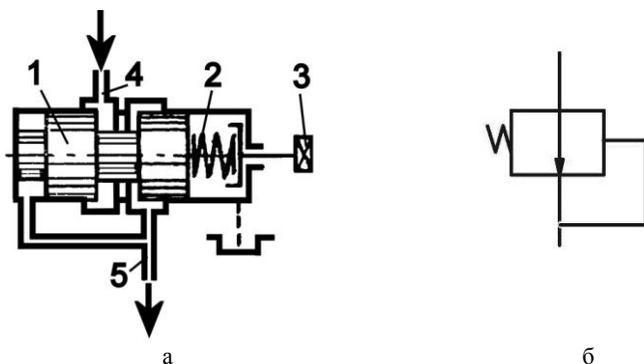


Рис. 1.38. Схема редукционного клапана (а) и его условное обозначение (б)

Обратным гидроклапаном (см. рис. 1.39) называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Они могут иметь различные запорно-регулирующие элементы: шариковый, конусный, тарельчатый или плунжерный.

В соответствии со своим назначением обратный клапан должен быть герметичным в закрытом положении, т. е. в исходном положении запорно-регулирующего элемента. Для достижения абсолютной герметичности в закрытом положении применяют обратные клапаны с двумя или тремя последовательно соединенными запорно-регулирующими элементами.

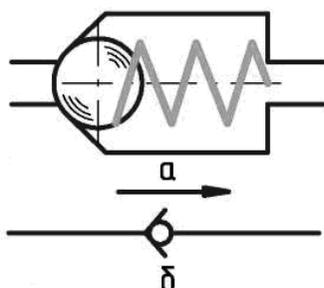


Рис. 1.39. Схема обратного клапана (а) и его условное обозначение (б)

Пружина обратных клапанов нерегулируемая, ее сила натяжения должна обеспечивать лишь преодоление сил трения и инерцию, а также быстрое возвращение в исходное положение запорно-регулирующего элемента.

В гидросистемах многих мобильных машин обратные клапаны с шариковым рабочим органом применяют в блокировочном устройстве резиновых шлангов (рис. 1.40).

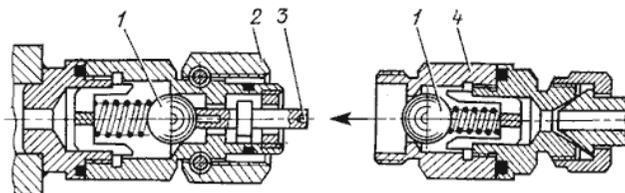


Рис. 1.40. Блокировочное устройство

Блокировочное устройство имеет подпружиненные шарики 1, которые при разъединении трубопроводов блокируют поток. При соединении труб путем навинчивания гайки 2 на штуцер 4 толкатель 3 отжимает шарики от их седел, позволяя жидкости свободно проходить через устройство.

Кроме напорных, редукционных и обратных клапанов в объемных гидроприводах используются также и другие клапаны:

перепада давления (поддерживает постоянный перепад давления), соотношения давления (поддерживает заданное соотношение давления), ограничители расхода, делители и сумматоры потока и др. Но они используются существенно реже.

Ограничителем расхода называется клапан, предназначенный для ограничения расхода в гидросистеме или на каком-либо ее участке.

Делителем потока (см. рис. 1.41) называется клапан соотношения расходов, предназначенный для разделения одного потока рабочей жидкости на два и более равных потока независимо от величины противодействия в каждом из них.

Делители потока применяют в гидроприводах машин, в которых требуется обеспечить синхронизацию движения выходных звеньев, параллельно работающих гидродвигателей, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

Сумматор потоков – гидроклапан соотношения расходов, предназначенный для соединения двух или более потоков рабочей жидкости в один поток. В этом случае в подводимых к нему двух трубопроводах поддерживается постоянный расход рабочей жидкости.

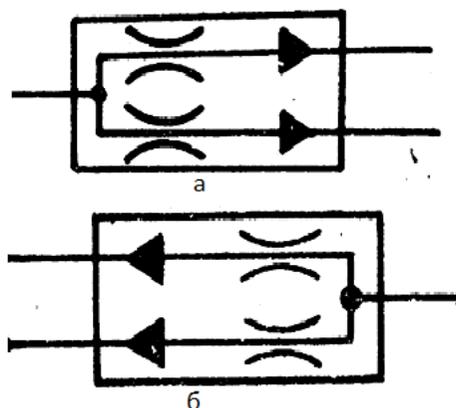


Рис. 1.41. Условное обозначение делителя потока (а) и сумматора потока (б)

3.1.2. Дроссели

Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от воздействия потока проходящей через него рабочей жидкости. Такие гидроаппараты иначе называют *дросселями*. С

точки зрения положений гидравлики дроссель представляет собой активное гидравлическое сопротивление.

Дроссели и регуляторы расхода предназначены для регулирования расхода рабочей жидкости в гидросистеме или на отдельных ее участках и связанного с этим регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя. Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

Дроссели могут быть линейными (рис. 1.42, в), когда местные потери обусловлены ламинарными течениями и поэтому пропорциональны расходу. Это достигается тем, что дросселирующий канал имеет большую длину и малое сечение. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом.

Однако, в основном, в машиностроительных гидроприводах используются *нелинейные дроссели*, характеризующиеся тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а, следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений.

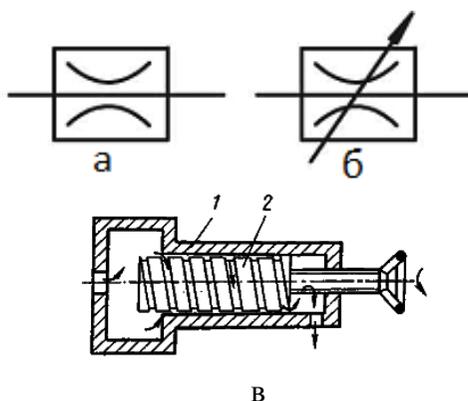


Рис. 1.42. Условные обозначения нерегулируемого (а) и регулируемого (б) дросселей, схема линейного дросселя (в):

1 - корпус; 2 - винт

Дроссели бывают настраиваемые (нерегулируемые), проходное сечение которых не меняется в процессе работы, и регулируемые, у которых имеется возможность принудительного изменения проходного сечения (простейший регулируемый дроссель – водопроводный кран).

3.1.3. Гидрораспределители

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т. п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами – *направляющими гидрораспределителями*.

По способу присоединения к гидросистеме гидрораспределители выпускают в трех исполнениях: *резьбового, фланцевого и стыкового* присоединения. Выбор способа присоединения зависит от назначения гидрораспределителя и расхода через него рабочей жидкости.

По конструкции запорно-регулирующего элемента гидрораспределители подразделяются следующим образом.

Золотниковые (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

Крановые (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

Клапанные (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т. д.) различной конструкции.

По числу фиксированных положений золотника гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

По управлению гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или

электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

Золотниковые гидрораспределители

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков (см. рис. 1.43, а). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (см. рис. 1.43, б).

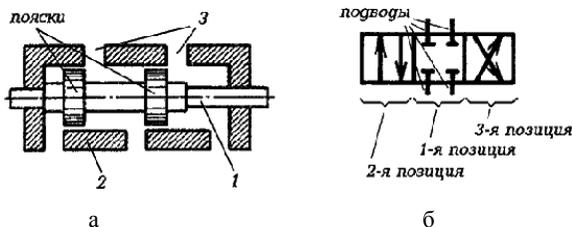


Рис. 1.43. Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

Рассмотрим принцип работы распределителя (рис. 1.44). В первой (исходной) позиции все линии *A*, *B*, *P* и *T*, подходящие к распределителю, разобщены, т. е. перекрыты (см. рис. 1.44, а). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии *P* и *A*, *B* и *T* (см. рис. 1.44, б). При смещении золотника вправо - в третью, где соединяются линии *P* и *B*, *A* и *T* (см. рис. 1.44, в). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

В зависимости от числа подводов (линий, ходов) распределители могут быть двухходовые (двухлинейные), трехходовые (трехлинейные), четырех- и многоходовые. В соответствии с этим в обозначениях гидрораспределителей первая цифра говорит о числе подводов. Например, из обозначения гидрораспределителя «4/2» можно понять, что он имеет 4 подвода, т. е. он четырехходовой (четырёхлинейный).

Вторая цифра в обозначении говорит о числе позиций. То же обозначение распределителя «4/2» говорит, что у него две позиции.

Примеры обозначения распределителей приведены на рис. 1.45.

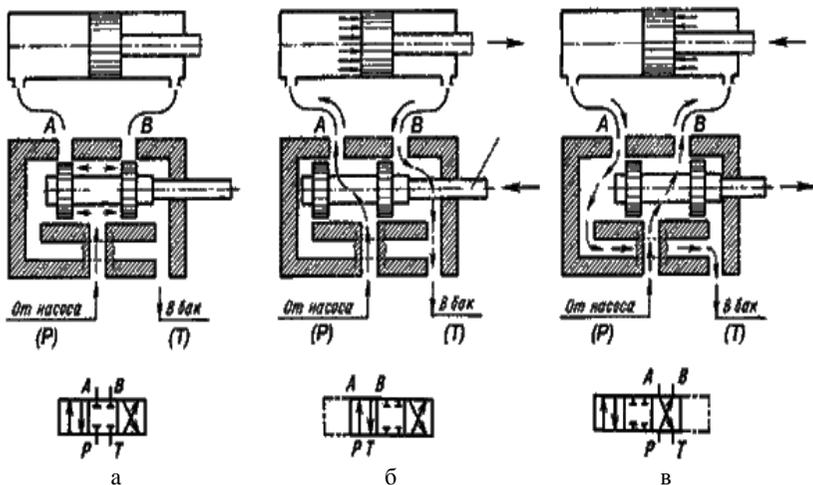


Рис. 1.44. Схема работы золотникового гидрораспределителя

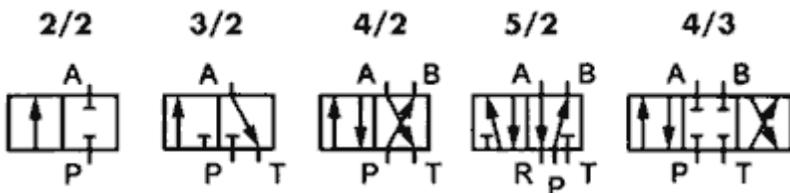


Рис. 1.45. Примеры обозначения типов распределителей

Золотники гидрораспределителя могут выполняться в трех исполнениях (рис. 1.46).

Золотники с положительным осевым перекрытием (см. рис. 1.46, а) имеют ширину поясков b больше, чем ширину проточки c или диаметр рабочих окон в корпусе. При нейтральном положении золотника такого гидрораспределителя напорная гидролиния отделена от линий, соединяющих полости гидродвигателя и слива. Золотники с положительным осевым перекрытием позволяют фиксировать положение исполнительного механизма. Недостатком является наличие у них зоны нечувствительности, определяемой величиной осевого перекрытия: в пределах этой зоны при перемещении золотника расход жидкости через гидрораспределитель равен нулю, а

исполнительный механизм не движется, несмотря на подаваемый к золотнику сигнал управления.

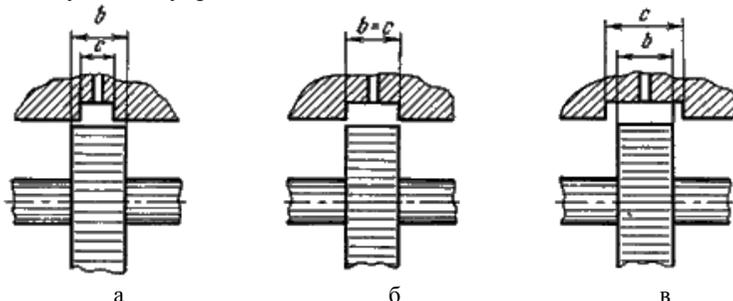


Рис. 1.46. Конструктивные исполнения золотников

Золотники с нулевым осевым перекрытием (см. рис. 1.46, б) имеют ширину пояска b , равную ширине проточки c или диаметру рабочих окон, а осевое перекрытие $\Pi = 0$. Такие золотники не имеют зоны нечувствительности и наилучшим образом удовлетворяют требованиям следящих гидросистем. Однако изготовление таких золотников связано со значительными технологическими трудностями.

Золотники с отрицательным осевым перекрытием (см. рис. 1.46, в), у которых $b < c$; при нейтральном положении их напорная гидролиния соединена со сливом и с обеими полостями гидродвигателя. При этом жидкость через зазоры непрерывно поступает на слив, а в обеих полостях гидродвигателя устанавливается одинаковое давление. В гидрораспределителях с таким золотником зона нечувствительности сводится к минимуму, но из-за слива рабочей жидкости часть мощности теряется. Кроме этого, гидросистема с таким золотником будет иметь меньшую жесткость, так как из-за перетекания жидкости через начальные зазоры в золотнике будет переходить смещение исполнительного механизма при изменении преодолеваемой нагрузки.

Крановые гидрораспределители

В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

На рис. 1.47 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два и больше угловых положения.

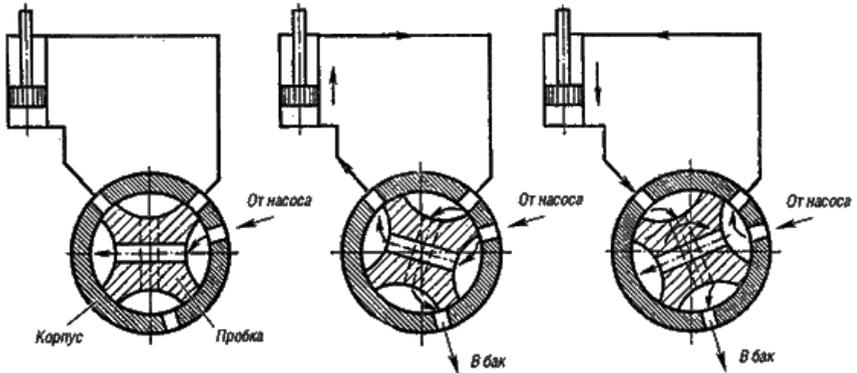


Рис. 1.47. Схемы включения в гидросистему пробкового крана

Герметичность кранового гидрораспределителя обеспечивается за счет притирки пробки к корпусу крана. Для кранов с цилиндрической пробкой зазор между пробкой и корпусом принимают равным $0,01 \dots 0,02$ мм. В этих кранах вследствие износа пробки и корпуса зазор между ними, а, следовательно, и утечка рабочей жидкости с течением времени увеличиваются, что является недостатком такого кранового распределителя. Такого недостатка нет в крановых гидрораспределителях с конической пробкой.

Крановые гидрораспределители чаще всего применяют в качестве вспомогательных в золотниковых гидрораспределителях с гидравлическим управлением.

3.2. Кондиционеры рабочей жидкости

К кондиционерам рабочей жидкости относятся гидробаки для рабочей жидкости, устройства для очистки рабочей жидкости, теплообменники 4, гидроаккумуляторы.

Гидробаки предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей. Гидробаки бывают с атмосферным давлением над свободной поверхностью и с избыточным давлением. На рис. 1.48 приведены условные обозначения баков (а – с атмосферным давлением в баке; б – с избыточным давлением в баке).

Гидробаки изготавливают сварными из листовой стали толщиной 1-2 мм или литыми из чугуна. Форма гидробаков чаще всего прямоугольная. Внутри гидробака имеются перегородки 12, которыми всасывающая труба отделена от сливной б. Кроме того, перегородки удлиняют путь циркуляции рабочей жидкости, благодаря чему улучшаются условия для пеногашения и оседания на дно гидробака примесей, содержащихся в рабочей жидкости.

Лучшему выделению воздуха из рабочей жидкости способствует мелкая сетка, поставленная в гидробаке под углом. Для выравнивания уровня жидкости в гидробаке перегородки имеют отверстия на высоте 50...100 мм от дна. Заливку рабочей жидкости производят через отверстие 9 с сетчатым фильтром 8, имеющим ячейки размером не более 0,1-0,1 мм. Отверстие для заливки закрывают пробкой. Для контроля уровня рабочей жидкости в гидробаке служат указатель 1 или смотровой глазок 5.

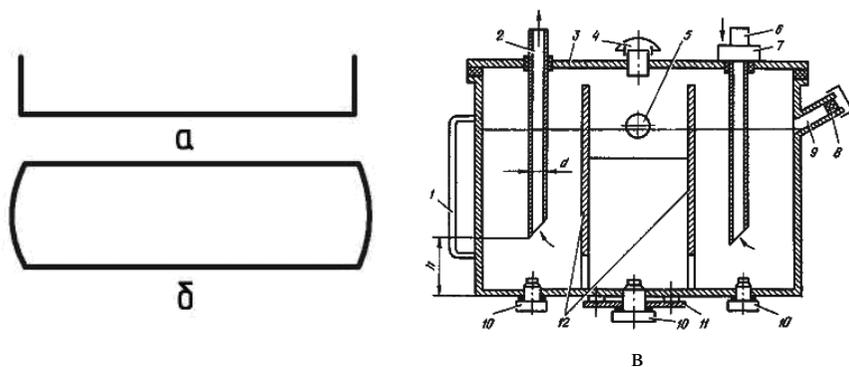


Рис. 1.48. Условные обозначения баков с атмосферным давлением (а), избыточным давлением (б) и конструкция гидробака (в):

- 1 - указатель масла; 2- всасывающая труба; 3 - крышка; 4 - сапун; 5 - глазок; 6 - сливная труба; 7 - фильтр; 8 - сетчатый фильтр (ячейки 0,1-0,1 мм); 9 - заливное отверстие; 10 - магнитная пробка; 11 - крышка для слива РЖ; 12 - перегородки (успокоители)

Для выравнивания давления над поверхностью жидкости в баке с атмосферным давлением служит сапун 4. Возможны случаи, когда давление в гидробаке отличается от атмосферного (избыточное давление или вакуум).

Сливную и всасывающую трубы устанавливают на высоте $h = (2-3) d$ от дна бака, а концы труб скашивают под углом 45°. При этом скос

сливной трубы направлен к стенке, а всасывающей - от стенки. Такое расположение концов труб уменьшает смешивание жидкости с воздухом, взмучивание осадков и попадание примесей во всасывающую гидролинию. В верхней части сливной трубы может быть установлен фильтр.

Дно гидробака имеет отверстие с крышкой 11 для спуска рабочей жидкости, периодической очистки и промывки гидроемкости. На дне также могут быть установлены магнитные пробки 10 для задержания металлических примесей. Крышка 3 бывает съемной. С гидробаком она соединяется через уплотнитель из маслостойкой резины.

В процессе эксплуатации гидропривода температура рабочей жидкости не должна превышать 55...60 °С и в отдельных случаях 80 °С. Если поддержание температуры в пределах установленной не может быть обеспечено естественным охлаждением, в гидросистеме устанавливают *теплообменники*.

В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с водяным и воздушным охлаждением.

Теплообменники с водяным охлаждением имеют небольшие размеры. В отличие от воздушных, они более эффективны, но требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости. Конструктивно теплообменник представляет собой змеевик из стальной трубы, размещенной в гидробаке.

Теплообменники с водяным охлаждением целесообразно применять в гидроприводах стационарных машин, работающих в тяжелых условиях.

Теплообменники с воздушным охлаждением выполняют по типу автомобильных радиаторов или в виде труб, оребренных для увеличения поверхности теплопередачи. Для увеличения эффективности теплопередачи поверхность теплообменника обдувается воздухом от вентилятора.

Фильтры служат для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей. Эти примеси состоят из посторонних частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т. д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости.

Механические примеси вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

Примеси задерживаются фильтрами (см. рис. 1.49), принцип работы которых основан на пропуске жидкости через фильтрующие элементы (щелевые, сетчатые, пористые) или через силовые поля (сепараторы).

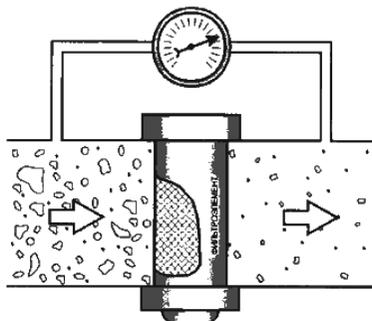


Рис. 1.49. Схема фильтрации рабочей жидкости

В первом случае примеси задерживаются на поверхности или в глубине фильтрующих элементов, во втором рабочая жидкость проходит через искусственно создаваемое магнитное, электрическое, центробежное или гравитационное поле, где происходит оседание примесей.

По тонкости очистки, т. е. по размеру задерживаемых частиц фильтры делятся на фильтры грубой, нормальной и тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидролиниях и служат для предварительной очистки.

Фильтры нормальной очистки задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидролиниях.

Фильтры тонкой очистки задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

В зависимости от мест установки фильтров в гидросистеме различают фильтры *высокого* и *фильтры* низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих или сливных гидролиниях.

Сетчатые фильтры устанавливают на всасывающих и сливных гидролиниях, а также в заливочных отверстиях гидробаков.

Фильтрующим элементом является латунная сетка, размер ячеек которой определяет тонкость очистки рабочей жидкости. Сетка устанавливается в один и более слоев. Для уменьшения сопротивления фильтрующую поверхность делают как можно большей.

На рис. 1.50 изображена конструкция сетчатого фильтра. Фильтр состоит из корпуса 1 с отверстиями для пропуска рабочей жидкости и обтянутого двумя слоями сетки 2. Торцевые поверхности фильтра закрыты двумя дисками 3. Через центральные отверстия дисков проходит стальная перфорированная труба 4, соединяемая с всасывающей трубой насосной установки.

Проволочные фильтры имеют аналогичную конструкцию. Они состоят из трубы с большим количеством радиальных отверстий или пазов, на наружной поверхности которой навивается калибровочная проволока круглого или трапециевидного сечения. Зазор между рядами проволоки определяет тонкость фильтрации рабочей жидкости (до 0,05 мм). Недостаток сетчатых и проволочных фильтров – трудность очистки фильтрующих элементов от скопившихся на их поверхности загрязнений.

Пластинчатые (щелевые) фильтры устанавливают на напорных и сливных гидротлиниях гидросистем. Рассмотрим его устройство на примере фильтра системы смазки механизма передач и поворота МТ-ЛБ (рис. 1.51).

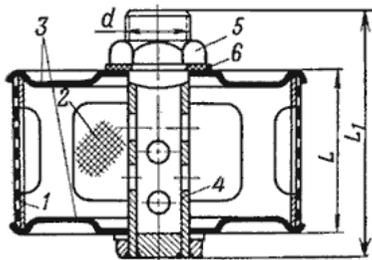


Рис. 1.50. Сетчатый фильтр:
1 - корпус; 2 - сетка; 3 - диски;
4 - перфорированная трубка;
5 - гайка; 6 - прокладки

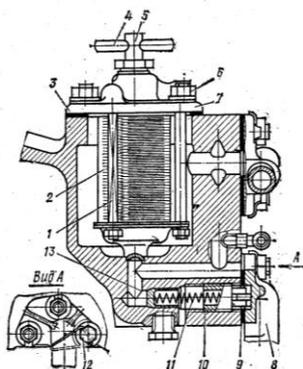


Рис. 1.51. Пластинчатый фильтр
1 – стержень; 2 – фильтрующие
пластины; 3, 9 – уплотнительные
прокладки; 4 – рукоятка; 5 – валик; 6 –
гайка; 7 – крышка; 8 – труба; 10 –
регулирующая гайка; 11 – пружина;
12 – болт; 13 – перепускной клапан

Фильтрующий элемент состоит из валика 5, фильтрующих пластин 2 и промежуточных звездочек. Пластины 2 установлены на стержне 1 квадратного сечения, ввернутом в корпус фильтрующего элемента. На наружном конце валика фильтрующего элемента установлена рукоятка 4. Жидкость поступает в корпус фильтра и через щели между основными и промежуточными пластинами попадает во внутреннюю полость фильтра, образованную вырезами в основных пластинах. При протекании жидкости через щели, содержащиеся в ней механические примеси задерживаются. Тонкость очистки зависит от толщины промежуточных пластин. В процессе эксплуатации фильтра щели засоряются. Для очистки щелей фильтра от грязи необходимо проворачивать рукоятку 4 с валиком 5. При повороте рукояткой 4 валика 5 скребки, помещенные между пластинами 2, очищают слой загрязнений на входе в щели. Грязь, осаждающаяся в нижней части отстойника, периодически удаляется из него через спускное отверстие, закрываемое болтом 12. Такой сравнительно простой способ очистки является достоинством пластинчатых фильтров. Пружина 11 перепускного клапана 13 регулируется гайкой 10.

Сетчатые, проволочные и щелевые фильтры имеют небольшое сопротивление при протекании через них рабочей жидкости, но тонкость их очистки невелика.

Для улучшения очистки рабочей жидкости применяют фильтры тонкой очистки, которые имеют большое сопротивление и рассчитаны на небольшие расходы. Их устанавливают на ответвлениях от гидромагистралей. Во избежание быстрого засорения перед фильтрами тонкой очистки устанавливают фильтры грубой очистки.

В фильтрах тонкой очистки используют тканевые, картонные, войлочные и керамические фильтрующие элементы.

Фильтры с картонными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную (до 75 %) часть твердых включений размером более 4-5 мкм. Схема такого фильтра с комбинированным элементом, состоящим из элементов тонкой 2 и грубой 1 очистки, представлена на рис. 1.52. До открытия перепускного клапана 3 жидкость последовательно проходит через оба элемента (см. рис. 1.52, а). При засорении элемента тонкой очистки открывается перепускной клапан 3, и жидкость через элемент грубой очистки поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки (см. рис. 1.52, б).

Бумажный элемент обычно выполняется в виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы (см рис. 1.53).

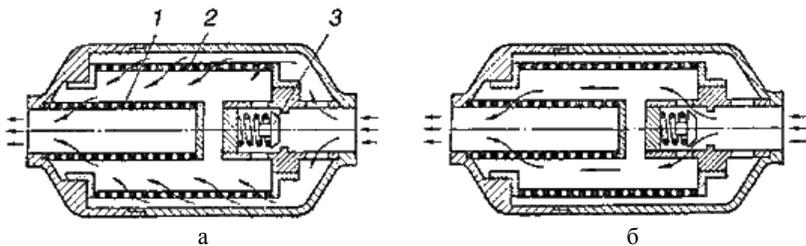


Рис. 1.52. Комбинированный фильтр из элементов грубой и тонкой очистки

Войлочные и металлокерамические фильтры относятся к фильтрам тонкой очистки. Их также называют глубинными, поскольку жидкость проходит через толщу пористого материала (наполнителя). Они имеют более высокую грязеемкость и сравнительно большой срок службы.

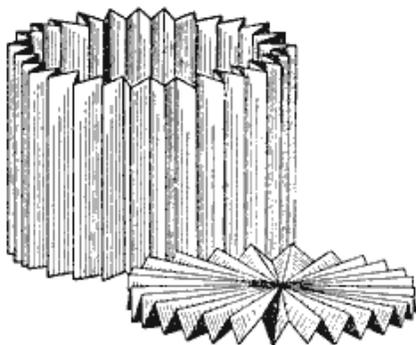


Рис. 1.53. Бумажный фильтроэлемент

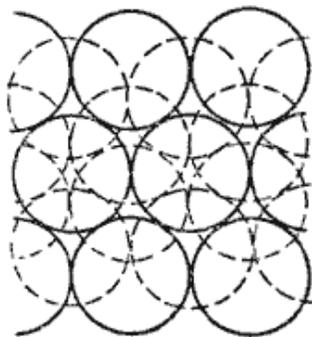


Рис. 1.54. Структура фильтроматериала из спеченных шариков

Широко распространены фильтры глубинного типа с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемые путем спекания металлических и неметаллических порошков. Схема пористой структуры металлокерамического фильтроматериала представлена на рис. 1.54. Жидкость очищается, протекая по длинным и извилистым каналам между шариками. Такой фильтр применяется в питающей установке ГОМП ГМ-569 (см рис. 1.55).

Сепараторы имеют неограниченную пропускную способность при малом сопротивлении. Принцип их работы основан на пропуске рабочей жидкости через силовые поля, которые задерживают примеси. В качестве примера на рис. 1.56 приведена конструкция гидроциклонного фильтра ГОМП ГМ-569.

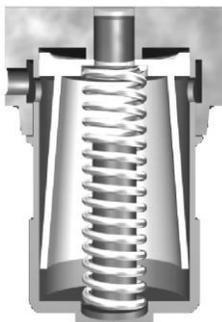


Рис. 1.55. Керамический фильтр питающей установки ГОМП ГМ-569

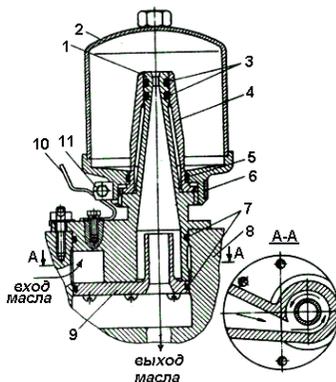


Рис. 1.56. Гидроциклонный фильтр ГОМП ГМ-569:

- 1 – гидроциклон, 2 – бункер; 3, 5, 7, - уплотнительные кольца;
- 4 – стакан; 6 – хомут; 8 – средний картер ГМТ; 9 – доньшко;
- 10 – стопор; 11 – гайка

Фильтр состоит из гидроциклона 1 с доньшком 9, основания с бункером 2, стакана 4, стяжного хомута 6, уплотнительных колец 3, 5 и 7.

При работе ГМП от подкачивающей секции нагнетающего насоса масло входит в гидроциклон и, раскручиваясь, далее поступает по касательной поверхности его конуса в бункер. Механические частицы вследствие действия центробежных сил отбрасываются к стенке гидроциклона, скользя вдоль его гладкой поверхности, выходят из конуса в бункер, где из-за резкого расширения проходного сечения теряют скорость и оседают в бункере. Очищенное масло, возвращаясь через центральную часть гидроциклона, поступает одновременно к радиаторам и перепускному клапану.

Установка фильтров в гидросистему возможна на всасывающей, напорной и сливной гидролиниях, а также в ответвлениях.

Установка фильтров на всасывающей гидролинии обеспечивает защиту всех элементов гидросистемы. Недостатки: ухудшится всасывающая способность насосов и возможно появление кавитации. Дополнительно устанавливаются индикатор, выключающий привод насоса совместно с обратным клапаном, включающимся в работу при недопустимом засорении.

Установка фильтров в напорной гидролинии обеспечивает защиту всех элементов, кроме насоса. Засорение может вызвать разрушение фильтрующих элементов. Для этого устанавливают предохранительные клапаны.

Установка фильтров на сливной гидролинии наиболее распространена, так как фильтры не испытывают высокого давления, не создают дополнительного сопротивления на всасывающей и напорной гидролинии и задерживают все механические примеси, содержащиеся в рабочей жидкости, возвращающейся в гидробак. Недостаток такой схемы заключается в создании подпора в сливной гидролинии, что не всегда является желательным.

Установка на ответвлениях не обеспечивает полной защиты, но уменьшает общую загрязненность рабочей жидкости. Монтируется как дополнительная очистка к основной очистке. Наиболее выгодна схема установки фильтра тонкой очистки в ответвлениях от сливной гидролинии.

Гидравлические аккумуляторы

Гидравлическим аккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для аккумулирования энергии рабочей жидкости,

находящейся под давлением, с целью последующего использования этой энергии в гидроприводе.

Гидроаккумуляторы поддерживают на заданном уровне давление, компенсируют утечки, сглаживают пульсацию давления, создаваемую насосами, выполняют функцию демпфера, предохраняют систему от перепадов давления, вызванных наездом машин на дорожные препятствия. Также используются для достижения большей скорости холостого хода при совместной работе с насосами.

По способу накопления энергии гидроаккумуляторы бывают:

- пневматические (аккумулятирование энергии за счет сжатия газа);
- пружинные (аккумулятирование энергии за счет сжатия пружины);
- грузовые (аккумулятирование энергии за счет изменения потенциальной энергии груза) - применяются редко.

По конструкции гидроаккумуляторы можно разделить на поршневые и мембранные. На рис. 1.57 приведены упрощенные схемы гидравлических аккумуляторов и их условные обозначения. Следует отметить, что в отдельных гидроприводах гидроаккумулятор может использоваться как основной источник гидравлического питания (вместо насоса).

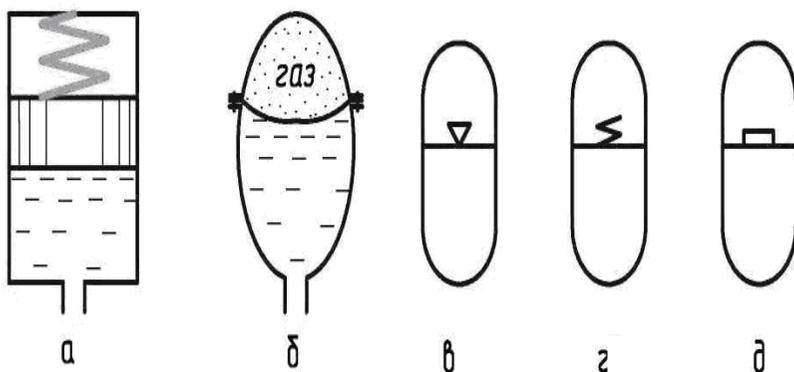


Рис. 1.57. Схемы гидравлических аккумуляторов: и их условные обозначения: а - пружинный (поршневой); б - пневматический (мембранный) в – пневматический; г - пружинный; д - грузовой

На рис. 1.58 представлен гидроаккумулятор, применяемый в тормозном приводе ГМ-569. Его корпус 8 состоит из двух полушфер, между которыми зажата резиновая мембрана 9. В нижней части корпуса расположен зарядный клапан, через который при сборке подводится воздух под давлением $0,8 \dots 0,9$ МПа.

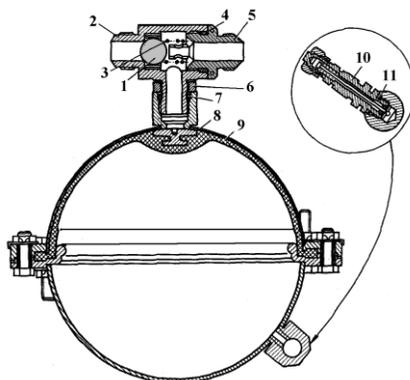


Рис. 1.58. Гидроаккумулятор ГМ-569

Под действием сжатого воздуха мембрана прижимается к верхней полушфере, в которую ввернут штуцер 2 с обратным клапаном. При работающем тяговом двигателе жидкость от главного контура гидросистемы ГМП, проходя через обратный клапан (его пружина 3 при этом сжимается) под давлением $1,4 \dots 2,0$ МПа подается одновременно к золотниковой коробке и к гидроаккумулятору.

При этом мембрана прогибается и дополнительно сжимается находящийся под ней воздух, тем самым создавая запас энергии в гидроаккумуляторе. Если прекращается поступление рабочей жидкости от главного контура (тяговый двигатель не работает и т. п.), то обратный клапан закрывается и жидкость под действием энергии сжатого воздуха подается к золотниковой коробке.

Достоинства пневматического гидроаккумулятора: не требует частой подзарядки газом; безынерционен; пригоден к эксплуатации после длительного перерыва в работе и устанавливается в любом положении.

3.3. Питающие установки гидрообъемного привода

Поскольку гидрообъемные передачи работают при высоких давлениях жидкости (до 200 атм и выше), неизбежны утечки рабочей жидкости из гидронасосов, гидромоторов и других аппаратов привода. Поэтому для поддержания нормального давления жидкости в приводе необходимы специальные питающие установки.

Рассмотрим устройство и принцип работы таких установок на примере питающей установки в гидросистеме ГОМП ГМ-569.

Питающая установка ГОМП ГМ-569 предназначена для подпитки гидрообъемной передачи, подачи масла в механизм управления и обеспечения циркуляции масла через радиатор.

Она крепится к картеру объемной гидропередачи и включает в себя (рис. 1.59) лопастной насос 1, фильтр 3, предохранительные клапаны 4 и 5, расположенные в едином корпусе.

Насос 1 – лопастной, одностороннего действия, регулируемый, предназначен для создания давления в контуре низкого давления.

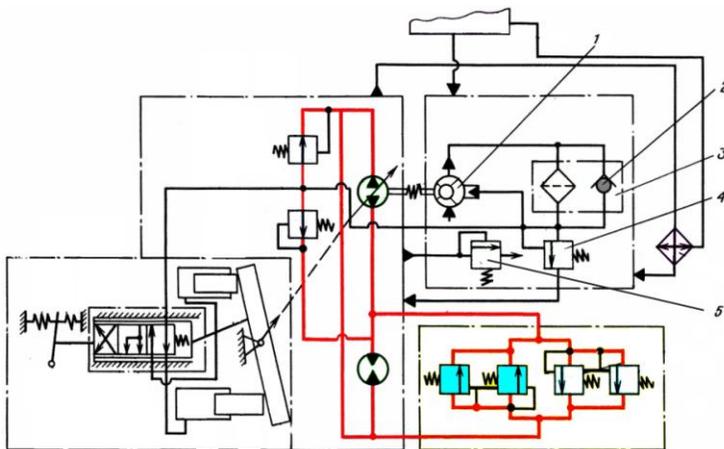


Рис. 1.59. Питающая установка ГОМП ГМ-569:

1 - насос; 2 - клапан фильтра; 3 - фильтр; 4, 5 - предохранительные клапаны

Фильтр 3 служит для очистки от механических примесей рабочей жидкости. Для ограничения давления в магистрали низкого давления в фильтре установлен предохранительный клапан.

В корпусе фильтра, выполненном из алюминиевого сплава, установлен металлокерамический фильтрующий элемент 4 с фильтрующим зазором 0,04...0,05 мм.

В нижней части крышки расположен запорный клапан, который не позволяет вытекать жидкости при снятом корпусе фильтра.

Для предохранения фильтрующего элемента и насоса от разрушения при повышенном давлении жидкости роль предохранительного клапана выполняет фильтрующий элемент, по мере засорения которого увеличивается осевое усилие, направленное на сжатие пружины, рассчитанной на давление срабатывания до 4

кгс/см². Фильтрующий элемент, сжимая пружину, сдвигается в осевом направлении, и рабочая жидкость проходит в отверстие А, минуя фильтрующий элемент.

Предохранительные клапаны расположены в средней части корпуса питающей установки.

Предохранительный клапан 5 при достижении давления в полости картера объемной гидropередачи 0,11 МПа (1,1 кгс/см²) перепускает жидкость в полость картера питающей установки. Клапан 4 перепускает жидкость из контура низкого давления в полость картера объемной гидropередачи при достижении давления выше 2,5 МПа (25 кгс/см²).

Глава 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПЕРЕДАЧ

По способу изменения параметров механической энергии гидропривод может быть:

- нерегулируемым, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации. Примером нерегулируемого привода являются гидравлический пресс или домкрат;

- регулируемым, в котором в процессе эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону.

Регулируемые приводы в отличие от нерегулируемых характеризуются переменным передаточным числом.

По способу регулирования скоростью выходного звена ОГП выполняются:

- с дроссельным регулированием;

- с объемным (машинным) регулированием.

При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

4.1. Нерегулируемая гидропередача

Если в объемном гидроприводе отсутствует устройство для изменения скорости выходного звена, такой гидропривод является нерегулируемым.

Простейшей объемной нерегулируемой гидропередачей можно считать гидравлический домкрат.

Рассмотрим устройство нерегулируемого гидропривода на примере подъемника механизма опрокидывания кабины автомобилей семейства КАМАЗ.

Механизм опрокидывания кабины служит для облегчения опрокидывания кабины вперед при обслуживании двигателя и должен обеспечивать почти полное уравнивание кабины в любом наклонном ее положении.

Механизм (рис. 1.60) состоит из ручного насоса 2, цилиндра 8 подъема и опускания кабины, трубок подвода масла, соединяющих насос и цилиндр.

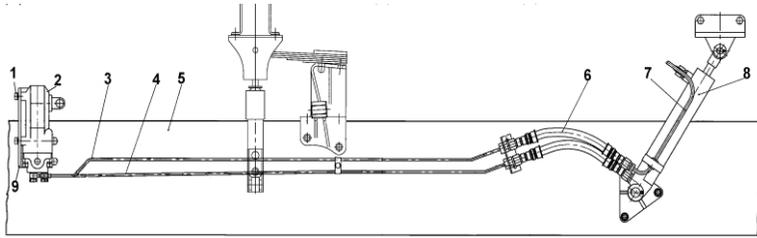


Рис. 1.60. Механизм опрокидывания кабины:

1 - болт крепления насоса; 2 - насос опрокидывания кабины; 3, 4 - трубка;
5 - правый лонжерон рамы; 6 - шланг к цилиндру опрокидывающего
механизма кабины; 7 - трубка к цилиндру опрокидывающего механизма
кабины; 8 - гидроцилиндр; 9 - кронштейн крепления насоса

В качестве рукоятки приводного вала насоса используется
монтажная лопатка для шин или вороток к ключу для колес.

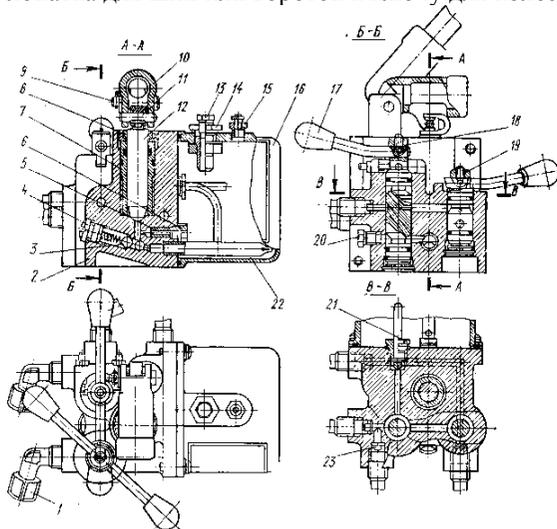


Рис. 1.61. Насос опрокидывания кабины и подъема запасного колеса:

1, 20, 4 - пробки; 2 - корпус насоса; 3 - пружина; 5 - пружина
предохранительного клапана; 6 - пробка предохранительного клапана; 7
- втулка нагнетательного плунжера; 8 - грязесъемник; 9 - палец; 10 -
рукоятка насоса; 11 - нажимной палец; 12 - нагнетательный плунжер; 13 -
пробка; 14 - заливная горловина; 15 - предохранительный клапан; 16 -
бачок; 17 - ручка золотника; 18 - реверсивный золотник; 19 - золотник;
21 - жиклер насоса; 22 - защитный фильтр; 23 - всасывающий фильтр

Насос опрокидывания кабины и подъема запасного колеса (см рис. 1.61) плунжерного типа, состоит из корпуса 2, в котором установлен плунжер 12 с втулкой 6 и приводом, предохранительного клапана с пружиной 5, двух золотников 18, 19 с рукоятками 17 управления, обратного клапана с пружиной 3, бачка 16 с заливной горловиной 14, закрытой пробкой 13, предохранительным клапаном 15 и фильтром-заборником 22.

В корпусе насоса сделаны два отверстия с конической резьбой, к которым присоединяются штуцеры маслопроводов, соединенных с цилиндром опрокидывания кабины. Масло к соответствующему штуцеру подается поворотом золотника управления с помощью ручки, перемещаемой до упора в ту или иную сторону. Ручка 17 золотника снабжена регулировочными упорами, которые контятся гайками. Возможные положения ручек показаны на инструкционной таблице, расположенной на корпусе насоса.

В корпусе насоса сделаны два отверстия с конической резьбой, к которым присоединяются штуцеры маслопроводов, соединенных с цилиндром опрокидывания кабины. Масло к соответствующему штуцеру подается поворотом золотника управления с помощью ручки, перемещаемой до упора в ту или иную сторону. Ручка 17 золотника снабжена регулировочными упорами, которые контятся гайками. Возможные положения ручек показаны на инструкционной таблице, расположенной на корпусе насоса.

Для безопасности при опускании кабины возврат масла из гидравлической системы в бачок происходит через жиклер 21 с трубкой, выходной конец которой размещается ниже уровня масла.

Бачок 16 крепится винтами к корпусу насоса. На бачке имеются заливная горловина 14 и предохранительный клапан 15, ограничивающий давление в полости бачка в пределах 20-30 кПа ($0,2...0,3$ кгс/см²) и препятствующий попаданию пыли и грязи. Для ограничения давления в системе предусмотрен шариковый предохранительный клапан, перепускающий масло в бачок при давлении 15 МПа (150 кгс).

Цилиндр подъема и опускания кабины снабжен клапанами безопасности, которые установлены на выходных отверстиях, закрытых пробками.

Клапаны безопасности, представляющие собой обратные дроссельные клапаны, при разрыве шланга или другом повреждении системы, вызывающем быстрое опускание кабины, закрываются, и опускание кабины прекращается. Клапаны могут закрываться также

при слишком резкой подаче масла; в этом случае для открытия клапана рукоятку золотника нужно повернуть в положение, противоположное выполняемой операции (если производилось опускание кабины, то рукоятку установить в положение подъема, а затем в прежнее положение и продолжить опускание).

4.2. Гидропередачи с дроссельным регулированием

Дроссельным называется такой способ регулирования, при котором в поток капельной жидкости (газа) между насосом и гидродвигателем включается специальное местное сопротивление - *дроссель*. Он предназначен для регулирования давления или расхода рабочего тела, подводимого к гидродвигателю. Так как силовой параметр механической энергии пропорционален давлению жидкости (газа), а скоростной - расходу, в гидроприводах в зависимости от назначения осуществляется регулирование давления или расхода.

Рассмотрим гидроприводы открытого типа (рис. 1.62).

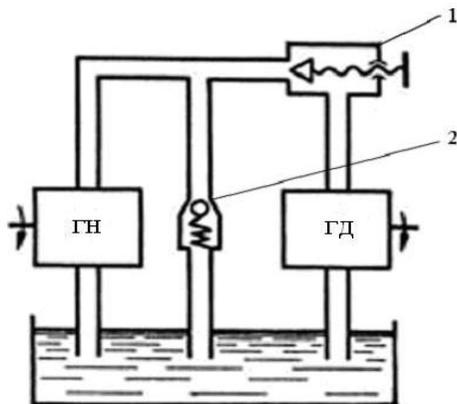


Рис. 1.62. Принципиальная схема дроссельного регулирования открытого типа:
1 - дроссель; 2 - предохранительный клапан

Насос забирает жидкость из резервуара и подает ее по трубопроводу к гидродвигателю. В этот трубопровод включается дроссель. Применяются различные типы дросселей: цилиндрические, конические, щелевые и др. Самый обычный кран или водопроводный вентиль являются фактически дросселем.

В автомобильной технике обычно применяются цилиндрические дроссели в сочетании с распределительным устройством; они называются *золотниками*.

С помощью дросселя изменяется площадь проходного сечения. Если площадь проходного сечения уменьшается, давление до дросселя повышается до максимального значения, определяемого регулировкой предохранительного клапана. При этом клапан открывается и часть жидкости отводится в резервуар. Следовательно, расход жидкости через гидродвигатель уменьшается, часть жидкости отводится в резервуар, и частота вращения ротора гидромотора тоже уменьшается. Кроме того, при уменьшении проходного сечения дросселя учитываются потери напора в дросселе, вследствие этого давление жидкости падает.

Таким образом, сущность дроссельного регулирования сводится к снижению давления после дросселя за счет потерь и к уменьшению подачи жидкости за счет частичного отвода ее через предохранительный клапан.

Регулируемый дроссель может устанавливаться в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидрролинии управления параллельно гидродвигателю.

На рис. 1.63 представлены принципиальные схемы регулируемого гидропривода возвратно-поступательного движения с параллельным (а) и последовательно-параллельным (б) включением дросселя.

При параллельном включении дросселя регулирование (изменение скорости движения выходного звена) обеспечивается за счет изменения проходного сечения дросселя. При его увеличении повышается расход жидкости через дроссель, следовательно, уменьшается расход через гидроцилиндр и скорость движения поршня.

При этом способе регулирования могут быть использованы дешевые нерегулируемые гидромашины. Однако имеют место существенные потери энергии, так как часть жидкости сливается через дроссель в бак, не совершая полезной работы.

Регулирование (изменение скорости поршня) в гидроприводе с последовательно-параллельным включением дросселя обеспечивается за счет совместной работы дросселя и напорного клапана 5. Так, при уменьшении величины проходного сечения дросселя возрастает давление в точке L . Повышение этого давления влечет за собой увеличение проходного сечения напорного клапана и, следовательно, величины расхода через него, что приводит к уменьшению расхода через гидроцилиндр и скорости поршня.

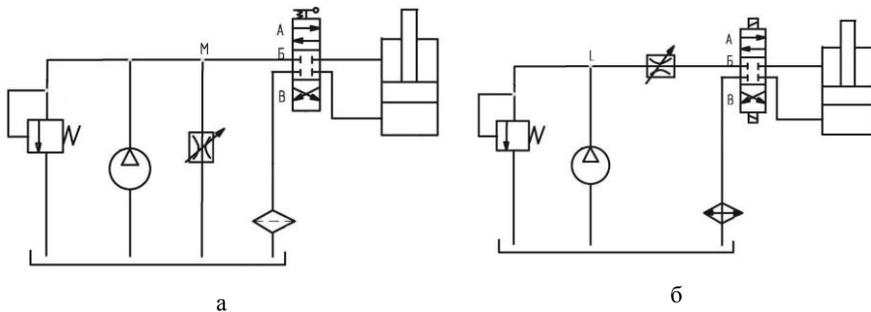


Рис. 1.63. Принципиальные схемы регулируемого гидропривода
возвратно-поступательного движения с параллельным (а)
и последовательно-параллельным включением дросселя (б)

В рассмотренном гидроприводе также используются нерегулируемые гидромашины, а потери энергии могут быть несколько больше, чем в предыдущем случае. Но характеристика данного гидропривода более стабильна, т. е. изменение нагрузки в меньшей степени оказывает влияние на скорость выходного звена.

Практически применяются два способа дроссельного регулирования: прямое и следящее.

Прямым регулированием называется такой способ, при котором положение дросселя определяется задающим звеном привода в соответствии с требуемым давлением или расходом. Для этого могут быть использованы винт, кулачок, рычажный привод и др.

Способ прямого регулирования давлением применяется:

при питании одним насосом нескольких потребителей, рассчитанных на различное давление;

при необходимости иметь переменное давление для обеспечения работы того или другого узла.

Наиболее распространенным дросселем для регулирования давления является дроссель игольчатого типа.

Потери напора определяются по формуле

$$h = \xi \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (1.27)$$

При постоянном расходе давление жидкости, подводимой к гидродвигателю, будет постоянным, если же расход жидкости в гидродвигателе является величиной переменной, то и давление будет переменным.

Следовательно, способ прямого регулирования давлением может применяться только при постоянном расходе жидкости через гидродвигатель.

Регулирование расхода осуществляется в целях изменения скорости ведомого звена гидродвигателя. Принцип регулирования заключается в следующем. Поступающая от гидронасоса жидкость делится на два потока: часть жидкости поступает в полость гидродвигателя, а часть отводится через предохранительный клапан.

Количество жидкости, поступающей в полость гидродвигателя, или расход жидкости через дроссель можно определить, используя формулу истечения жидкости из емкости:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot (H_{гн} - H_{гд})}, \quad (1.28)$$

где $H_{гн}$ - напор, создаваемый гидронасосом; $H_{гд}$ - напор в полости гидродвигателя.

Из этой формулы следует, что если напор жидкости будет неизменным, то расход жидкости через дроссель будет определяться только площадью проходного сечения и скоростной параметр гидродвигателя будет функцией положения дросселя.

Если нагрузка на гидродвигатель будет изменяться, то и расход жидкости через дроссель будет переменной величиной, и скоростной параметр не будет поддерживаться заданным. Исходя из этого, способ прямого регулирования применяется при постоянной нагрузке на гидродвигатель и при переменной нагрузке, когда не требуется строгая регулировка скоростного параметра.

Принцип прямого регулирования широко используется в приводах управления, например, в машинах бронетанковой техники (см рис. 1.64).

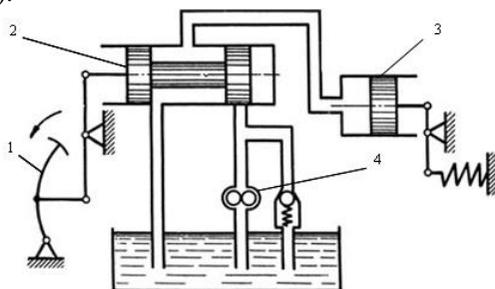


Рис. 1.64. Схема привода прямого регулирования в приводах системы управления:

1 - педаль; 2 - золотник; 3 - силовой цилиндр; 4 - насос

Такой привод предназначен не для регулировки скорости, а для обеспечения только крайних положений. При повороте педали изменяется положение золотника и устанавливается то или другое проходное сечение для жидкости. В силовой цилиндр поступает жидкости больше или меньше, и тем самым изменяется скоростной параметр силового цилиндра.

Однако, как было отмечено выше, все промежуточные положения будут неустойчивыми.

В машинах бронетанковой техники гидравлический привод управления, выполненный по схеме «включено - выключено», используется для включения главного фрикциона.

Дроссельное регулирование в целом можно характеризовать зависимостями мощностей гидронасоса, гидродвигателя и КПД от степени открытия дросселя или от площади проходного сечения дросселя: $N_{гд}$, $N_{гн}$, $\eta = f(S)$.

Недостатком дроссельного регулирования является то, что при регулировании часть энергии тратится на преодоление сопротивления в дросселе и предохранительном клапане, вследствие чего повышается температура жидкости, а это отрицательно сказывается на работе гидросистемы. При дроссельном регулировании снижается КПД гидропривода и отсутствует постоянство скорости движения выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке. По этой причине принцип дроссельного регулирования используется только при небольших мощностях гидравлических машин (до 4 кВт).

4.3. Гидропередачи с машинным (объемным) регулированием

Объемным называется такой способ регулирования, при котором изменение силовых и скоростных параметров механической энергии осуществляется за счет изменения режимов работы гидронасоса (пневмонасоса) и гидродвигателя (пневмодвигателя).

При этом способе применяются регулируемые гидромашинны (пневмомашинны). Объемное регулирование применяются обычно для изменения скорости движения исполнительного органа.

Объемное регулирование характеризуется следующими показателями:

- давление в системе определяется сопротивлением движению ведомого звена (без учета потерь), и давление гидронасоса будет равно давлению гидродвигателя: т. е. $p_{гн} = p_{гд}$;

- подача насоса равна расходу через гидродвигатель (без учета утечек): $Q_{гн} = Q_{гд}$.

Таким образом, если не учитывать потери, мощность насоса будет равна мощности гидродвигателя: дополнительные потери энергии отсутствуют.

В этом и заключается принципиальная разница между дроссельным и объемным регулированием.

Схема гидропривода вращательного движения с объемным регулированием приведена на рис. 1.65.

Силовая часть гидропривода (гидропередача) состоит из регулируемого реверсивного насоса 1, реверсивного гидромотора 2 и соединительных трубопроводов с рабочей жидкостью. Кроме гидромашин основной гидропривод включает два предохранительных клапана 3.

Поток рабочей жидкости от насоса 1 направляется к гидромотору 2 и, отдав ему свою энергию, вновь возвращается к насосу.

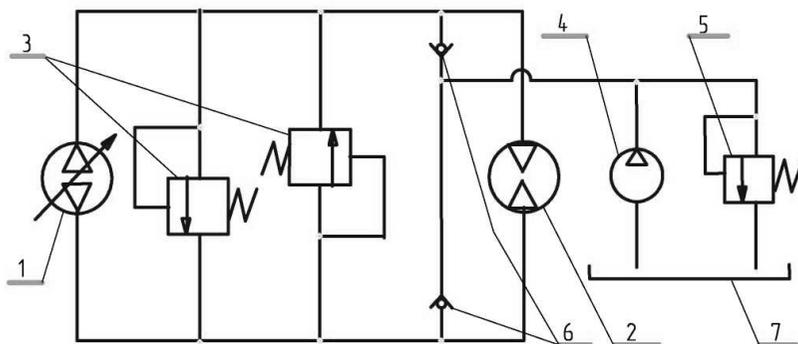


Рис. 1.65. Гидропривод вращательного движения с объемным регулированием

Изменение направления вращения гидромотора осуществляется изменением направления подачи жидкости насосом. Следовательно, любая из гидролиний, соединяющих насос и гидромотор, может оказаться как напорной, так и всасывающей. Поэтому каждая из них защищена от превышения предельно допустимого давления своим предохранительным клапаном 3.

В отличие от ранее рассмотренных схем, данный гидропривод является замкнутым и не требует бака больших размеров. Но в эксплуатации необходимо компенсировать возможные потери объема

жидкости из замкнутого контура. Для этого в схему включена вспомогательная система подпитки. Она состоит из насоса малой мощности 4, предохранительного клапана 5, двух обратных клапанов 6 и бака 7. Клапаны 6 предохраняют гидролинии основной системы от выброса жидкости через систему подпитки.

Регулирование (управление скоростью выходного звена) обеспечивается изменением подачи насоса за счет изменения его рабочего объема. Например, при уменьшении рабочего объема насоса его подача уменьшается, уменьшается расход жидкости через гидромотор и, следовательно, частота вращения вала.

Рассматриваемый гидропривод требует применение регулируемых гидромашин, которые существенно дороже нерегулируемых. Однако он обеспечивает наименьшие потери энергии и стабильную скорость выходного звена (она практически не зависит от нагрузки).

Плавное изменение скорости движения выходного звена гидропривода реализуется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо двигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих машин.

Регулирование путем изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного или вращательного движений.

На рис. 1.66 приведена принципиальная схема и выходная характеристика (зависимость крутящего момента M_{Γ} на выходном звене гидропривода и потребляемой гидроприводом мощности $N_{пг}$ от параметра регулирования при постоянной нагрузке) гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения вала гидромотора осуществляется за счет изменения подачи насоса.

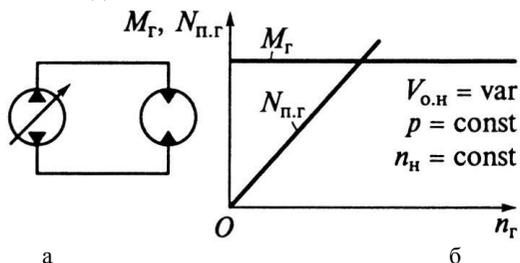


Рис. 1.66. Гидропривод с регулируемым насосом:

а - принципиальная схема; б - зависимость крутящего момента и мощности от параметра регулирования

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемой его рабочим объемом.

Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных и подъемно-транспортных машин.

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (рис. 1.67,а). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене.

На рис. 1.67,б представлена зависимость развиваемого момента M_r на валу гидромотора и потребляемой гидроприводом мощности $N_{пг}$ от параметра регулирования при постоянном давлении p .

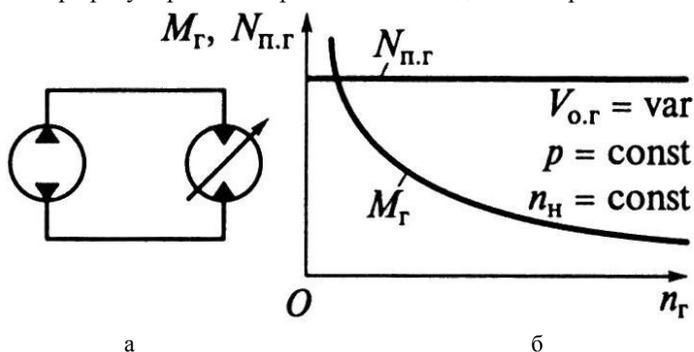


Рис. 1.67. Гидропривод с регулируемым гидродвигателем:
а - принципиальная схема; б - зависимость крутящего момента и мощности от параметра регулирования

На рис. 1.68 приведена принципиальная схема и выходная характеристика (зависимость крутящего момента M_{Γ} на выходном звене гидропривода и потребляемой гидроприводом мощности $N_{п.г}$ от параметра регулирования при постоянной нагрузке) гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения вала гидромотора осуществляется за счет изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя.

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками рассмотренных выше схем объемного управления.

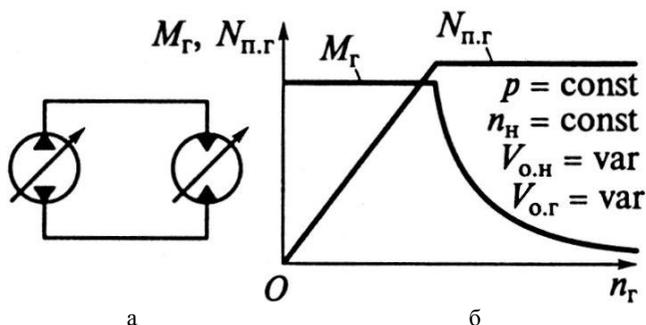


Рис. 1.68. Гидропривод с регулируемым насосом и гидродвигателем: а - принципиальная схема; б - зависимость крутящего момента и мощности от параметра регулирования

4.4. Следящие гидроприводы с обратной связью

Следящим регулированием называется такой способ, при котором положение дросселя, в отличие от прямого регулирования, определяется не только задающим звеном привода, но и за счет выходного параметра гидропривода (давление жидкости в гидродвигателе или скорости перемещения поршня силового цилиндра).

В связи с этим при следящем регулировании дроссель и задающее звено привода не имеют жесткой связи.

Принцип следящего регулирования давления (рис. 1.69) обеспечивает заданное давление жидкости независимо от ее расхода через гидродвигатель.

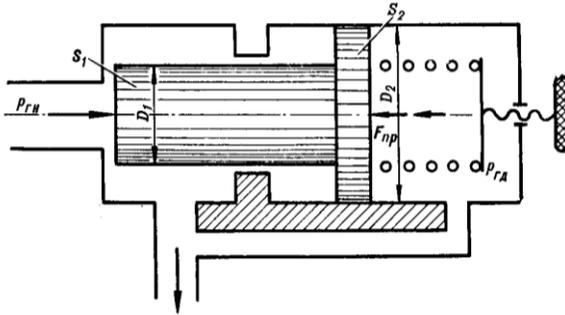


Рис. 1.69. Схема дросселя постоянного давления

Дроссель соединяется с задающим звеном не жестко, а через пружину. Кроме того, в полость пружины подводится жидкость, поступающая в гидродвигатель. Таким образом, сила нажатия на дроссель складывается из силы пружины и силы давления жидкости.

Жидкость, подведенная от гидронасоса, отжимает дроссель и проходит к гидродвигателю. При этом дроссель будет находиться в равновесии при соблюдении условия:

$$p_{гн} S_1 = F_{пру} + p_{гд} S_2, \quad (1.29)$$

где $p_{гн}$ - давление жидкости до дросселя; $p_{гд}$ - давление жидкости после дросселя; S_1 и S_2 - площадь торцовых поверхностей дросселя; $F_{пру}$ - сила затяжки пружины.

Работа такого дросселя заключается в следующем. Допустим, что расход жидкости в гидродвигателе увеличился. При этом условии скорость движения жидкости через дроссель увеличится, потери напора возрастут и давление жидкости, подводимой к гидродвигателю, уменьшится. Вследствие этого уменьшится сила давления жидкости на клапан в полости пружины и клапан переместится вправо, площадь проходного сечения для жидкости увеличится, потери напора уменьшатся и давление жидкости, подводимой к гидродвигателю, увеличится. Таким образом, дроссель автоматически поддерживает заданное давление.

Способ следящего регулирования расхода заключается в том, что положение дросселя непрерывно корректируется за счет выходного параметра, т. е. за счет скорости движения ведомого звена привода в целях обеспечения постоянства задаваемой скорости независимо от давления в гидродвигателе. Для этого применяются специальные приводы управления с так называемой обратной связью золотника.

В этом приводе имеется дополнительная связь между поршнем силового цилиндра и золотником в виде обратной связи.

Следящее регулирование давления применяется в машинах в бронетанковой технике в приводе управления остановочными тормозами (рис. 1.70). В исходном положении рычага управления золотник перекрывает отверстие для прохода масла к силовому цилиндру. При повороте рычага управления на некоторый угол золотник через пружину перемещается вправо, отверстие для прохода жидкости открывается и жидкость проходит в полость силового цилиндра.

Одновременно жидкость через отверстие в золотнике поступает в полость корпуса золотника и перемещает его в обратном направлении до положения, при котором наступает равенство силы пружины и силы давления жидкости независимо от расхода. Если рычаг управления повернуть на больший угол, то пружина сжимается сильнее и для поддержания равновесного положения золотника давление жидкости в его полости должно увеличиться, а, следовательно, увеличивается давление и в силовом цилиндре.

Таким образом, всегда будет соблюдаться пропорциональность между ходом рычага и давлением в системе.

В рулевых управлениях колесных машин большое распространение получил следящий регулируемый гидропривод, в котором величина перемещения выходного звена пропорциональна величине задающего воздействия. Другими словами, это гидропривод, в котором выходное звено повторяет (точно или пропорционально) движения звена управления. При этом коэффициент усиления гидропривода, равный отношению силы на выходном звене к силе, приложенной к звену управления, может достигать весьма значительных величин (до 10^5).

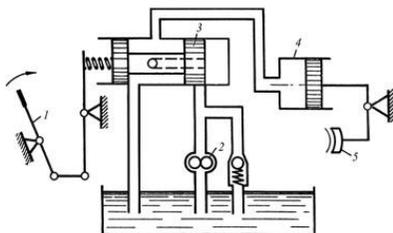


Рис. 1.70. Схема привода следящего регулирования давления в приводе управления остановочными тормозами:

1 - рычаг управления, 2 - насос; 3 - золотник; 4 - силовой цилиндр; 5 - тормоз

На рис. 1.71 приведена упрощенная схема следящего гидропривода рулевого усилителя.

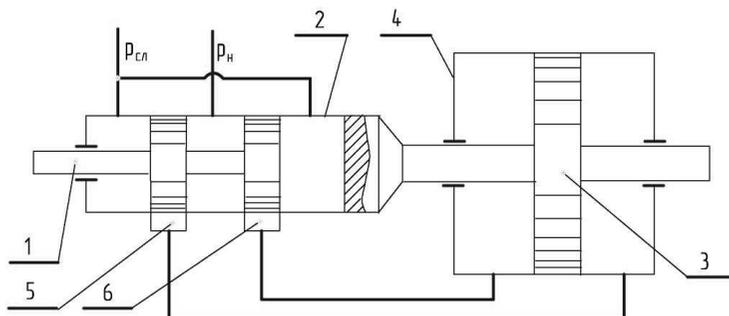


Рис. 1.71. Следящий гидропривод рулевого усилителя

Управляющим звеном представленного гидропривода является золотник 1, перемещающийся в корпусе управляющего распределителя 2. Последний имеет жесткую связь с выходным звеном - поршнем 3 силового гидроцилиндра 4 (в данном случае они являются одной деталью).

Рассмотрим на данном примере принцип работы любого следящего привода рулевого усилителя. При смещении золотника 1 вправо на произвольную величину x жидкость от насоса через центральную полость распределителя 2 и окно 6 начнет поступать в левую полость силового гидроцилиндра 4 и поршень 3 начнет движение вправо. При этом жидкость из правой полости гидроцилиндра 4 будет вытесняться через окно 5 в левую полость распределителя 2 и далее на слив.

Перемещаясь вправо, поршень 3 тянет за собой корпус распределителя 2. При смещении последнего на величину x щель, соединяющая центральную полость распределителя 2 и окно 6, перекрывается. Перекрывается также щель, связывающая окно 5 и левую полость распределителя 2. Движение поршня прекращается. Таким образом, обеспечивается обратная связь между выходным и управляющим звеньями.

При смещении золотника 1 влево жидкость от насоса через окно 5 будет поступать в правую полость гидроцилиндра 4 и движение всех элементов происходит в обратном направлении, а жидкость вытесняется из левой полости гидроцилиндра в бак через окно 6.

Глава 5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Общие сведения о гидродинамических передачах

Гидродинамической передачей называют машину, обеспечивающую передачу мощности с ведущего вала на ведомый без жесткой связи за счет взаимодействия лопастных колес с рабочей жидкостью. Они предназначены для изменения частоты вращения и преобразования крутящего момента.

Гидродинамическую передачу можно представить состоящей из центробежного насоса и радиально-осевой турбины, соединенных между собой трубопроводами (рис. 1.72).

Механическая энергия, подведенная к рабочему колесу от внешнего источника (например, от поршневого ДВС), в насосе преобразуется в кинетическую энергию жидкости, которая затем в турбине вновь трансформируется в механическую энергию. При этом передача энергии от ведущего вала к ведомому происходит без жесткой связи между ними.

Показанную на рис. 1.72,а гидродинамическую передачу называют *раздельной*. Такие передачи имеют низкий КПД (0,65...0,80) из-за больших потерь энергии рабочей жидкостью в трубопроводах, соединяющих насос и турбину.

Этот недостаток отсутствует в *замкнутых* гидродинамических передачах, в которых нет соединительных трубопроводов (см рис. 1.72,б). В них насосное и турбинное колеса размещены в общем корпусе и предельно сближены друг с другом (0,5...40 мм).

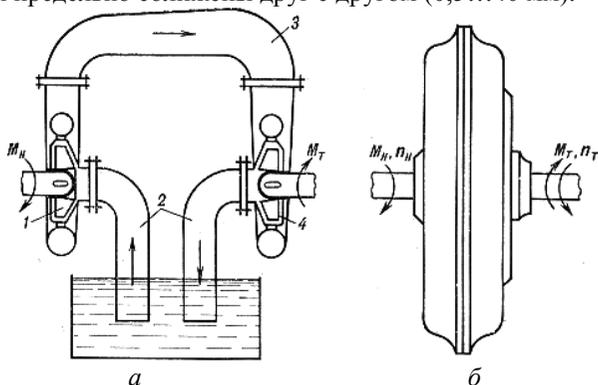


Рис. 1.72. Компонентные схемы гидродинамических передач:
а - раздельная передача; б - совмещенная передача; 1 - центробежный насос; 2, 3 - трубопроводы; 4 - радиально-осевая турбина

Впервые использовать подобные системы, состоящие из гидродинамического насоса и гидродинамического двигателя (мотора), предложил в 1902 г. немецкий инженер Феттингер. В 1907 г. гидродинамическая передача была впервые применена на морских судах. В 1928 г. шведской фирмой «Лисхольм-Смит» была создана первая гидродинамическая передача для автобуса. С 1947 г. гидродинамические передачи начали устанавливать на серийных легковых автомобилях фирм «Дайнафлоу», «Бьюик» и др. У нас в стране первые гидродинамические передачи появились на рубеже 30-х гг. Коэффициент полезного действия современных замкнутых гидродинамических передач весьма высок и достигает 0,96-0,98.

В настоящее время гидродинамические передачи используют в приводах транспортных, строительных, дорожных и других машин, имеющих переменные нагрузки на рабочих органах.

Гидродинамические передачи находят применение не только в трансмиссии. Используются они и для привода генератора (дизели типа В-2) и для привода вентилятора (автомобили КамАЗ-4310 и Урал-4320).

Согласно ГОСТ 19587-74 гидродинамические передачи можно классифицировать по назначению и конструкции (см рис. 1.73).

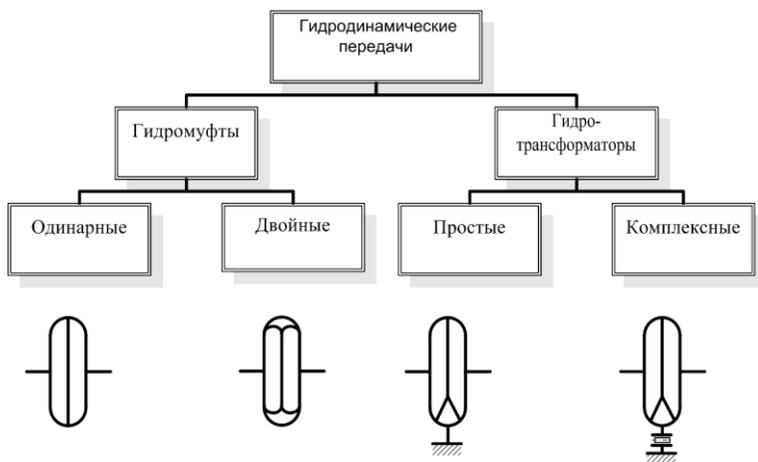


Рис. 1.73. Классификация гидродинамических передач

Как следует из приведенной классификации, гидродинамические передачи принципиально разделяются на два класса: *гидродинамические муфты (гидромуфты)*, которые передают мощность, не изменяя момента, и *гидродинамические*

трансформаторы (гидротрансформаторы), способные изменять крутящий момент.

Опыт эксплуатации и выполненные исследования позволили выработать требования к рабочим жидкостям для гидродинамических передач. Для обеспечения нормальной работы в течение длительного времени они должны иметь следующие физико-химические и эксплуатационные свойства:

- 1) малую вязкость при достаточной смазывающей способности;
- 2) большую плотность;
- 3) высокую температуру вспышки;
- 4) низкую температуру застывания;
- 5) быть чистыми и не содержать смолистых и асфальтовых веществ;
- 6) быть устойчивыми к эмульгированию с водой;
- 7) быть безвредными для материалов гидродинамических передач и безопасными для обслуживания персонала.

В качестве рабочей жидкости применяют нефтяные масла (турбинное А, масло МГТ и т. п.) и их смеси.

Как и всякие устройства, гидродинамические передачи обладают рядом достоинств и недостатков.

Достоинства гидродинамических передач:

- 1) независимое вращение ведомого и ведущего звеньев;
- 2) плавное включение в работу ведомого звена и плавный переход от одного режима к другому;
- 3) поглощение (демпфирование) рабочей жидкостью высокочастотных крутильных колебаний (от немецкого слова «*Dampfer*» – глушитель);
- 4) отсутствие трущихся деталей и, следовательно, их изнашивания в процессе работы;
- 5) относительная простота конструкции;
- 6) автоматическое изменение передаваемого момента в зависимости от величины внешней нагрузки;
- 7) относительная бесшумность при работе;
- 8) возможность дистанционного и автоматического управления с помощью относительно простых устройств.

Перечисленные положительные особенности гидродинамических передач дают возможность улучшить целый ряд свойств автомобиля или гусеничной машины, если их оборудовать такими передачами. В частности, их использование позволяет:

1) обеспечить мягкое и плавное трогание с места, плавный разгон и плавность хода машины;

2) исключить пробуксовку движителя (колес или гусениц), что предотвращает застревание, благодаря автоматическому и плавному изменению тягового усилия на ведущих колесах или звездочках;

3) улучшить тягово-скоростные свойства мобильного средства по сравнению с техникой, оборудованной ступенчатой коробкой передач. Это достигается за счет автоматического и бесступенчатого изменения крутящего момента в зависимости от изменения дорожного сопротивления. Средняя скорость мобильного средства с гидродинамической передачей увеличивается на 10-25 % по сравнению с механической трансмиссией;

4) предотвратить перегрузку двигателя и агрегатов трансмиссии при трогании с места и возникновении пиковых нагрузок. Это обусловлено отсутствием жесткой связи между двигателем и механическими агрегатами трансмиссии;

5) увеличить срок службы силовой установки и агрегатов трансмиссии мобильной техники за счет уменьшения крутильных колебаний и ударных нагрузок. Срок службы двигателя увеличивается при этом примерно в 1,5 раза, а агрегатов трансмиссии - в 1,8-2 раза;

6) существенно облегчить условия работы водителя. Этому способствуют отсутствие необходимости выжимать сцепление, уменьшение частоты переключений передач. Сказанное заметно повышает уровень безопасности движения, так как водитель получает возможность больше внимания уделить управлению машиной в транспортном потоке. По статистическим данным, количество дорожно-транспортных происшествий у автобусов с использованием гидродинамических передач значительно меньше, чем у автобусов с механической трансмиссией.

Наряду с отмеченными достоинствами гидродинамические передачи имеют и *недостатки*:

1) относительно низкий КПД при работе в составе трансмиссии мобильного средства. Это вызвано сложностью согласования характеристик гидродинамической передачи и двигателя. В результате сказанного КПД трансмиссии с гидродинамической передачей составляет 0,82-0,86. В механическом варианте КПД достигает значений 0,95-0,97;

2) малый диапазон регулирования крутящего момента (1,6-3,4). Поэтому на автомобильной и гусеничной технике гидродинамические

передачи применяют в сочетании с дополнительной механической коробкой передач;

3) гидродинамические передачи не обеспечивают реверсирования, т. е. заднего хода. Поэтому требуется установка дополнительной коробки передач, что усложняет конструкцию и увеличивает массу машины;

4) невозможность торможения мобильного средства с помощью двигателя и пуск последнего с помощью буксира. Сказанное обусловлено отсутствием обратной связи от турбины к насосу.

Работа гидродинамических передач характеризуется определенными параметрами, которые можно разделить на внешние и внутренние.

К внешним параметрам относятся: крутящие моменты M_n на ведущем (насосном) и M_r на ведомом (турбинном) валах; частота вращения ведущего вала (рабочего колеса насоса) n_n и частота вращения ведомого вала (рабочего колеса турбины) n_r ; угловые скорости ведущего ω_n и ведомого ω_r валов; мощность на ведущем валу $N_n = \omega_n M_n$ и мощность, снимаемая с ведомого вала, $N_r = \omega_r M_r$; передаточное отношение $I = n_r/n_n$ и полный КПД $\eta = N_r/N_n = \omega_r M_r / (\omega_n M_n)$.

Внутренними параметрами являются параметры потока жидкости в рабочей полости гидрпередачи: ее расход Q и напор H .

5.2. Гидромуфты

5.2.1. Устройство и принцип действия

Гидромуфта – это гидродинамическая передача, которая предназначена для передачи крутящего момента с ведущего вала на ведомого без изменения.

Она состоит (рис. 1.74, 1.75) из двух рабочих колес: ведущего (насосного) и ведомого (турбинного), размещенных в общем корпусе.

Лопатки насосного и турбинного колеса расположены между торовидными направляющими поверхностями. Эти поверхности образуют рабочую полость, в которой движется, обтекая лопатки колес, поток жидкости.

Обычно в колесах гидромуфт лопатки бывают плоскими и устанавливаются по радиусам. Количество лопаток на насосе и на турбине разное для устранения явления резонанса. Количество лопаток, как правило, четное, причем на турбине на две-четыре лопатки меньше.

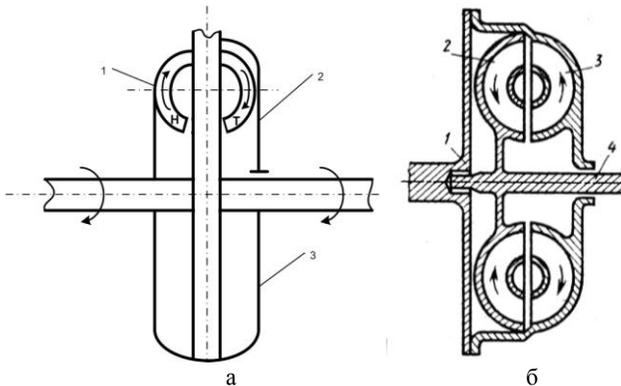


Рис. 1.74. Принципиальная схема гидромукты:

а: 1 - ведущее (насосное) колесо; 2 - ведомое (турбинное) колесо; 3 - корпус; *б:* 1 - ведущий вал, совмещенный с корпусом; 2 - ведомое (турбинное) колесо; 3 - ведущее (насосное) колесо; 4 - ведомый вал

Зазор между насосом и турбиной 0,4-5,0 мм.

Когда передаваемая мощность относительно невелика, используют одинарные гидромукты. Для передачи больших мощностей применяют двойные гидромукты.

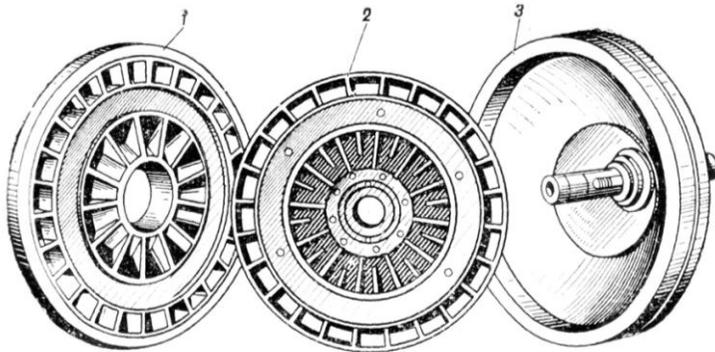


Рис. 1.75. Детали гидромукты:

1 - насосное колесо; 2 - турбинное колесо; 3 - корпус

Рабочая полость гидромукты заполнена жидкостью, которая служит передаточным звеном между насосным и турбинным колесами и осуществляет силовую связь между ведущим и ведомым валами (звеньями).

Гидромуфты используют для передачи мощности от 0,35 до 25800 кВт и применяют на грузоподъемных устройствах, кораблях, тепловозах, автомобилях и других машинах, чтобы обеспечить плавность хода, бесшумность, разгон и остановку больших инерционных масс регулированием степени заполнения внутренней полости рабочей жидкостью, а также обеспечить независимое вращение ведущего и ведомого валов.

Рассмотрим работу гидромуфты, установленной на автомобиле. Когда автомобиль неподвижен и двигатель не работает, ведущий вал (насосное колесо) не вращается. При пуске двигателя оно начинает вращаться и жидкость, находящаяся между его лопатками, приходит в движение. Под воздействием центробежных сил жидкость движется по лопаткам от центра к периферии, увеличивая свою скорость, т. е. приобретает определенный запас энергии. Из насоса жидкость с большой скоростью перемещается на лопатки турбины и движется от периферии к центру турбины. При движении жидкость, ударяясь в лопатки неподвижной турбины, изменяет свое направление и уменьшает скорость, вследствие чего давление потока жидкости создает крутящий момент, стремящийся вращать турбину в том же направлении, в котором вращается насос. Отдав часть энергии колесу турбины, рабочая жидкость возвращается в насосное колесо и цикл работы жидкости снова повторяется.

Полость насосного и турбинного колес, по которой циркулирует рабочая жидкость, называется кругом циркуляции. Жидкость в гидромуфте совершает сложное движение: во-первых, она движется по кругу циркуляции в направлении от насосного колеса к турбинному и, во-вторых, она вращается вокруг оси гидромуфты. Результирующее движение жидкости представляет собой круговую спираль (рис. 1.76).

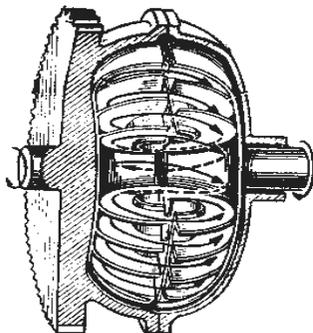


Рис. 1.76. Движение жидкости в круге циркуляции гидромуфты

Рассмотрим действие сил в гидромуфте (рис. 1.77). При вращении ведущего вала и насосного колеса жидкости под действием центробежных сил жидкость перемещается от оси к периферии и направляется стенками насосного колеса в турбину. При выходе из насоса каждой частице жидкости сообщается две скорости: относительная скорость u_0 (или скорость циркуляции) и переносная скорость u_n вместе с насосом.

Складывая эти скорости, получим абсолютную скорость движения рабочей жидкости u_a , направленную под некоторым углом к лопаткам турбины. Вытекающая из насоса жидкость давит на лопатки турбины и приводит ее во вращение.

При вращении турбины на частицы находящейся в ней жидкости действуют также и центробежные силы, вследствие чего на турбинном колесе развивается противодавление, возрастающее с увеличением частоты вращения турбины. Оно имеет противоположное направление по отношению к давлению, действующему со стороны насоса. В результате этого скорость циркуляции жидкости уменьшается, и сила воздействия частиц жидкости на лопатки турбинного колеса падает. При этом уменьшается и передаваемый крутящий момент. При равенстве частоты вращения насосного и турбинного колес циркуляция жидкости прекращается и передачи энергии от насоса к турбине не будет.

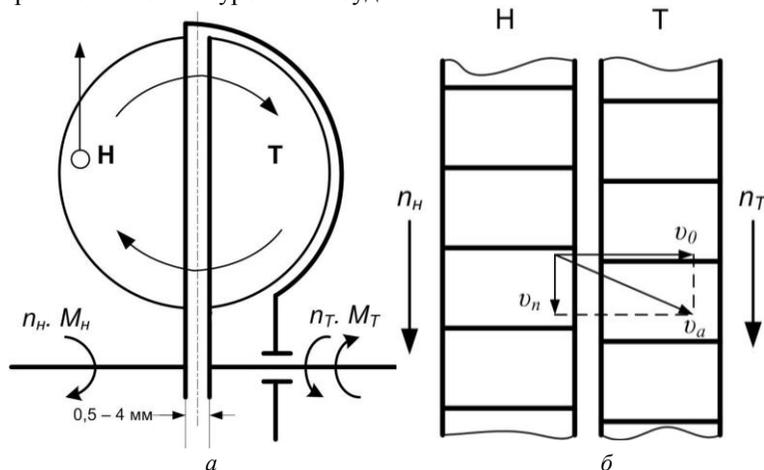


Рис. 1.77. Действие сил в гидромуфте:

a - расположение рабочих колес (схема); *б* - развертка рабочих колес

Таким образом, необходимым условием передачи энергии от насоса к турбине и работы гидромуфты является неравенство частот вращения насосного и турбинного колес ($n_n > n_t$). Это первая характерная особенность в работе гидромуфты.

Неравенство частоты вращения насоса и турбины называется *скольжением гидромуфты*. Скольжение оценивается отношением разности частоты вращения насоса и турбины к частоте вращения насоса:

$$s = \frac{n_n - n_t}{n_n} = 1 - \frac{n_t}{n_n}. \quad (1.30)$$

Величина скольжения характеризует потери мощности, передаваемой через гидромуфту.

Поскольку $\eta = N_t/N_n = \omega_t M_t / (\omega_n M_n) = \omega_t / \omega_n = n_t / n_n$, то $s = 1 - \eta$.

Нормальная работа полностью заполненной гидромуфты обеспечивается при скольжении $s = 0,02-0,03$, что соответствует КПД $\eta = 0,97-0,98$.

При работе гидромуфты к ее валам приложены два внешних момента: момент M_n к ведущему валу со стороны двигателя и момент M_t к ведомому валу, представляющий собой момент сопротивления приводимой в движение машины. Так как гидромуфта является изолированной системой, то при установившемся движении, пренебрегая моментом трения об окружающий воздух, можно считать, что $M_n = M_t$. Равенство крутящих моментов на валах насоса и турбины является второй характерной особенностью в работе гидромуфты.

Охлаждение гидромуфты осуществляется путем естественной теплопередачи или принудительным способом.

5.2.2. Рабочие характеристики гидромуфты

Рабочими характеристиками гидромуфты называются зависимости передаваемого крутящего момента и ее КПД от частоты вращения ведомого вала (рабочего колеса турбины) при неизменной частоте вращения ведущего вала (рабочего колеса насоса), т. е. $M = f(n_t)$ и $\eta = f(n_t)$ при $n_n = \text{idem}$.

Рабочие характеристики, соответствующие максимальной (оптимальной) частоте вращения рабочего колеса насоса, называют *внешними*, а характеристики, соответствующие меньшим частотам вращения этого колеса, – *регулируемыми* (см рис. 1.78).

Поскольку у гидромуфты $\eta = n_t/n_n$, график зависимости КПД от частоты вращения рабочего колеса турбины представляет собой

прямую линию, проходящую через начало координат. Теоретически при частоте вращения рабочего колеса турбины, равной частоте вращения рабочего колеса насоса, КПД гидромуфты становится равным единице. Практически в зоне частоты вращения турбины, близкой к частоте вращения насоса, величина передаваемого полезного момента становится соизмеримой с силами трения. С учетом этого обстоятельства при некоторой частоте вращения рабочего колеса турбины КПД достигнет максимального значения, а затем будет падать [пунктирная линия (см. рис. 1.78,а)].

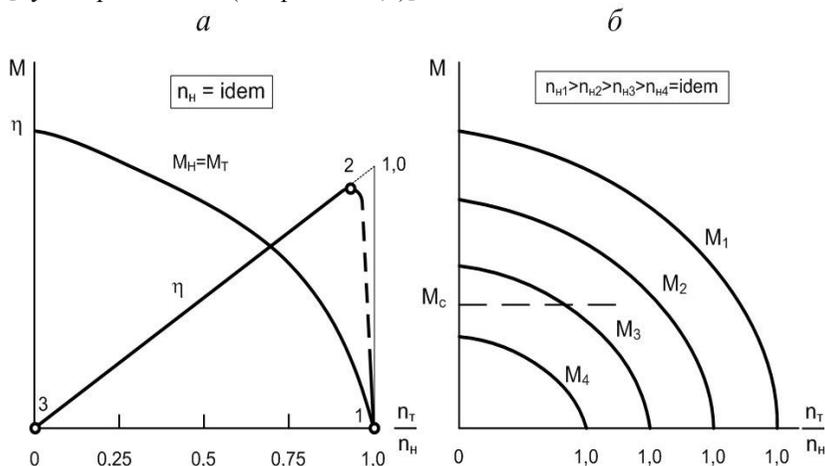


Рис. 1.78. Рабочие характеристики гидромуфты:
а - внешняя; б - регулировочные

Характерными точками и участками внешней характеристики гидромуфты являются:

- точка 1, соответствует режиму холостого хода, при котором двигатель автомобиля работает, но сцепление выключено (отсутствует внешняя нагрузка). На этом режиме $M_N = M_T = 0$; $s = 0$; $n_T = n_N$; $i = 1$; $\dot{\eta} = 0$;

- точка 2, соответствует номинальному (расчетному) режиму и максимальному КПД в пределах 0,95-0,98; в этом случае $\dot{\eta} = i$, $n_T = i n_N = (0,95-0,98)n_N$; $s = 2-5 \%$; $N_N = N_{\text{ном}}$; $N_T = \dot{\eta} N_{\text{ном}}$.

Участок 1-2 характеризует номинальный режим работы, когда автомобиль движется с максимальной скоростью по ровной дороге.

Участок 2-3 соответствует движению автомобиля с преодолением нагрузки (например, движение в гору).

Точка 3, соответствует «стоповому» режиму (турбина остановлена) – автомобиль попал в грязь, колеса не вращаются, а

двигатель развивает максимальные момент и мощность. Параметры гидромуфты на этом режиме следующие:

$$M_n = M_{\max}; n_n = 0; i = 0; s = 100 \% ; N_n = N_{\max}; N_T = 0; \eta = 0.$$

Таков характер изменения крутящего момента.

Рассмотренные зависимости характеризуют работу гидромуфты при максимальной частоте вращения рабочего колеса насоса. Если частоту вращения колеса насоса уменьшить, соответственно уменьшатся и значения передаваемого крутящего момента. На рис. 1.78,б показаны регулировочные характеристики гидромуфты. Каждая кривая соответствует той или иной частоте вращения рабочего колеса насоса. Если на вертикальной оси отложить значение момента сопротивления ведомого вала (M_c), то при частоте вращения рабочего колеса насоса, соответствующей соотношению моментов $M_c > M_{T \max}$, ведомый вал вращаться не будет.

С увеличением частоты вращения рабочего колеса насоса происходит увеличение центробежной силы, действующей на жидкость, что приводит к увеличению давления потока жидкости на лопатки турбины и росту на ней крутящего момента. Когда момент на турбине будет больше момента сопротивления движению, машина тронется с места и начнет разгон.

Любое изменение сопротивления движению приведет к немедленному изменению скорости вращения турбинного колеса и, в свою очередь, к изменению скорости жидкости в круге циркуляции. Следовательно, изменится и крутящий момент на турбинном колесе в соответствии с величиной момента сопротивления движению. Это свидетельствует об автоматичности работы гидромуфты.

5.2.3. Применение гидромуфт на автомобильной технике

Главная особенность гидромуфты – постоянное равенство крутящего момента на рабочих колесах насоса и турбины. Гидромуфта только передает крутящий момент в неизменном виде с насосного колеса на турбинное. Этот процесс происходит плавно, поэтому гидромуфту иногда используют в трансмиссиях автомобилей как гидравлическое сцепление. В этом качестве гидромуфты устанавливались на автомобилях ГАЗ-12 и МАЗ-525.

При трогании автомобиля и работе двигателя на малых оборотах значительное проскальзывание гидромуфты обеспечивает плавность движения машины и постепенность нарастания нагрузки на двигатель. Кроме того, использование гидромуфты позволяет несколько уменьшить количество переключений передач на малых оборотах, что весьма важно

для облегчения движения в городских условиях и повышения ресурса сцепления и коробки передач.

На двигателях автомобилей КамАЗ-4310 и Урал-4320 гидромуфты используют для привода вентилятора (рис.1.79).

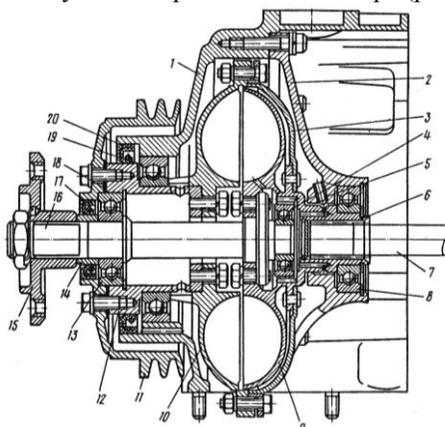


Рис. 1.79. Гидромуфта привода вентилятора:

1 - передняя крышка; 2 - корпус подшипника; 3 - кожух; 4, 8, 13, 19 - шарикоподшипники; 5 - трубка корпуса подшипника; 6 - ведущий вал; 7 - вал привода гидромуфты; 9 - ведомое колесо; 10 - ведущее колесо; 11 - шкив; 12 - вал шкива; 14 - упорная втулка; 15 - ступица вентилятора; 16 - ведомый вал; 17, 20 - манжеты; 18 - прокладка

5.3. Гидротрансформаторы

5.3.1. Принцип действия комплексного гидротрансформатора (ГДТ)

Согласно ГОСТ 19587-74 ГДТ – это гидродинамическая передача, преобразующая крутящий момент.

ГДТ предназначен для автоматического, плавного и бесступенчатого изменения крутящего момента, передаваемого на турбинный вал в зависимости от сопротивления движению при постоянном или относительно мало изменяющемся режиме работы двигателя.

Гидротрансформатор был изобретен Фетингером в 1907 г. в Германии и применен им на судах для снижения частоты вращения вала паровой турбины. Первый автомобильный гидротрансформатор был создан в 1928 г. в Швеции (Лисхольм-Смит) и предназначался для автобуса. Первым легковым автомобилем с гидромеханической

передачей был автомобиль фирмы Бьюик, оснащенный ГМП «Дайнафлоу», созданной в 1947 г.

ГДТ принципиально отличается от гидромукфы наличием третьего лопаточного колеса, расположенного в круге циркуляции.

Оно располагается по ходу движения жидкости после турбинного колеса или перед ним. На рис. 1.80 представлена принципиальная схема гидротрансформатора, основными элементами которого являются: насосное колесо 1, связанное с ведущим валом, турбинное колесо 3, связанное с ведомым (турбинным) валом, реактор (направляющий аппарат) 2, установленный на муфте свободного хода, и блокировочный фрикцион, обеспечивающий, при необходимости, жесткую связь между насосным и турбинным колесами ГДТ. Насосное колесо ГДТ приводится во вращение двигателем, а с турбинного колеса снимается крутящий момент, передаваемый на ведущие колеса автомобиля через агрегаты трансмиссии.

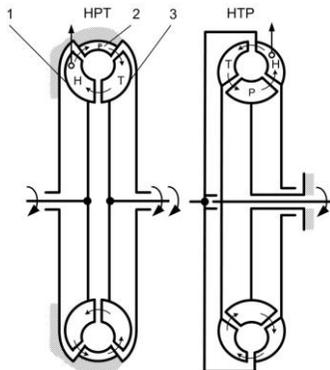


Рис. 1.80. Принципиальная схема гидротрансформатора:

1 - насосное колесо; 2 - реактор; 3 - турбинное колесо

Полость ГДТ заполнена маслом под избыточным давлением. Избыточное давление необходимо для устранения так называемых явлений кавитации, которые возникают при большой частоте вращения насосного колеса вследствие того, что жидкость не успевает следовать с большой скоростью за лопатками насосного колеса. В результате этого создается местное понижение давления (разряжение) до таких пределов, что наступает парообразование рабочей жидкости и разрыв непрерывно движущейся струи, что нарушает работу трансформатора и снижает передаваемый им момент. Для создания избыточного давления рабочая жидкость подается под давлением на вход в насосное колесо.

Работа ГДТ рассматривается на следующих режимах:

- трансформации крутящего момента;
- гидромфты;
- блокировки.

Причем работу ГДТ в режиме трансформации крутящего момента принято рассматривать в двух случаях:

- работа на режиме «СТОП»;
- работа на режиме «РАЗГОН».

Для удобства рассмотрим работу ГДТ с использованием принципиальной схемы (рис. 1.81,б) и разверток колес гидротрансформатора. Для получения развертки каждое колесо следует мысленно разрезать по средней линии, а получившееся кольцо разрезать по радиусу и вытянуть вертикально в линию. Получится вид на лопаточную систему, показанный на рис. 1.81,а.

Работа ГДТ на режиме трансформации крутящего момента

После запуска двигателя приводится в действие насосное колесо, которое захватывает лопатками рабочую жидкость, и под действием центробежной силы она переместится из точки «1» в точку «2».

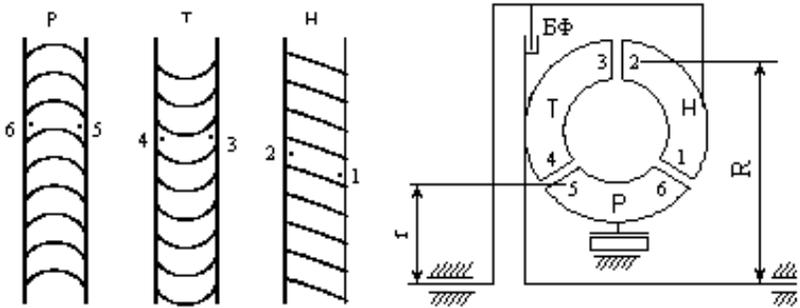


Рис. 1.81. Развертка ГДТ и его принципиальная схема:
а - развертка ГДТ; б - принципиальная схема ГДТ

При этом происходит преобразование механической энергии, подведенной от двигателя, в кинетическую энергию жидкости. Поток жидкости поступает от центра насосного колеса к его периферии, при этом жидкость участвует в двух видах движения: относительном $V_{отн}$ и переносном V_n . Направление абсолютной скорости жидкости V_a определяется по правилу параллелограмма.

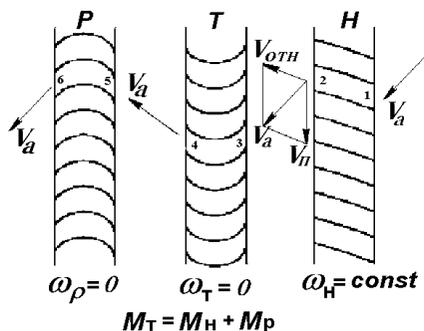


Рис. 1.82. Работа ГДТ на режиме «СТОП»

Поток жидкости, пройдя лопаточную систему насосного колеса, направляется в турбинное колесо (точка «3»), воздействует активно на лопатки турбинного колеса, изменяет направление на противоположное и при выходе из турбинного колеса (точка «4») оказывает на него реактивное действие. При этом запасенная кинетическая энергия передается турбинному колесу и на нем происходит обратное преобразование кинетической энергии жидкости в механическую энергию, снимаемую с турбинного вала. В точке «3», на радиусе R сила давления жидкости на лопатки турбинного колеса создает крутящий момент M_1 . Дополнительно, при выходе из лопаточной системы турбинного колеса (точка «4») реактивная сила на радиусе r создает крутящий момент M_2 . Момент турбинного колеса M_m представляет собой сумму моментов M_1 и M_2 . Скорость жидкости при движении от точки «3» к точке «4» падает. В первоначальный момент турбинное колесо не вращается, поэтому абсолютная скорость жидкости V_a будет равна относительной скорости жидкости $V_{отн.}$

После турбинного колеса направление потока жидкости противоположно направлению вращения насосного колеса, но перед насосным колесом в круге циркуляции установлен реактор, который изменяет направление потока жидкости и подает ее по ходу вращения насосного колеса. При этом наблюдается активное и реактивное воздействие потока жидкости на реактор, что приводит к его заклиниванию на муфтах свободного хода. Кроме того, переменное сечение каналов в лопаточной системе реактора приводит к увеличению скорости жидкости на выходе из реактора. В результате этого жидкость входит в насосное колесо с начальной скоростью V_a , воздействует на него и создает на радиусе r крутящий момент M_3 , что

приводит к разгрузке двигателя и потребный для вращения насосного колеса крутящий момент уменьшается на величину момента M_3 .

При неподвижном турбинном колесе скорость жидкости в круге циркуляции наибольшая, поэтому и крутящий момент на турбинном колесе максимален. При этом, за счет реактивного воздействия потока жидкости на турбинное колесо и активное воздействие на насосное колесо крутящий момент на турбинном колесе больше подводимого от двигателя и определяется из следующего выражения:

$$M_m = M_n + M_p, \quad (1.31)$$

где M_m - момент на турбинном колесе; M_n - момент на насосном колесе; M_p - момент на реакторе.

Из формулы (1.31) видно, что крутящий момент на турбинном колесе больше момента на насосном колесе на величину момента реактора M_p , который косвенно характеризует реактивное действие потока жидкости при выходе из турбинного колеса и активное действие потока на входе в насосное колесо.

Режим работы ГДТ при неподвижном турбинном колесе называется режимом «СТОП».

Если момент сопротивления меньше крутящего момента на турбинном колесе, то машина трогается с места и производит разгон. Момент сопротивления после трогания, как правило, уменьшается, что приводит к увеличению угловой скорости турбинного колеса. По мере раскручивания турбинного колеса будет изменяться соотношение между относительной и переносной скоростью жидкости на турбинном колесе: переносная скорость увеличивается в связи с увеличением угловой скорости турбинного колеса, а относительная скорость уменьшается вследствие воздействия на жидкость центробежной силы, возникающей при вращении турбинного колеса (рис. 1.83).

Вектор абсолютной скорости жидкости V_a на выходе из турбинного колеса будет постепенно изменять свое направление.

Увеличение центробежной силы на турбинном колесе по мере его раскручивания приведет к уменьшению скорости жидкости в круге циркуляции и уменьшению воздействия на лопатки колес ГДТ, что в совокупности с изменением направления вектора абсолютной скорости жидкости на выходе из турбинного колеса приводит к уменьшению на нем крутящего момента. Момент реактора M_p также уменьшается.

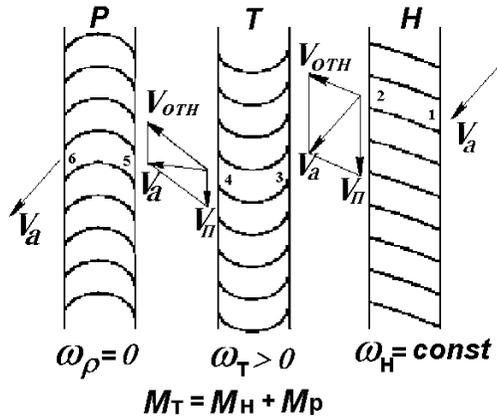


Рис. 1.83. Схема работы гидротрансформатора на режиме разгона

Если сопротивление движению машины увеличится, то угловая скорость турбинного колеса упадет, что приведет к уменьшению центробежной силы на турбинном колесе и увеличению скорости жидкости в круге циркуляции. Момент на турбинном колесе автоматически увеличится.

В процессе работы ГДТ на лопастных колесах постоянно происходит изменение момента количества движения. Соотношение моментов на колесах ГДТ наглядно представлено на рис. 1.84.

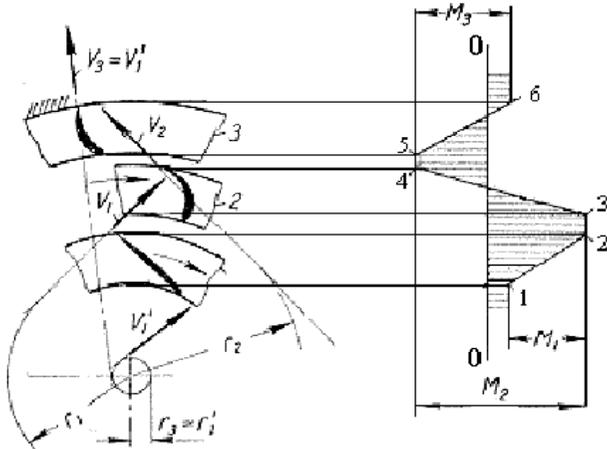


Рис. 1.84. Диаграмма соотношения моментов количества движения на колесах ГДТ

На диаграмме видно, что на входе в насос (точка «1») момент количества движения равен моменту на выходе из реактора (точка «6»). Он обусловлен активным действием жидкости, поступающей из реактора на лопатки насосного колеса. От точки «1» до точки «2» наблюдается увеличение момента. В зазоре между колесами (участки 2-3 и 4-5) значение момента считается неизменным. На участке 3-4 происходит уменьшение момента количества движения, что соответствует движению жидкости через лопаточную систему турбинного колеса. Лопатки реактора вновь увеличивают момент (участок 5-6), поэтому на выходе из реактора жидкость имеет положительный момент количества движения.

Работа ГДТ на режиме гидромукты

По мере выравнивания угловой скорости турбинного и насосного колес вследствие увеличения переносной скорости жидкости V_n и уменьшения относительной скорости $V_{отн}$ происходит дальнейшее изменение направления вектора абсолютной скорости V_a жидкости, выходящей из турбинного колеса, что приводит к воздействию на колесо реактора с противоположной стороны. В результате воздействия жидкости на тыльную сторону лопаток реактора колесо снимается с муфты свободного хода и начинает свободно вращаться в потоке жидкости. Момент реактора M_p уменьшается до нуля и ГДТ переходит на режим гидромукты, что характеризуется равенством моментов на насосном и турбинном колесах. При этом угловые скорости насосного и турбинного колес примерно одинаковы (рис. 1.85).

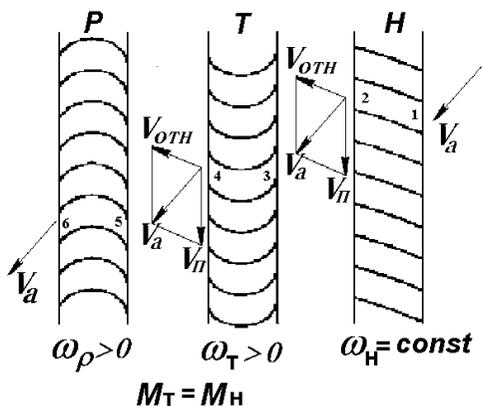


Рис. 1.85. Схема работы гидротрансформатора на режиме гидромукты

На этом режиме относительная скорость жидкости $V_{отн}$ минимальна, а переносная скорость V_n максимальна. Коэффициент полезного действия ГДТ на режиме гидромукты максимален, однако вследствие скольжения потери в ГДТ все же существуют и составляют 2-3 %, что отрицательно сказывается на топливной экономичности.

Работа ГДТ на режиме блокировки

Для уменьшения потерь и повышения топливной экономичности, при малом сопротивлении движению в конструкции многих ГДТ предусмотрена возможность блокировки ГДТ с помощью фрикциона блокировки, который представляет собой одно- или многодисковую фрикционную муфту, работающую в масле с гидравлическим управлением. На этом режиме масло из системы управления подается к фрикциону блокировки, что приводит к его включению. Поскольку ведущие детали фрикциона связаны с насосным колесом, а ведомые детали связаны с турбинным колесом, то при включении блокировочного фрикциона, за счет сил трения, возникающих между ведущими и ведомыми деталями, устанавливается жесткая связь между насосным и турбинным колесами, что исключает возможность их относительного проскальзывания. Крутящий момент с насосного колеса на турбинное передается без изменения с помощью сил трения между ведущими и ведомыми деталями блокировочного фрикциона. Этот режим используется только при движении в хороших дорожных условиях при минимальном сопротивлении движению и позволяет исключить потери на проскальзывание колес ГДТ.

5.3.2. Классификация гидротрансформаторов

По направлению вращения насосного и турбинного колес гидротрансформаторы могут быть: прямого хода, обратного хода и реверсивными. В гидротрансформаторах прямого хода турбинное колесо устанавливается непосредственно за насосным колесом (рис. 1.86,а). Оба колеса вращаются в одном направлении. В гидротрансформаторах обратного хода (рис. 1.86,б), в круге циркуляции жидкости между насосным и турбинным колесами устанавливается реактор, что приводит к изменению направления вращения турбинного колеса на противоположное относительно насосного колеса.

Реверсивный гидротрансформатор (рис. 1.86,в), имеет два связанных между собой реактора с различным профилем лопаток.

Реакторы поочередно вводятся в круг циркуляции жидкости, что обеспечивает прямое или обратное вращение турбинному колесу.

В отечественных автомобилях и гусеничных машинах применяют только гидротрансформаторы прямого хода, а обратный ход машины получают за счет дополнительной коробки передач, входящей в состав ГМП.

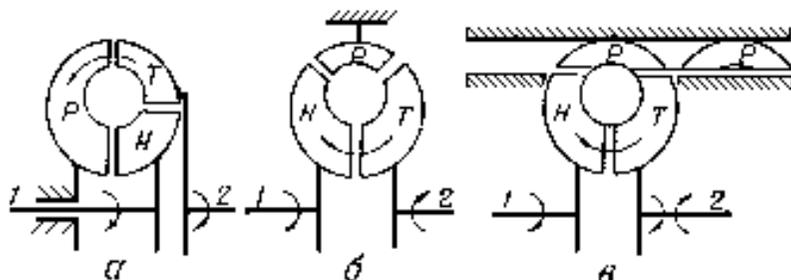


Рис. 1.86. Схемы гидротрансформаторов

Гидротрансформаторы конструктивно могут иметь несколько насосных, турбинных колес и реакторов. По общему числу колес ГДТ могут быть трех-, четырех- и многоколесными.

В зависимости от количества турбинных колес ГДТ различают одноступенчатые (с одним турбинным колесом) и многоступенчатые (двух-, трехступенчатые и более).

По числу реакторов ГДТ могут быть одnoreакторные (рис. 1.87) и полимерические (имеющие два и более реакторов).

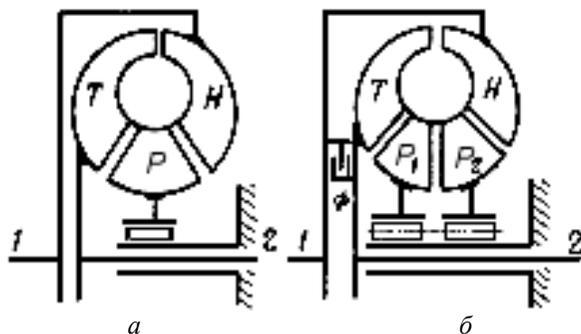


Рис. 1.87. Схемы одnoreакторного и полимерического ГДТ:
а - одnoreакторный ГДТ; б - полимерический ГДТ

В зависимости от возможных режимов работы ГДТ могут быть простыми и комплексными (рис. 1.88).

Простые гидротрансформаторы работают только на режиме трансформации крутящего момента и конструктивно отличаются жесткой установкой колеса реактора, которое во время работы всегда остается неподвижным.

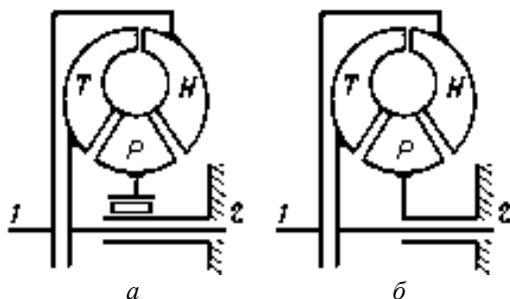


Рис. 1.88. Схемы простого и комплексного ГДТ
а - комплексный ГДТ; б - простой ГДТ

Комплексные ГДТ могут работать как на режиме трансформации крутящего момента, так и в режиме гидромуфты. Конструктивно комплексные ГДТ отличаются установкой реактора на муфте свободного хода. На режиме трансформации крутящего момента муфта свободного хода заклинивается и затормаживает колесо реактора. На режиме гидромуфты муфта свободного хода разблокирует колесо реактора, после чего оно может свободно вращаться в потоке жидкости. Простые ГДТ на автомобилях и гусеничных машинах не применяются вследствие более низкого КПД.

По связи турбинного и насосного колес ГДТ могут быть блокируемые и неблокируемые. Блокировка ГДТ, как правило, осуществляется одно-, двух- или многодисковым фрикционом, работающим в масле с гидравлическим управлением.

По направлению потока жидкости в турбинном колесе ГДТ могут быть с центростремительной турбиной, с центробежной турбиной и с осевой турбиной. В гидротрансформаторе с центростремительной турбиной поток жидкости в турбинном колесе направлен от периферии к центру, в то время как в ГДТ с центробежным турбинным колесом направление потока жидкости противоположное. В ГДТ с осевой турбиной поток рабочей жидкости движется вдоль оси колеса.

По способности передавать нагрузку на двигатель различают ГДТ с прямой прозрачностью, обратной и непрозрачные.

ГДТ с прямой прозрачностью увеличивает нагрузку на двигатель при увеличении сопротивления движению. Это свойство позволяет использовать приспособляемость двигателя, что обеспечивает преодоление увеличенного сопротивления, возникающего при движении, без переключения передач. Особенно эффективно использование прямой прозрачности при работе ГДТ с бензиновыми и газотурбинными двигателями, обладающими лучшей приспособляемостью по сравнению с дизелями. В этом случае число передач в дополнительной коробке передач может быть уменьшено. В ГДТ с обратной прозрачностью при увеличении нагрузки на турбинном колесе происходит уменьшение крутящего момента на насосном колесе, т. е. нагрузка на двигатель падает.

При использовании непрозрачных ГДТ изменение сопротивления на турбинном колесе не приводит к изменению нагрузки на двигатель. В этом случае приспособляемость двигателя не используется. На транспортных средствах, как правило, применяются ГДТ с прямой прозрачностью. Прозрачность ГДТ зависит от конструкции лопаточной системы колес и их установки в круге циркуляции.

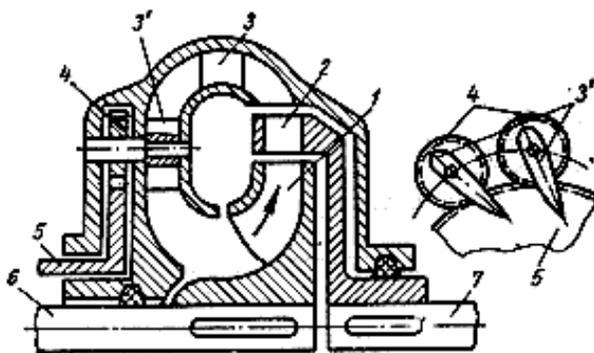


Рис. 1.89. Схема одноступенчатого регулируемого ГДТ «Фойт» с поворотными лопатками реактора

По способу установки лопастей рабочих колес ГДТ могут быть с неподвижными лопатками (нерегулируемые) и с поворотными лопатками (регулируемые). Гидротрансформатор с поворотными лопатками реактора, показанный на рис. 1.89, обеспечивает изменение направления потока жидкости на выходе из реактора за счет поворота

лопаток реактора 3' с помощью зубчатого колеса 5, которое взаимодействует с шестернями 4, установленными на осях лопаток реактора 3'. Поворотом лопаток изменяют углы входа и выхода жидкости из каналов рабочих колес и тем самым добиваются оптимальных характеристик в разных условиях движения и режимах работы ГДТ, при этом улучшаются топливная характеристика и динамические свойства автомобиля.

5.3.3. Параметры оценки гидродинамических трансформаторов

Для объективной оценки различных по конструкции ГДТ вводятся специальные параметры. Главным параметром, характеризующим преобразующие свойства ГДТ, является *коэффициент трансформации* K_m , который представляет собой максимальное отношение момента на турбинном колесе к моменту на насосном колесе.

$$K_m = \frac{M_m}{M_n}, \quad (1.32)$$

где M_m - момент на турбинном колесе, M_n - момент на насосном колесе.

Коэффициент трансформации современных ГДТ находится в пределах 1,5...6.

Одной из характеристик ГДТ является его *передаточное отношение*, представляющее собой отношение угловых скоростей насосного и турбинного колес.

$$i_{mn} = \frac{\omega_m}{\omega_n}. \quad (1.33)$$

Прозрачность ГДТ характеризуется *коэффициентом прозрачности* φ_m , который определяется как отношение момента на насосном колесе на режиме «СТОП» к моменту на этом же колесе при его работе на режиме, когда
 $\omega_m = \omega_n$.

$$\varphi_m = \frac{M_{n(o)}}{M_{n(z)}}, \quad (1.34)$$

где $M_{n(o)}$ – момент на насосном колесе в режиме «СТОП», $M_{n(r)}$ – момент на насосном колесе в режиме гидромукты

ГДТ имеет прямую прозрачность, если $\varphi_m > 1$, обратную – при $\varphi_m < 1$, и ГДТ непрозрачный при $\varphi_m = 1$. Некоторые ГДТ могут иметь переменную прозрачность в зависимости от режима работы.

Преобразующие свойства ГДТ с учетом его прозрачности характеризуются *коэффициентом приспособляемости* ψ_m :

$$\psi_m = \frac{M_{m(o)}}{M_{m(z)}}, \quad (1.35)$$

где $M_{m(o)}$ – момент на турбинном колесе в режиме «СТОП», $M_{m(z)}$ – момент на турбинном колесе в режиме гидромукфта.

Величина потерь в ГДТ характеризуется *коэффициентом полезного действия* η_m .

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{M_n \cdot \omega_n} = K_m \cdot i_{mn}, \quad (1.36)$$

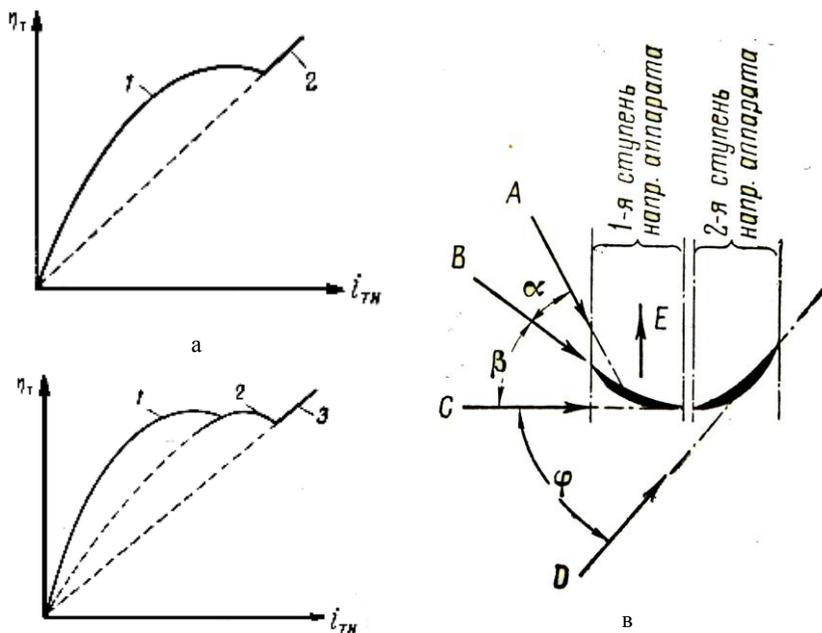
где N_m - мощность на турбинном валу; N_n - мощность на насосном колесе.

КПД гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе (рис. 1.90,а). Для сравнения на внешней характеристике приведен также закон изменения КПД гидромукфты η_m . Так как для него $K_m = 1$, то, как следует из (1.36), $\eta_m = i_{mn}$, что отражено на рис. 1.90 штриховой линией, проведенной из начала координат. Из сравнения вытекает важный для практики вывод: до тех пор пока $K_m > 1$, $\eta_m > \eta_m$. Следовательно, гидротрансформатор по сравнению с гидромукфтой на рабочем режиме обеспечивает автомобилю лучшие не только тягово-скоростные качества, но и топливную экономичность.

Изменение КПД гидротрансформатора определяется энергетическими потерями в круге циркуляции. Наиболее существенными являются потери на удар при входе потока жидкости в рабочие колеса, зависящие от угла между направлением потока и входными кромками лопастей (угла атаки). Лопаста профилируют таким образом, чтобы на расчетном режиме работы гидротрансформатора, когда КПД должен быть максимальным, угол атаки был близок к нулю. В таком случае поток жидкости обтекает лопасти плавно (безударно) и потери энергии минимальны. Помимо этого, для расширения рабочей зоны внешней характеристики гидротрансформатора и повышения его КПД прибегают к следующим мерам.

1. Реактор связывают с корпусом гидротрансформатора не неподвижно, а при помощи муфты свободного хода (см. рис. 1.90,а), которая обеспечивает переход гидротрансформатора на режим гидромукфты. Это связано с тем, что после достижения максимального значения КПД вектор абсолютной скорости жидкости на выходе из турбинного колеса изменяется настолько, что жидкость начинает

действовать на тыльную сторону лопаток реактора. После того как жидкость, действующая на тыльную сторону лопаток реактора, создаст на нем момент, соответствующий моменту трения в муфте свободного хода, реактор освобождается и начинает свободно вращаться в потоке жидкости. Сопротивление движению жидкости уменьшается, и КПД возрастает. С этого момента и при дальнейшем увеличении кинематического передаточного отношения гидротрансформатор работает в режиме гидромукты.



б

Рис. 1.90. Изменение коэффициента полезного действия ГДТ: а - однореакторного; б - полимерического; в - схема обтекания потока жидкости лопаток реакторов

2. Реактор выполняют двухступенчатым (полимерический трансформатор), состоящим из двух отдельных лопастных колес, каждое из которых установлено на отдельной муфте свободного хода (рис. 1.90,б). При малых значениях i_{mi} (в момент трогания и при разгоне турбины) движение потока жидкости на лопатки реактора происходит в пределах угла α (рис. 1.90,в). При этих режимах работы гидротрансформатора обе ступени направляющего аппарата

неподвижны, так как поток стремится повернуть их в сторону, обратную вращению насоса (на рисунке - вниз), а муфты свободного хода препятствуют этому. Одно колесо дополняет другое, при этом образуется единый реактор, значительно изменяющий скорость потока жидкости. В результате при малых значениях i_{mn} достигаются высокие значения коэффициента трансформации K_m и КПД.

По мере разгона гидротрансформатора направление потока жидкости изменяется. При средних значениях i_{mn} , когда движение потока происходит в пределах угла β , первая ступень реактора под действием потока освобождается и свободно вращается в направлении стрелки Е, не воздействуя на поток. На вторую ступень, которая остается неподвижной, поток поступает с меньшими ударными потерями. Вторая ступень реактора продолжает изменять направление движения жидкости. При этом из-за меньших потерь максимум КПД смещается в зону средних значений кинематического передаточного отношения на место возможного снижения (см. рис. 1.90,б).

При дальнейшем увеличении скорости турбины поток жидкости поступает на лопатки в пределах угла φ (см. рис. 1.90,в), который освобождает вторую ступень, и она тоже начинает свободно вращаться с потоком жидкости. В этом случае гидротрансформатор работает на режиме гидромурфты.

Если бы направляющий аппарат имел одну ступень, то безударный вход жидкости на лопатки был бы обеспечен при движении потока только по направлению стрелки В, а при наличии двух ступеней безударный вход жидкости обеспечивается при движении потока в направлении как по стрелке В, так и по стрелке С.

Таким образом, применение двух колес реактора расширяет диапазон экономичной работы ГДТ, однако опыт производства и эксплуатации гидротрансформаторов показал, что выигрывает от повышения КПД при невысоких значениях K_m современных гидротрансформаторов (около 2,0) не оправдывает усложнения конструкции, вследствие чего полимерические ГДТ в современных конструкциях ГМП практически не применяются.

3. Применяют блокировку гидротрансформатора с помощью фрикционной муфты, встроенной в гидротрансформатор и жестко соединяющей насос и турбину. Блокировочную муфту включают обычно при $i_{mn} = i_{mn\max}$ и тогда КПД скачком достигает единицы (если пренебречь механическими потерями в гидротрансформаторе).

Коэффициент приспособляемости и коэффициент прозрачности рассматривается для двух режимов работы: для полного использования

диапазона передаточных чисел ($i_{m\eta} = 0...0,9$) и для изменения передаточного числа в эксплуатационном режиме ($\eta_m \geq 0,75$). Указанные коэффициенты для эксплуатационного режима имеют индекс η .

Эксплуатационный коэффициент приспособляемости:

$$\psi_{\eta} = \frac{M_{m(\eta)}}{M_{m(\varepsilon)}}. \quad (1.37)$$

Эксплуатационный коэффициент прозрачности:

$$\varphi_{\eta} = \frac{M_{n(\eta)}}{M_{n(\varepsilon)}}. \quad (1.38)$$

Рабочий диапазон вала турбины характеризует изменение угловой скорости вала турбинного колеса от максимального значения ($\omega_{m\max}$) до минимального, определяемого нижним пределом допустимого КПД ($\omega_{m\eta}$):

$$d_m = \frac{\omega_{m\max}}{\omega_{m\eta}}. \quad (1.39)$$

Эксплуатационный рабочий диапазон:

$$d_{\eta} = \frac{\omega_{m\varepsilon}}{\omega_{m\eta}}, \quad (1.40)$$

где $\omega_{m\varepsilon}$ - угловая скорость турбинного колеса при переходе на режим гидромурфты.

Коэффициент момента турбинного колеса:

$$\lambda_m = \frac{M_m}{\gamma \cdot D^5 \cdot n_n^2}, \quad (1.41)$$

где γ - плотность рабочей жидкости; D - активный (наибольший) диаметр; n_n - частота вращения насосного колеса; M_m - момент на турбинном колесе

Коэффициент момента турбинного колеса определяется экспериментально на стенде и характеризует нагруженность лопаточной системы ГДТ.

Каноническая характеристика ГДТ (рис. 1.91)

Каноническая характеристика является паспортом ГДТ, поскольку по канонической характеристике в полной мере можно судить о его свойствах.

Она представляет собой графическую зависимость моментов на насосном и турбинных колесах, коэффициента полезного действия и коэффициента трансформации от передаточного отношения ГДТ. Снимается характеристика на стенде при постоянной частоте вращения насосного колеса.

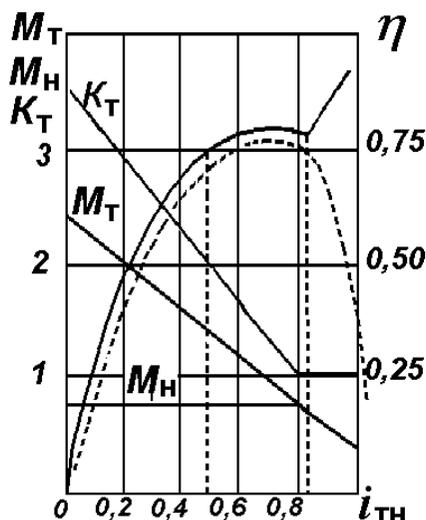


Рис. 1.91. Каноническая (внешняя) характеристика комплексного ГДТ

На графике выделяется ряд характерных точек. Точка, соответствующая $i_{тн} = 0$, характеризует режим «СТОП». На этом режиме турбинное колесо неподвижно, момент на нем максимален. Поскольку турбинное колесо не вращается, на этом режиме не совершается полезной работы. Вся механическая энергия, подводимая от двигателя, преобразуется в ГДТ в тепловую энергию, которая интенсивно нагревает рабочую жидкость. Коэффициент полезного действия равен нулю. Данный режим можно использовать в зимних условиях для ускорения прогрева рабочей жидкости в системе управления ГМП при подготовке машины к движению, однако в других условиях, требующих движения машины с малыми скоростями при полной или высокой мощности двигателя, следует постоянно контролировать температуру масла в ГМП

во избежание перегрева. Коэффициент трансформации на данном режиме работы также максимален.

Вторая точка при i_{min} , близкому к единице, соответствует переходу на режим гидромукты. На данном режиме угловые скорости насосного и турбинного колес выравниваются, момент на турбинном колесе становится равным моменту на насосном колесе, коэффициент трансформации становится равным единице. Начавший плавно падать после достижения максимального значения коэффициент полезного действия на режиме гидромукты начинает линейно увеличиваться.

Для сравнительной оценки конструкций ГДТ применяется *безразмерная характеристика*, представляющая графическую зависимость коэффициента момента на насосном и турбинном колесах, а также КПД и коэффициента трансформации от передаточного отношения (рис. 1.92).

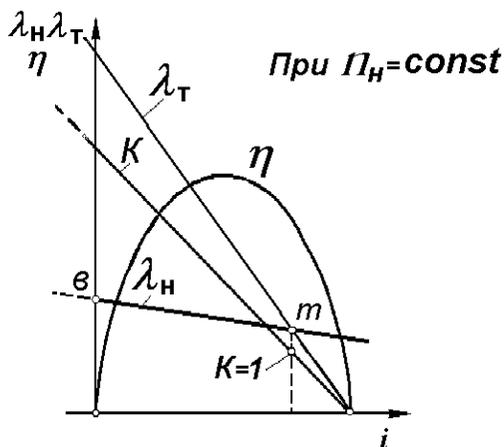


Рис. 1.92. Безразмерная характеристика простого ГДТ

Совместная работа ГДТ и двигателя внутреннего сгорания при наличии прозрачности вызывает взаимное влияние их характеристик. От согласованности характеристик ГДТ и ДВС зависит их совместная работа. Так, например, с уменьшением частоты вращения коленчатого вала ДВС момент на его валу возрастает, следовательно, должен возрастать момент и на входном валу ГДТ, иначе будет невозможно использовать приспособляемость ДВС. От степени совместности их характеристик зависит степень использования приспособляемости ДВС. Оценка совместности характеристик ГДТ

и ДВС производится по характеристике их совместной работы, которую также называют *характеристикой входа* (см рис. 1.93).

Она строится путем наложения на моментную характеристику ДВС нагрузочных кривых, представляющих собой кривые изменения момента на насосном колесе при различном передаточном отношении ГДТ. Обязательным условием является использования передаточных отношений, соответствующих режимам «СТОП» и гидромукты. Характеристики считаются согласованы, если кривая M_n , соответствующая режиму «СТОП», пересекает кривую изменения момента ДВС в точке, соответствующей его максимальному моменту, а кривая M_n , соответствующая режиму гидромукты, пересекает кривую момента ДВС в точке максимальной мощности. В противном случае между ДВС и ГДТ необходимо устанавливать согласующую передачу.

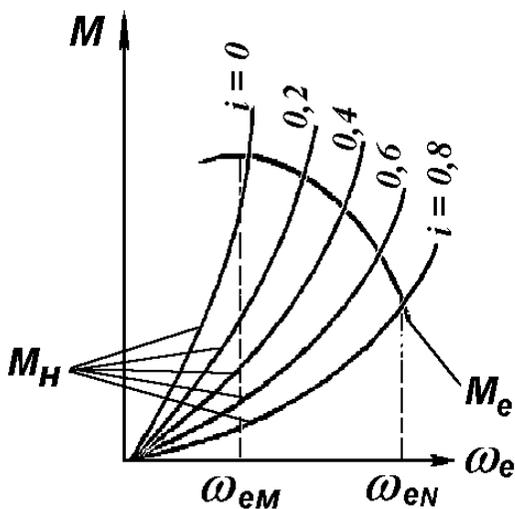


Рис. 1.93. Характеристика входа ГДТ

Для оценки работы комплекса ДВС – ГДТ применяют рабочую характеристику, которая представляет собой зависимость угловой скорости насосного колеса, момента на насосном и турбинном колесах, а также КПД ГДТ от угловой скорости турбинного колеса (см рис. 1.94).

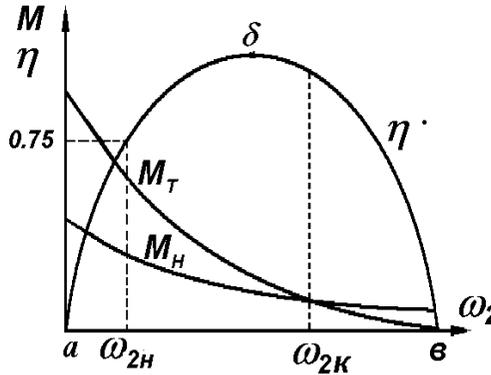


Рис. 1.94. Внешняя характеристика ГДТ

5.3.4. Конструкция гидротрансформаторов колесных машин

Гидродинамический трансформатор МА3-543

На колесном шасси МА3-543 в ГМП применяется одноступенчатый, прямого хода, комплексный, блокируемый, полимерический, четырехколесный нерегулируемый ГДТ, с центростремительным турбинным колесом и переменной прозрачностью. Коэффициент трансформации $K_T = 3,42$.

Принципиальная схема и каноническая характеристика ГДТ колесного шасси МА3-543 показана на рис. 1.95.

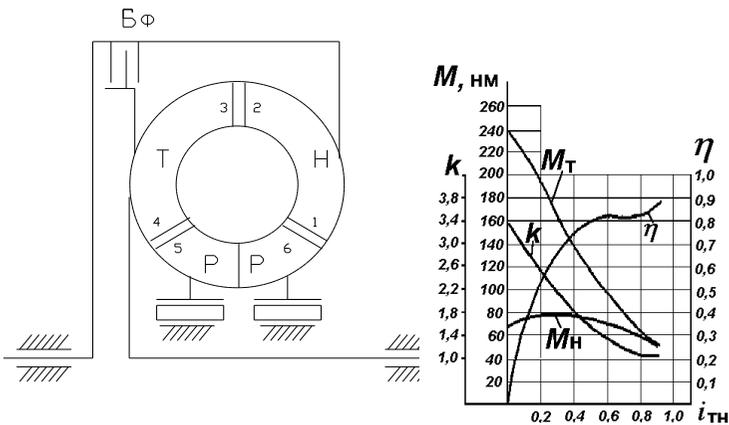


Рис. 1.95. Принципиальная схема и каноническая характеристика ГДТ МА3-543

ГДТ устанавливается в картере ГМП в переднем отсеке и соединяется карданным валом с ведомым валом повышающей передачи.

ГДТ состоит из картера, ведущего вала 1 (рис. 1.96), насосного колеса 8, турбинного колеса 7, двух колес реактора 9 на муфтах свободного хода 11, турбинного вала 12 и фрикциона блокировки (детали 2-6).

Картер объединен с картером ГМП, отделяется от коробки передач перегородкой, в передней части закрыт крышкой. В центральной проточке крышки картера на шариковом подшипнике установлен *ведущий вал*, соединенный болтами с корпусом фрикциона блокировки. На ведущем валу устанавливается ведущая шестерня насосов системы управления ГМП.

Насосное колесо является ведущим элементом ГДТ, отлито из алюминиевого сплава АЛ9, крепится болтами к кожуху фрикциона блокировки. Насосное колесо имеет радиальные лопатки, равномерно расположенные по окружности. Опорой насосного колеса является радиально-упорный подшипник, установленный на опоре 10 (см. рис. 1.96), жестко связанной с перегородкой картера ГМП.

Турбинное колесо является ведомым элементом ГДТ, также литое, крепится болтами к ступице турбинного вала. У турбинного колеса, аналогично насосному, выполнены лопатки, отличающиеся профилем и формой.

Турбинный вал 12 установлен в двух шариковых подшипниках и является одновременно ведущим валом планетарной коробки передач.

Реактор 9 представляет собой два лопаточных колеса, установленных на муфтах свободного хода. Реактор изменяет направление потока жидкости, выходящей из турбинного колеса в сторону вращения насосного колеса. Муфты свободного хода роликовые, обеспечивают вращение колес реактора на режиме гидромукты и затормаживают колеса реактора на режиме трансформации крутящего момента.

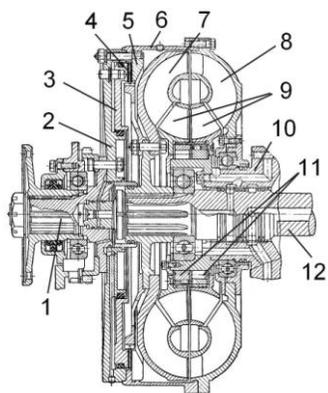


Рис. 1.96. Гидротрансформатор МАЗ-543

Муфта состоит из двух обойм, роликов и пружин.

Наружная обойма с помощью шлицев и винтов соединяется с колесом реактора, имеет профильные пазы для установки роликов с пружинами. Внутренняя обойма - общая для двух муфт свободного хода. Она крепится болтами к ступице реакторов, которая, в свою очередь, крепится к перегородке картера ГМП.

Принцип работы муфты свободного хода не отличается от ранее рассмотренного.

Фрикцион блокировки позволяет жестко соединить насосное и турбинное колеса на режиме гидромукты с целью исключения потерь, вызванных скольжением в ГДТ (относительным проскальзыванием колес) и повышения за счет этого топливной экономичности. По принципу действия фрикцион блокировки аналогичен автомобильному сцеплению и имеет следующую характеристику: однодисковый, работающий в масле, постоянно выключенный, с гидравлическим приводом управления.

Принцип действия блокировочного фрикциона основан на использовании сил трения, возникающих между ведущими и ведомым деталями при включении фрикциона.

Фрикцион блокировки имеет две группы деталей:

- 1) ведущие детали: корпус 2, кожух 6; поршень с уплотнительными кольцами 3; упорный диск 4;
- 2) ведомые детали: ведомый диск со ступицей 5.

Корпус 2 фрикциона блокировки имеет кольцевую полость, в которой устанавливается поршень 3. Полость, образованная корпусом и поршнем, называется бустерной полостью и предназначена для подачи в нее под давлением масла, необходимого для включения фрикциона блокировки. Уплотнение бустерной полости обеспечивается двумя резиновыми кольцами. От проворачивания поршень фиксируется центрирующими штифтами. Масло подается в бустерную полость через сверления в турбинном валу 12 и корпусе 2 блокировочного фрикциона через переходную втулку.

Ведомый диск стальной, для повышения долговечности имеет с двух сторон металлокерамическое покрытие, на котором выполнены кольцевые канавки, обеспечивающие разрыв масляной пленки при включении фрикциона, и радиальные канавки, отводящие масло и продукты износа из зоны трения. По внутреннему диаметру ведомый диск имеет зубчатый венец для связи со ступицей, жестко соединенной с турбинным колесом. Ведомый диск располагается между поршнем и упорным диском, которые относятся к ведущим деталям и связаны с насосным колесом.

В исходном положении нажимное усилие отсутствует, что приводит к проскальзыванию ведомого диска относительно поршня и упорного диска. При включении блокировочного фрикциона масло из системы управления ГМП подается под давлением в бустерную полость блокировочного фрикциона, что приводит к перемещению поршня к упорному диску. Поскольку между поршнем и упорным диском находится ведомый диск, он прижимается одной фрикционной поверхностью к упорному диску, а второй – к поршню. Появившаяся в этом случае сила трения блокирует между собой ведущие и ведомые детали фрикциона блокировки и как следствие - насосное и турбинное колеса.

На колесном шасси МАЗ-543 разрешается блокировать ГДТ только на второй и третьей передачах при условии, что скорость движения составляет не менее 25 км/ч на второй и 45 км/ч на третьей передачах.

Корпус блокировочного фрикциона, кожух и насосное колесо образуют замкнутую полость, заполненную маслом (применяется масло марки МГТ или марки А, используемое в системе управления ГМП). Принцип действия ГДТ аналогичен выше рассмотренному, за исключением того, что колеса реактора на режиме гидромукфы начинают сниматься с муфты свободного хода последовательно, сначала ближнее к турбинному валу, затем дальнее. Применение двух колес реакторов позволяет расширить зону экономичной работы ГДТ (расширяется рабочий диапазон ГДТ). При переходе на режим трансформации крутящего момента остановка колес происходит также по очереди, в обратной последовательности.

Гидротрансформатор гусеничной машины ГМ-569

В трансмиссии гусеничной машины ГМ-569 применен одноступенчатый, прямого хода, комплексный, однореакторный, блокируемый, трехколесный, нерегулируемый ГДТ марки ГТН-12 с прямой прозрачностью и центростремительным турбинным колесом. Коэффициент трансформации $K_t = 2,75$.

Гидротрансформатор устанавливается в картере ГМП, приводится от тягового двигателя через согласующую передачу.

Гидротрансформатор ГМ-569 (рис. 1.97) состоит из картера, насосного колеса 1, турбинного колеса 2 с валом 6; реактора 3 с муфтой свободного хода, блокировочного фрикциона.

Картер гидротрансформатора объединен с общим картером ГМП. В его крышке установлена ось 5 гидротрансформатора, на которую напрессован шариковый подшипник ступицы насосного

колеса. В оси выполнены каналы подвода масла к рабочей полости гидротрансформатора и бустеру блокировочного фрикциона.

Насосное колесо 1 – ведущий элемент гидротрансформатора. К наружному фланцу насосного колеса болтами крепится корпус 16 блокировочного фрикциона, а к внутреннему – ступица и зубчатый венец с внутренним рядом зубьев. Опорой колеса является шариковый подшипник, установленный на оси 5. Крутящий момент к насосу передается от ведомой цилиндрической шестерни согласующей передачи через плавающую шестерню привода насосного колеса и зубчатый венец насосного колеса.

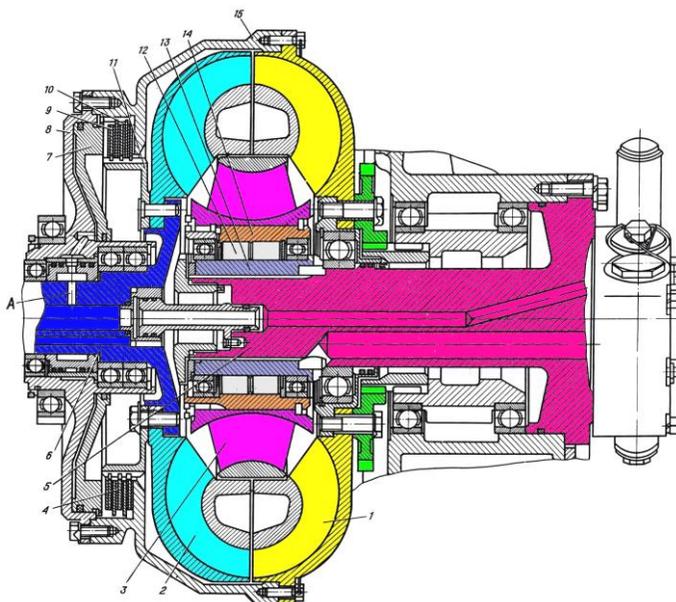


Рис. 1.97. Гидротрансформатор ГМП ГМ -569

Турбинное колесо 2 – ведомый элемент гидротрансформатора. Устройство его аналогично турбинному колесу гидротрансформатора колесного шасси МАЗ-543. Оно крепится с помощью болтов к фланцу турбинного вала 6 и ступице 11 блокировочного фрикциона.

Турбинный вал 6 установлен на трех шариковых подшипниках внутри крышки 8 корпуса блокировочного фрикциона. Является одновременно ведущим валом для планетарной коробки передач.

Внутри вала выполнены масляные каналы для смазки коробки передач и подвода масла к бустеру блокировочного фрикциона (канал А). Между осью 5 гидротрансформатора и турбинным валом 6 установлена переходная втулка с уплотнениями.

Реактор 3 представляет собой колесо с лопатками, форма и профиль которых изменяет направление потока жидкости, выходящей из турбинного колеса. Реактор жестко связан с наружной обоймой 14 муфты свободного хода. Внутренняя обойма неподвижно установлена на шлицах оси 5, закрепленной в картере, и зафиксирована в осевом направлении с помощью деталей крепления. Наружная обойма 14 имеет пазы, в которых установлены ролики, поджатые пружинами к заклинивающей поверхности пазов. Благодаря установке муфты свободного хода реактор может вращаться только в направлении вращения турбинного и насосного колес.

Опорами реактора являются два шариковых подшипника.

Блокировочный фрикцион по устройству аналогичен ранее рассмотренному блокировочному фрикциону ГДТ МА3-543.

Характеристика: многодисковый, работающий в масле, постоянно выключенный, с гидравлическим приводом управления.

Блокировка ГДТ осуществляется подачей в бустерную полость фрикциона блокировки рабочей жидкости под определенным давлением. При этом происходит перемещение поршня, который прижимает пакет ведущих и ведомых дисков к упорной поверхности. Между фрикционными поверхностями возникают силы трения, которые препятствуют их взаимному проскальзыванию. Поскольку ведущие диски связаны с насосным колесом, а ведомые - с турбинным, происходит блокировка колес между собой за счет сил трения, возникающих между поверхностями трения во фрикционе блокировки. На гусеничной машине ГМ-569 можно блокировать ГДТ на всех передачах при условии, что не светится транспарант «ПЕРЕКЛЮЧИ ПЕРЕДАЧУ» и частота вращения коленчатого вала двигателя не ниже 1600 мин⁻¹. Разблокировка ГДТ производится сбросом давления в бустерной полости фрикциона блокировки, что происходит при воздействии водителя на органы управления блокировкой ГДТ или переключения передач.

Раздел 2. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Глава 1. ПНЕВМОПРИВОДЫ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

1.1. Пневмопривод транспортно-технологических машин: назначение и принцип построения

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к *газовым системам*. Поскольку наиболее доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия *пневматические системы*. В технической литературе часто используется более краткий термин - *пневматика*.

Пневматические устройства начали применять еще в глубокой древности (ветряные двигатели, музыкальные инструменты, кузнечные меха и пр.), но самое широкое распространение они получили вследствие создания надежных источников пневматической энергии - нагнетателей, способных придавать газам необходимый запас потенциальной и (или) кинетической энергии.

Пневматический привод, состоящий из комплекса устройств для приведения в действие машин и механизмов, является далеко не единственным направлением использования воздуха (в общем случае газа) в технике и жизнедеятельности человека. В подтверждение этого положения кратко рассмотрим основные виды пневматических систем, отличающихся как по назначению, так и по способу использования газообразного вещества.

По наличию и причине движения газа все системы можно разделить на три группы.

К первой группе отнесем системы с *естественной конвекцией* (циркуляцией) газа (чаще всего воздуха), где движение и его направление обусловлено градиентами температуры и плотности природного характера, например, атмосферная оболочка планеты, вентиляционные системы помещений, горных выработок, газоходов и т. п.

Ко второй группе отнесем системы с *замкнутыми камерами*, не сообщающимися с атмосферой, в которых может изменяться состояние газа вследствие изменения температуры, объема камеры, наддува или отсасывания газа. К ним относятся различные

аккумулирующие емкости (пневмобаллоны), пневматические тормозные устройства (пневмобуферы), всевозможные эластичные надувные устройства, пневмогидравлические системы топливных баков летательных аппаратов и многие другие. Примером устройств с использованием вакуума в замкнутой камере могут быть пневмозахваты (пневмоприсоски), которые наиболее эффективны для перемещения штучных листовых изделий (бумага, металл, пластмасса и т. п.) в условиях автоматизированного и роботизированного производства.

К третьей группе следует отнести такие системы, где используется энергия *предварительно сжатого газа* для выполнения различных работ. В таких системах газ перемещается по магистралям с относительно большой скоростью и обладает значительным запасом энергии. Они могут быть *циркуляционными* (замкнутыми) и *бесциркуляционными*. В циркуляционных системах отработавший газ возвращается по магистралям к нагнетателю для повторного использования (как в гидроприводе). Применение систем весьма специфично, например, когда недопустимы утечки газа в окружающее пространство или невозможно применение воздуха из-за его окислительных свойств. Примеры таких систем можно найти в криогенной технике, где в качестве энергоносителя используются агрессивные, токсичные газы или летучие жидкости (аммиак, пропан, серо-водород, гелий, фреоны и др.).

В бесциркуляционных системах газ может быть использован потребителем как химический реагент (например, в сварочном производстве, в химической промышленности) или как источник пневматической энергии. В последнем случае в качестве энергоносителя обычно служит воздух. Выделяют три основных направления применения сжатого воздуха.

К первому направлению относятся технологические процессы, где воздух выполняет непосредственно операции обдувки, осушки, распыления, охлаждения, вентиляции, очистки и т. п. Очень широкое распространение получили системы пневмотранспортирования по трубопроводам, особенно в легкой, пищевой, горнодобывающей отраслях промышленности. Штучные и кусковые материалы транспортируются в специальных сосудах (капсулах), а пылевидные - в смеси с воздухом перемещаются на относительно большие расстояния аналогично текучим веществам.

Второе направление – использование сжатого воздуха в пневматических системах управления (ПСУ) для автоматического управления технологическими процессами (системы пневмоавтоматики). Это направление получило интенсивное развитие с 60-х годов благодаря созданию универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). Широкая номенклатура УСЭППА (пневматические датчики, переключатели, преобразователи, реле, логические элементы, усилители, струйные устройства, командоаппараты и т. д.) позволяет реализовать на ее базе релейные, аналоговые и аналого-релейные схемы, которые по своим параметрам близки к электротехническим системам. Благодаря высокой надежности они широко используются для циклового программного управления различными машинами, роботами в крупносерийном производстве, в системах управления движением мобильных объектов.

Третьим направлением применения пневмоэнергии, наиболее масштабным по мощности, является пневматический привод, который в научном плане является одним из разделов общей механики машин. У истоков теории пневматических систем стоял И.И. Артоболевский. Он был руководителем Института машиноведения (ИМАШ) в Ленинграде, где под его руководством в 40-60-х годах систематизировались и обобщались накопленные сведения по теории и проектированию пневмосистем. Одной из первых работ по теории пневмосистем была статья А.П. Германа «Применение сжатого воздуха в горном деле», опубликованная в 1933 году, где впервые движение рабочего органа пневмоустройства решается совместно с термодинамическим уравнением состояния параметров воздуха.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают *магистральный*, *компрессорный* и *аккумуляторный* пневмоприводы.

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмолиний, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий.

Компрессорный пневмопривод отличается от вышеописанного магистрального своей мобильностью и ограниченностью числа одновременно работающих потребителей. Передвижные компрессоры наиболее широко используются при выполнении различных видов строительных и ремонтных работ.

Аккумуляторный пневмопривод ввиду ограниченного запаса сжатого воздуха в промышленности применяется редко, но широко

используется в автономных системах управления механизмов с заданным временем действия. Особенно широко аккумуляторный пневмопривод применяют в устройствах и аппаратах управления транспортными машинами, тормозных системах, управления рулями транспортных средств, ракет.

К основным достоинствам пневматических систем относятся:

1. *Простота конструкции и технического обслуживания.* Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, так как возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Так как отработавший воздух выпускается непосредственно в атмосферу, затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводе. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т. п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. *Пожаро- и взрывобезопасность.* Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например, в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т. е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

3. *Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной (и влажной) окружающей среды.* В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, так как при температурных перепадах нарушается герметичность гидросистем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является

единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечнопрессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. *Значительно больший срок службы*, чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2-4 раза больше, чем у гидропривода, и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

5. *Высокое быстроедействие*. Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) - до 100 000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования, например, в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно срабатывающих пневмоцилиндров (например, в многоместных приспособлениях для зажима деталей) практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

6. *Возможность передачи пневмоэнергии на относительно большие расстояния* по магистральным трубопроводам и снабжение сжатым воздухом многих потребителей. В этом отношении пневмопривод уступает электроприводе, но значительно превосходит гидропривод, благодаря меньшим потерям напора в протяженных магистральных линиях. Электрическая энергия может передаваться по линиям электропередач на многие сотни и тысячи километров без ощутимых потерь, а расстояние передачи пневмоэнергии экономически целесообразно до нескольких десятков километров, что

реализуется в пневмосистемах крупных горных и промышленных предприятий с централизованным питанием от компрессорной станции.

Известен опыт создания городской компрессорной станции в 1888 г. одним из промышленников в Париже. Она снабжала заводы и фабрики по магистралям протяженностью 48 км при давлении 0,6 МПа и имела мощность до 18500 кВт. С появлением надежных электропередач ее эксплуатация стала невыгодной.

Максимальная протяженность гидросистем составляет около 250-300 м в механизированных комплексах шахт для добычи угля, причем в них используется обычно менее вязкая водно-масляная эмульсия.

7. *Отсутствие необходимости в защитных устройствах от перегрузки давлением у потребителей.* Требуемый предел давления воздуха устанавливается общим предохранительным клапаном, находящимся на источниках пневмоэнергии. Пневмодвигатели могут быть полностью заторможены без опасности повреждения и находиться в этом состоянии длительное время.

8. *Безопасность для обслуживающего персонала* при соблюдении общих правил, исключающих механический травматизм. В гидро- и электроприводах возможно поражение электрическим током или жидкостью при нарушении изоляции или разгерметизации трубопроводов.

9. *Улучшение проветривания рабочего пространства* за счет отработанного воздуха. Это свойство особенно полезно в горных выработках и помещениях химических и металлообрабатывающих производств.

10. *Нечувствительность к радиационному и электромагнитному излучению.* В таких условиях электрогидравлические системы практически непригодны. Это достоинство широко используется в системах управления космической, военной техникой, в атомных реакторах и т. п.

Наряду с этими положительными качествами пневматические системы обладают рядом недостатков, вытекающих, в основном, из природы рабочей среды – воздуха:

1. *Высокая стоимость пневмоэнергии.* Если гидро- и электропривод имеют КПД соответственно около 70 и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой

мощности, кроме условий, исключающих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. *Относительно большой вес и габариты пневмомашин* из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомашин имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. *Трудность обеспечения стабильной скорости движения* выходного звена при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. *Высокий уровень шума*, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно, как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. *Малая скорость передачи сигнала* (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и в зависимости от давления воздуха составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе соответственно около 1000 и 300 000 м/с.

6. Вследствие сжимаемости рабочей среды пневматические силовые системы не обеспечивают без специальных дополнительных средств необходимой плавности и точности хода, а также фиксацию выходного звена пневмодвигателей в заданных промежуточных положениях.

Перечисленные недостатки могут быть устранены применением комбинированных пневмоэлектрических или пневмогидравлических приводов.

В общую схему каждого автомобиля неотъемлемой, обязательной частью входит одна или несколько пневматических систем. Иногда пневматическая система является частью более общей пневмогидравлической системы. Так, например, при оборудовании прицепных машин гидростатическим тормозным приводом водитель, воздействуя на тормозной кран, подает воздух требуемого давления в

пневматический переходник, соединенный с главным тормозным цилиндром, далее следует гидравлическая система.

Пневматическая система автомобиля - совокупность аппаратов, соединенных друг с другом воздухопроводами в строгой функциональной последовательности, предназначенных для производства, накопления, контроля и потребления сжатого воздуха и служащих для облегчения управления системами и агрегатами автомобилей и соответственно повышения их эксплуатационных свойств. Составные части пневматической системы, согласно принятой в машиностроении классификации, схематически представлены на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Составные элементы пневмосистемы

На автомобилях пневматические системы полностью или частично выполняют следующие функции: охлаждение двигателя и агрегатов силовой передачи (водные и масляные радиаторы, принудительный обдув блоков цилиндров и корпусных деталей); вентиляцию, отопление или кондиционирование кабин; привод механизмов тормозного управления, переключения и блокировки

передач, стеклоочистителей; регулирования давления воздуха в шинах и пневмоэлементах подвески и т.д.

Широкое применение в конструкциях автомобилей пневматического привода, использующего энергию сжатого атмосферного воздуха, обусловлено необходимостью обеспечения, с одной стороны, эргономических требований к органам управления и, с другой стороны, простотой синтеза силовых и управляющих связей

1.2. Устройство и принцип действия тормозного пневмопривода транспортно-технологических машин

Несмотря на всю важность широко развернувшейся сейчас борьбы за экономию топлива, по-прежнему серьезной проблемой является обеспечение безопасности эксплуатации подвижного состава. Автомобиль был и остается самым опасным транспортным средством современности. Его опасность заключается в том, что этот материальный объект, имея массу от 1 до 50 т и более, может двигаться с высокими скоростями, удерживаясь на дороге только за счет трения колес о ее поверхность. Большая кинетическая энергия движущегося автомобиля чрезвычайно опасна для окружающей его среды.

Практически единственно доступный массовому водителю способ справиться в критической ситуации с огромной энергией автомобиля – это своевременно снизить его скорость, т. е. притормозить. В отличие от других фаз движения (разгона, равномерного движения, выбега) торможение характеризуется, во-первых, интенсивным поглощением кинетической энергии движущегося транспортного средства, во-вторых, созданием для этой цели специальных, искусственных сопротивлений движению. Для их реализации служит совокупность специфических устройств, призванных быстро поглотить и рассеять в окружающей среде значительную энергию и содержащих *источник энергии*, взаимодействующий с *тормозными механизмами через тормозной привод*.

Привод передает энергию, необходимую для осуществления торможения, от ее источника к тормозным механизмам и управляет этой энергией в процессе передачи сообразно с командами водителя, а иногда и с некоторыми программами, заложенными в конструкцию автомобиля.

Структурно тормозной привод образует следующие элементы:

орган управления – совокупность устройств, с помощью которых водитель осуществляет управление тормозным приводом, а через него

и тормозной системой;

аккумулятор энергии – устройство, которое накапливает энергию, предназначенную для осуществления торможения;

передаточный механизм – совокупность устройств, которая в соответствии с командами органа управления передает энергию от ее источника или аккумулятора исполнительным органам привода;

исполнительный орган – устройство, передающее энергию от тормозного привода тормозному механизму.

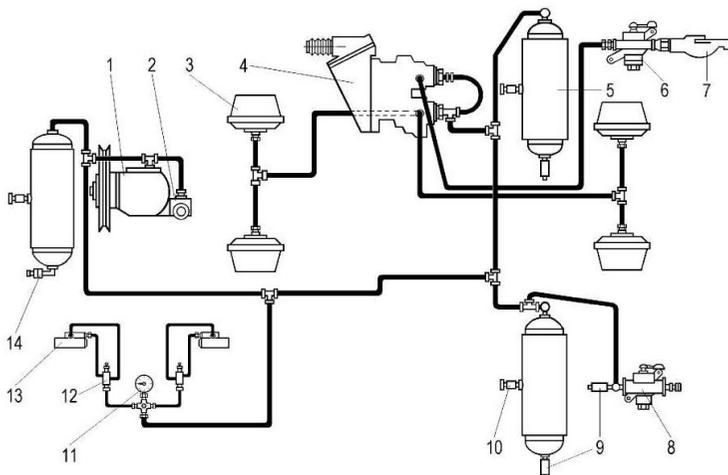


Рис. 2.2. Схема пневмопривода первого поколения грузового автомобиля

На рис. 2.2 приведена типовая схема пневмопривода первого поколения колесного автомобиля. Источником сжатого воздуха (энергоносителя) служит компрессор 1 с регулятором (ограничителем) выходного давления 2. Для сглаживания колебаний давления и для обеспечения, по крайней мере, пяти торможений АТС (за рубежом - не менее восьми) при неработающем компрессоре установлены воздушные ресиверы (баллоны) 5. Для слива конденсата на ресиверах устанавливают специальные клапаны 10. На современных автомобилях подключение ресиверов в сеть осуществляют через защитные клапаны, обеспечивающие преимущественное питание сжатым воздухом жизненно важных агрегатов автомобиля и отключения поврежденных ветвей пневмосистемы. Исполнительными устройствами являются тормозные камеры 3, необходимое давление в которых устанавливается двухсекционным тормозным краном 4. Верхняя секция тормозного крана через разобщительный кран 6 и соединительную головку 7

осуществляет питание и управление пневматическим приводом тормозов прицепа или полуприцепа. Компрессор, оборудованный регулятором давления, питает сжатым воздухом не только привод тормозов, но и пневмодвигатели стеклоочистителей 13, управляемых специальными вентилями 12. Через кран 8 осуществляется отбор воздуха для накачивания шин и на другие нужды. Датчик давления и манометр 11 обеспечивают визуальный контроль давления в системе. Предохранительные клапаны 9 защищают систему от перегрузки при выходе из строя регулятора давления. Для обеспечения функционирования пневмосистемы при буксировании автомобиля с неработающим двигателем предназначен буксирный клапан 14.

Глава 2. СЖАТЫЙ ВОЗДУХ И ЕГО ИСТОЧНИК

2.1. Газ как рабочее тело пневмопривода. Истечение газа из резервуара

Рабочим телом (энергоносителем) в пневматическом приводе служит сжатый атмосферный воздух. Как уже говорилось, в этом огромное преимущество пневмопривода: рабочее тело практически всегда имеется в распоряжении (надо только его определенным образом подготовить), не столь критичны утечки, не нужно заботиться о рециркуляции – отработавший воздух просто выпускается в атмосферу. Атмосферный воздух представляет собой газовую смесь, состоящую из 21 % кислорода и 78 % азота. В оставшийся процент входят инертные газы, аммиак, озон, углекислый газ и пр.

Рассмотрим свойства атмосферного воздуха с точки зрения его функций в пневматическом приводе автомобиля. В этом аспекте важнейшими его критериями будут давление и температура, характеризующие энергетические возможности сжатого воздуха.

Климатические условия нашей страны таковы, что температура атмосферного воздуха колеблется в среднем от минус 50 °С до плюс 30 °С. Экстремальные температуры, естественно, значительно отличаются от средних: автомобили эксплуатируются на Крайнем Севере при температуре минус 60 °С и ниже, а в пустынях Средней Азии - при температуре свыше плюс 40 °С.

Нормальное давление атмосферного воздуха также меняется в широких пределах. На уровне моря оно в среднем равно 1,0 кгс/см², но в зависимости от состояния атмосферы может колебаться в интервале 0,99-1,03 кгс/см². При подъеме над уровнем океана давление уменьшается. В горах, где дороги проходят на высоте до 3-4 км (Тянь-Шань, Памир), давление атмосферного воздуха снижается весьма значительно: на высоте 2 км нормальное давление составляет 0,8 кгс/см², 4 км – 0,6 кгс/см². Следует также отметить, что с высотой меняется и температура воздуха. Она падает в среднем на 6°С при подъеме на 1 км.

Нормальная работа сжатого воздуха в пневмоприводе может быть сведена к следующим этапам:

- всасывание и сжатие компрессором исходного атмосферного воздуха;
- подача сжатого воздуха от компрессора через аппараты питающей части в ресивер и хранение там при постоянном давлении;
- подача сжатого воздуха из ресивера через орган управления и аппараты передаточного механизма в исполнительный орган и

совершение там работы в виде перемещения штока последнего;

- выпуск сжатого воздуха из исполнительного органа через аппараты передаточного механизма или орган управления в атмосферу.

Рассмотрим, как меняются параметры воздуха на каждом этапе.

При сжатии в цилиндре компрессора давление воздуха увеличивается ориентировочно от атмосферного $p_a = 1 \text{ кгс/см}^2$ до рабочего $p_{пр} = 8 \text{ кгс/см}^2$, т. е. в 8 раз. Объем атмосферного воздуха при этом соответственно в 8 раз уменьшается. Температура сжатого в компрессоре воздуха T_k связана с температурой атмосферного воздуха T_a приблизительным соотношением, равным $T_a 8^{0.2}$. Таким образом, при сжатии температура воздуха увеличивается в среднем в 1,5 раза, а максимальная температура сжатого воздуха на выходе из компрессора достигает 220...250 °С.

Подача сжатого воздуха из компрессора (давление $p_{пр}$, температура T_k) в ресиверы привода происходит небольшими порциями. Величина этой подачи зависит от рабочего объема компрессора и угловой скорости его коленчатого вала и давления в приводе. В среднем количество сжатого воздуха, подаваемого за время оборота коленчатого вала компрессора, т. е. за 0,02...0,10 с, составляет обычно 4-75 см³. При этом давление практически не изменяется. На пути от компрессора к ресиверу и затем в ресивере сжатый воздух за счет теплоотдачи в стенки охлаждается, и его температура постепенно уменьшается до температуры, окружающей автомобиль среды. Таким образом, в ресиверах автомобиля находится сжатый воздух под давлением $p_{пр}$ и с температурой T_a .

При работе (например, торможении) сжатый воздух из ресивера через орган управления подается в исполнительный орган привода, в начальном объеме которого до этого момента содержится воздух, параметры которого практически близки к параметрам атмосферного воздуха (p_a , T_a). Скорость перемещения сжатого воздуха в трубопроводе пропорциональна его сечению, но в любом случае не может превысить скорость звука при данных параметрах воздуха (обычно 300 м/с). Затем происходит наполнение переменного объема исполнительного органа.

Процесс наполнения описывается весьма сложными дифференциальными уравнениями, он нелинеен вследствие переменности объема и наличия сопротивления перемещению штока исполнительного органа. Скорость наполнения исполнительного органа уменьшается по мере того, как давление в нем приближается к $p_{пр}$.

По завершении работы (например, растормаживании) сжатый воздух из исполнительного органа выходит по трубопроводу в атмосферу через орган управления или один из аппаратов передаточного механизма. Процесс выпуска сжатого воздуха происходит значительно медленнее наполнения (в среднем в 1,5-2,5 раза). Сжатый воздух, выходя в атмосферу, резко расширяется в 5-7 раз. При этом давление его падает до атмосферного, а температура значительно уменьшается.

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев. Полное описание процессов течения воздуха можно найти в специальных курсах газодинамики.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т. е. имеют место *ламинарный* и *турбулентный* режимы течения, установившийся и неуставившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического (без теплообмена).

При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют на показатель политропы (обычно принимают $n = 1,3 \dots 1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы и имеет место так

называемое политропное изменение состояния воздуха. Весь диапазон реальных процессов описывается уравнением этого состояния

$$pV^n = const, \quad (2.1)$$

где n - показатель политропы, изменяющийся в пределах от $n = 1$ (изотермический процесс) до $n = 1,4$ (адиабатический процесс).

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа.

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ($\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 14,9 \text{ м}^2/\text{с}$ при $p = 101,3 \text{ кПа}$ и $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$). В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Q_{m1} = Q_{m2} \quad (2.2)$$

или

$$v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2. \quad (2.3)$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотрим истечение газа из резервуара (рис. 2.3) через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления. Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения p_0 , ρ_0 и T_0 .

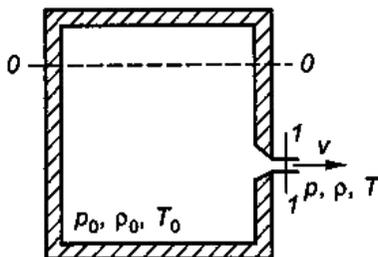


Рис. 2.3. Истечение газа из отверстия в тонкой стенке

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т. е.

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{P_o - P}{\gamma_o}}. \quad (2.4)$$

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

$$Q_m = \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot P_o \cdot \rho_o \cdot \left[\left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2.5)$$

где ω_o - площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_o называется степенью расширения газа. Анализ формулы (2.5) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_o = 1$ и $p/p_o = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max} . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_o показан на рис. 2.4.

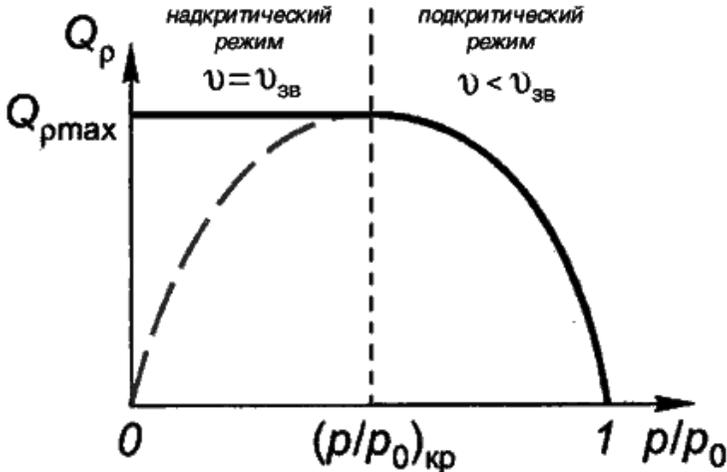


Рис. 2.4. Зависимость массового расхода газа от отношения давлений

Отношение давлений p/p_o , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно

$$\left(\frac{p}{p_o}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.6)$$

Как видно из графика, показанного на рис. 2.4, при уменьшении p/p_o по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при $p/p_o = 0$ значение расхода должно быть равно нулю ($Q_m = 0$). Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах p_o , ρ_o и T_o расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v_{зв} = \sqrt{k \cdot \frac{p}{\rho}}. \quad (2.7)$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления p не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет «заперт» потоком со звуковой скоростью. Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:
подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_o}\right)_{кр} < \left(\frac{p}{p_o}\right) < 1; \quad (2.8)$$

надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_o}\right) < \left(\frac{p}{p_o}\right)_{кр}. \quad (2.9)$$

В надкритической зоне имеют место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого, при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на

трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ($\mu = 0,1 \dots 0,6$).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне с учетом сжатия струи определяются по формулам:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \frac{p_o}{\rho_o} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (2.10)$$

$$Q_m = \mu \cdot \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot p_o \cdot \rho_o \cdot \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (2.11)$$

2.2. Классификация компрессоров. Рабочий процесс поршневого компрессора

Компрессор — устройство для преобразования механической энергии двигателя в энергию сжатого газа (воздуха). По способу получения сжатого воздуха компрессоры могут быть трех типов:

- объемные (поршневые и ротационные), в которых сжатие воздуха происходит при уменьшении замкнутого объема;
- лопаточные (центробежные и осевые), в которых сжатие газа происходит вращающимися лопатками;
- струйные (инжекторы), в которых нагнетание газа осуществляется за счет трения с увлекающим потоком газа или жидкости.

В пневмосистемах автомобилей исключительное распространение получили объемные поршневые компрессоры. Рабочий процесс такого компрессора состоит из четырех фаз, которые происходят за один двойной ход поршня:

всасывание — поршень движется от верхней мертвой точки к нижней, создавая внутри цилиндра разрежение; впускной клапан открывается, и наружный воздух при постоянном давлении всасывания p_a заполняет цилиндр;

сжатие — после достижения нижней мертвой точки поршень меняет направление движения на обратное и начинает сжимать воздух в цилиндре от давления p_a , вследствие чего впускной клапан закрывается, до давления $p_{пр}$, равного давлению в пневматическом приводе;

нагнетание — после достижения в цилиндре давления $p_{пр}$

открывается выпускной (нагнетательный) клапан, и сжатый воздух под действием поршня, движущегося от нижней к верхней мертвой точке, под этим давлением поступает в тормозной привод;

падение давления — после достижения верхней мертвой точки поршень снова меняет направление движения. При этом вследствие увеличения объема (над поршнем) давление в цилиндре падает от $p_{пр}$ до p_a , после чего вновь начинается фаза всасывания.

В автостроении принято классифицировать компрессоры в зависимости от количества и расположения цилиндров (одно- и двухцилиндровые, причем у последних цилиндры могут быть расположены в ряд или V-образно), подачи, максимального рабочего давления, конструкции механизмов привода компрессора, размещения органов воздухораспределения и способов смазки, охлаждения и воздухоподачи, по наличию отключения при достижении заданного давления в пневмоприводе. Компрессоры работают на переменных режимах, их номинальная подача колеблется от 1 до 7 $\text{дм}^3/\text{с}$ при рабочем давлении 0,5...1 МПа, что обеспечивается одноступенчатым сжатием. В зависимости от размещения органов воздухораспределения различают компрессоры с прямооточным и непрямоточным движением воздуха. В компрессорах с непрямоточным движением воздуха впускной и выпускной органы расположены в цилиндре в зоне ВМТ, а в прямооточном - впускной орган располагается в зоне НМТ.

Типоразмерный ряд автомобильных компрессоров стандартизирован: в зависимости от потребной производительности применяются одно- или двухцилиндровые компрессоры (ГОСТ 13670 и ГОСТ 13669). Для предотвращения длительной непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания давления в системе при случайных увеличениях расхода воздуха, массовая подача компрессора принимается в 4-6 раз больше массового расхода воздуха при торможении.

Пневматический привод не является абсолютно герметичным: падение давления воздуха при неработающем компрессоре допускается не более чем на 0,03 МПа от номинального значения в течение 30 минут при свободном положении органов управления или в течение 15 минут при полном их приведении в действие. Как показывают исследования, величина утечек сжатого воздуха в реальных условиях эксплуатации не превышает 10 % от массовой производительности компрессора.

Устройство автомобильного компрессора во многом подобно

устройству двигателя (за исключением самого процесса внутреннего сгорания), и по аналогии с двигателем компрессор имеет шатуно-поршневой и клапанный механизмы; системы охлаждения, смазки и питания атмосферным воздухом; устройства привода и регулирования давления.

Шатуно-поршневой механизм компрессора включает следующие основные детали: один или несколько цилиндров; поршень с поршневыми кольцами и шатун, соединенные поршневым пальцем; коленчатый вал, подшипники которого установлены в картере компрессора.

Клапанный механизм состоит обычно из автоматических клапанов, перемещающихся под действием давления воздуха в цилиндре, и их пружин. В компрессорах обычно применяются плоские пластинчатые металлические клапаны: впускной и выпускной (нагнетательный). Седло впускного клапана бывает расположено в цилиндре или в головке, седло выпускного - в головке.

Все детали указанных механизмов компрессора, как правило, металлические: цилиндр изготавливается из чугуна; головка, картер, поршень – чугунные или алюминиевые; шатун – стальной или алюминиевый; коленчатый вал - стальной или чугунный; клапаны, их пружины и седла, поршневой палец – стальные.

Питание компрессора атмосферным воздухом обязательно производится с очисткой через фильтр. Для этой цели используется воздушный фильтр двигателя или собственный автономный фильтр компрессора.

Охлаждением компрессора решаются три задачи:

- улучшение параметров рабочего цикла и повышение производительности компрессора, так как снижение температуры воздуха в цилиндре повышает его наполнение;

- снижение термонагруженности деталей компрессора, находящихся в контакте с нагретым сжатым воздухом (цилиндр, поршень, головка цилиндров, клапаны и их пружины и т. п.), и тем самым повышение долговечности этих деталей;

- уменьшение температуры находящегося на стенках цилиндра смазочного масла, вследствие чего улучшаются физико-химические характеристики масла и предотвращается образование нагара.

Система охлаждения компрессора может быть воздушной, водяной или смешанной. В первом случае охлаждение наиболее нагреваемых деталей компрессора (цилиндра и головки) осуществляется за счет наличия на их поверхности большого числа

ребер. Во втором случае головка и верхняя часть цилиндра имеют водяные рубашки, в которые подается вода от системы охлаждения двигателя. При смешанном охлаждении головка охлаждается водой, а цилиндр имеет ребра для воздушного охлаждения.

Эффективность водяного охлаждения значительно выше, чем воздушного. Вследствие этого поверхность теплоотдачи при воздушном охлаждении должна быть в 20-30 раз больше, чем при водяном. Так как достичь этого при существующих конструктивных ограничениях практически невозможно, нагрев компрессора с воздушным охлаждением на 20-50 °С выше, чем с водяным. Разница в температуре сжатого воздуха при этом достигает 35-70 °С.

Смазкой компрессора решаются следующие функции:

- уменьшение трения между движущимися деталями и тем самым снижение потребляемой компрессором мощности двигателя;
- уменьшение температуры деталей компрессора, что особенно важно для цилиндра, поршня и поршневых колец;
- повышение (за счет масляной пленки) уплотнения между поршнем и цилиндром;
- защита деталей компрессора от коррозии.

В автомобильном компрессоре имеются различные виды трущихся подвижных соединений. Для них используют смазку разбрызгиванием из масляной ванны в картере или принудительную смазку (обычно от системы смазки двигателя и в отдельных редких случаях от автономного масляного насоса, встроенного в компрессор).

Привод во вращение коленчатого вала компрессора осуществляется от коленчатого вала двигателя с помощью клиноременной или зубчатой передачи. Для этого на носок коленчатого вала компрессора с помощью шпоночного или шлицевого соединения крепится соответственно шкив с коническим ручьем или шестерня. В отдельных случаях привод компрессора осуществляется от одного из навесных агрегатов двигателя (водяного насоса, генератора, насоса гидроусилителя руля), вал которого является проходным и соединяется с коленчатым валом компрессора муфтой, или сам коленчатый вал компрессора является проходным и через него приводится в действие какой-либо агрегат двигателя. Натяжение приводного ремня компрессора осуществляется обычно перемещением (продольным или угловым) самого компрессора на кронштейне, закрепленном на блоке или головке блока двигателя.

Для регулирования давления в приводе после повышения его до

заданного уровня подача сжатого воздуха от компрессора отключается. При наличии регулятора давления возможны три варианта отключения компрессора:

- соединение нагнетательной магистрали компрессора с атмосферой через открытый разгрузочный клапан регулятора (автомобили КАМАЗ);

- подача сжатого воздуха в размещенное на компрессоре разгрузочное устройство, которое прекращает сжатие воздуха в цилиндре путем принудительного открытия впускного или специального разгрузочного клапана;

- подача сжатого воздуха или электрического сигнала к муфте отключения компрессора, которая отсоединяет компрессор от привода двигателя и коленчатый вал компрессора перестает вращаться.

Ранее некоторое распространение имели компрессоры, не отключаемые совсем. У этих компрессоров степень сжатия была выбрана такой, что давление в цилиндре равнялось максимальному давлению в приводе и при его достижении подача сжатого воздуха в привод прекращалась (один и тот же объем воздуха многократно сжимается, «мнется» в цилиндре). В этом случае не было необходимости в регуляторе, но компрессор работал постоянно в режиме нагрузки, что значительно снижало его долговечность и увеличивало расходы на техническое обслуживание.

Типичная конструкция компрессора, устанавливаемого на современных автомобилях КАМАЗ, представлена на рис. 2.5.

Основные требования к компрессорам - это достаточная производительность, а также минимальная потребляемая мощность, минимальное количество масла в сжатом воздухе, малые габариты и масса, бесшумность работы, достаточная долговечность и минимальная трудоемкость технического обслуживания.

Производительность компрессора (количество сжатого воздуха, подаваемое компрессором в тормозной привод за 1 мин и приведенное к атмосферному давлению) и потребляемая им мощность зависят от рабочего объема компрессора, давления в приводе и частоты коленчатого вала. Эти характеристики компрессора автомобилей ЗИЛ приведены на рис. 2.6. Как видно из характеристик, производительность компрессора прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала и обратно пропорциональна давлению в приводе, а потребляемая мощность прямо пропорциональна обоим

этим параметрам.

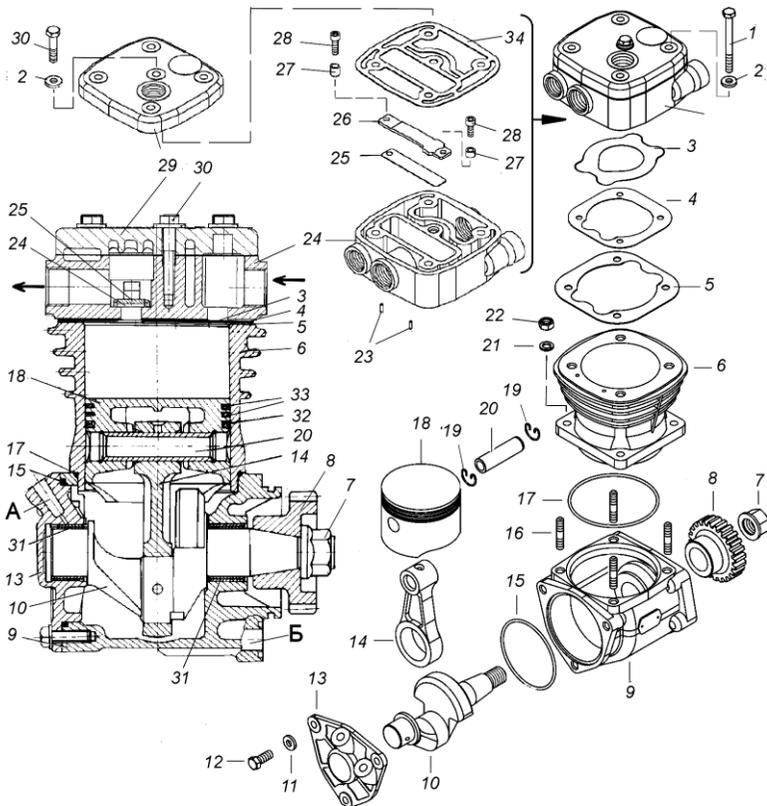


Рис. 2.5. Компрессор:

1, 12, 30 - болт; 2, 11 - шайба; 3 - клапан впускной; 4, 5 - прокладка головки; 6 - цилиндр; 7, 22 - гайка; 8 - шестерня; 9 - картер; 10 - коленчатый вал; 13 - крышка задняя; 14 - шатун; 15, 17 - кольцо уплотнительное; 16, 28 - шпилька; 18 - поршень; 19 - кольцо стопорное; 20 - палец поршневой; 23 - штифт; 24 - головка цилиндра; 25 - клапан нагнетательный; 26 - ограничитель; 27 - втулка; 28 - винт; 29 - крышка головки; 31 - подшипник; 32 - кольцо поршневое маслоъемное; 33 - кольцо поршневое скребковое; 34 - прокладка

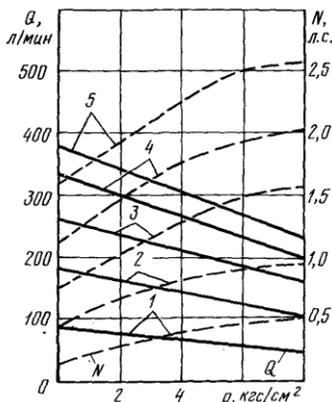


Рис. 2.6. Характеристики производительности Q и потребляемой мощности N для компрессора ЗИЛ при различной частоте вращения коленчатого вала:
 1 - 500 об/мин; 2 - 1000 об/мин; 3 - 1500 об/мин;
 4 - 2000 об/мин; 5 - 2500 об/мин

Количество масла в воздухе, подаваемом компрессором, определяется следующим образом: на расстоянии 50 мм от торца выпускного штуцера устанавливается экран из бумаги, не поглощающей масло (например, калька). При частоте коленчатого вала, близкой к максимальной, определяется создаваемое на этом экране за 10 с масляное пятно.

2.3. Основные элементы пневмоаппаратов

В первом приближении работу почти всех приборов пневматической системы автомобиля можно свести к выполнению комбинации трех элементарных функций: впуск, выдержка и выпуск сжатого воздуха. Поэтому большинство этих приборов состоят из набора однотипных функциональных элементов: клапанные механизмы (т. е. пара клапан – седло), следящие механизмы и уплотнения.

Клапанный механизм. Его назначение – открывание и закрывание прохода для сжатого воздуха. В открытом положении клапана происходит впуск или выпуск сжатого воздуха из какой-либо полости пневмоприбора, в закрытом положении – выдержка сжатого воздуха необходимого давления в той же полости.

Требования, предъявляемые к клапанному механизму:

1) высокая начальная чувствительность, т. е. уровень входного сигнала (перемещения, усилия или давления), обеспечивающий начало срабатывания клапана, должен быть минимальным;

2) отсутствие утечек (герметичность) в закрытом положении;

3) достаточная площадь проходного сечения и малое сопротивление движению потока воздуха через открытый клапан.

Герметичность стыка клапан-седло, помимо зависимости от формы и материала клапана во многом определяется давлением в контакте. Оно должно быть достаточным для плотного прилегания клапана к седлу за счет упругой деформации одного из них и в то же время не должно приводить к их разрушению. Давление в контакте прямо пропорционально усилию прижатия клапана к седлу и обратно пропорционально площади контакта. В то же время, очевидно, что для обеспечения высокой начальной чувствительности усилие прижатия клапана необходимо сделать возможно меньшим. Поэтому для обеспечения герметичности стремятся уменьшить площадь контакта, по возможности, не снижая долговечности клапанного механизма.

Второе и третье требования продиктованы обеспечением заданного быстродействия пневмопривода в целом. Для этого необходимо в кратчайший промежуток времени открыть клапан, пропустить через него потребное количество сжатого воздуха, а затем закрыть его.

В основу классификации клапанных механизмов положены:

- вид действия – простое, если клапан взаимодействует с одним седлом и сообщает (разобщает) между собой две полости, и двойное, если клапан взаимодействует с двумя седлами, одно из которых, как правило, подвижно, сообщая в заданной последовательности одну из полостей с двумя другими.

- форма поверхности клапана, контактирующей с седлом – плоская, коническая, сферическая;

- материал поверхности клапана, контактирующей с седлом – резина, металл, пластмасса.

Кроме того, клапаны подразделяются на одинарные (обычные) и двойные. В гидро- и пневмосистемах двойным клапаном принято называть комбинацию из двух соосных и, как правило, жестко связанных клапанов, взаимодействующих каждый со своим седлом в заданной последовательности. Двойной клапан выполняет функцию, идентичную клапану двойного действия.

Плоские (еще их называют пластинчатыми) клапаны, имеющие обычно форму диска, наиболее просты и технологичны в производстве и монтаже. К их недостаткам следует отнести: во-первых, большее,

чем у конических и сферических, сопротивление проходу воздуха и, во-вторых, значительное усилие прижатия клапана к седлу для обеспечения герметичности стыка. Поэтому при одинаковой пропускной способности они имеют большие радиальные размеры. Для снижения усилия прижатия уменьшают ширину кольцевой поверхности контакта с седлом, выполняя на плоскости клапана специальные кольцевые выступы.

Сферические клапанные механизмы, в том числе и шариковый клапан в сочетании с коническим седлом, обладают малым сопротивлением потоку воздуха и легко обеспечивают герметичность стыка. Их характерные недостатки – большая инерционная масса клапана и конструктивные сложности, возникающие при выполнении их двойными.

Промежуточное положение по всем параметрам занимают конические клапанные механизмы. Основной их недостаток – жесткие требования к соосности цилиндрического или, что встречается значительно реже, конического седла и конического пояса клапана. Это обусловлено тем, что только сечение конуса плоскостью, перпендикулярной его оси, имеет форму круга. А именно в этом случае обеспечивается герметичность стыка конического клапана с седлом. Несмотря на это, они, так же как плоские и сферические клапаны, находят применение в пневмоприборах, особенно имеющих двойные клапаны. Хотя в последние годы предпочтение отдается плоским клапанным механизмам.

Материал контрагентов пары клапан - седло, как правило, разнороден. Обычно клапан изготавливают из резины, а седло - из металла или пластмассы. В отдельных случаях применяют металлический или пластмассовый клапан в сочетании с седлом из резины. Исключение составляют шариковые клапаны: металлический шарик чаще всего контактирует с металлическим коническим седлом, а также пластинчатые клапаны компрессора, в которых оба контрагента также металлические.

Следящий механизм. Это элемент пневмоприбора, обеспечивающий заданный закон изменения выходного давления как функции управляющего воздействия, представленного в виде давления, перемещения или силы, при помощи обратной связи. Для органов управления необходимо следящее действие не только по перемещению (ходу педали или рычага), но и по усилию. Это связано с действием закона Вебера-Фехнера о зависимости между ощущениями

и раздражителями. Замедление автомобиля, в первом приближении, воспринимается водителем как работа силы инерции. Поэтому регулирование торможения будет более точным при сочетании перемещения органа управления с изменением силы, затрачиваемой на это перемещение. Схемы следящих механизмов по усилию и по перемещению представлены на рис. 2.7.

Следящий механизм состоит из упругого элемента, создающего усилие, однозначно соответствующее подведенному управляющему сигналу, и подвижного чувствительного элемента, на активную площадь которого воздействует выходное давление, корректируя управляющий сигнал. Использование в качестве упругого элемента цилиндрической пружины предопределяет постоянство коэффициента передачи управляющего воздействия (рис. 2.8).

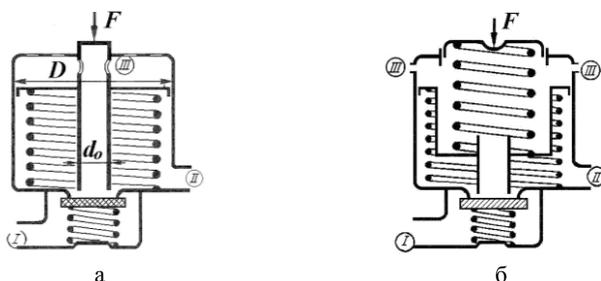


Рис. 2.7. Следящий механизм по усилию (а); по усилию и перемещению (б)

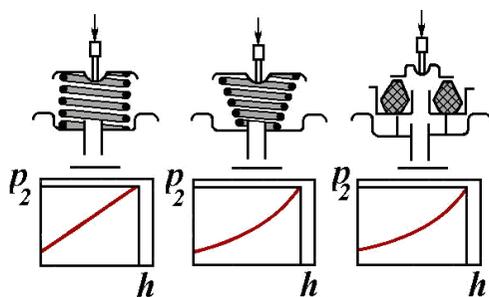


Рис. 2.8. Упругие элементы следящего механизма и их характеристики

Однако для обеспечения более полного эргономического соответствия органов управления желательно иметь переменный

коэффициент передачи. Для этого используется упругий элемент в виде конической пружины либо резиновой втулки специальной формы. При слабом нажатии на педаль управления коэффициент передачи тормозного крана мал и водитель получает возможность плавно регулировать давление в приводе, а, следовательно, и эффективность служебного торможения. При сильном нажатии на педаль управления, характерном для экстренного торможения, коэффициент передачи возрастает, что обеспечивает сокращение времени срабатывания пневмопривода.

Чувствительный элемент следящего механизма выполняется поршневым или мембранным, с рабочим диаметром в пределах от 20 до 80 мм.

Поршневые следящие механизмы имеют чувствительный элемент в виде поршня с резиновыми уплотнительными манжетами или кольцами. Преимущества поршневого механизма – разумная неограниченность величины хода и линейная зависимость усилия от нее. Недостатком поршневых следящих механизмов являются большие потери на трение, особенно при низких температурах.

Мембранные следящие механизмы работают практически без внешнего трения и поэтому обладают лучшей чувствительностью; на их работе меньше сказывается замерзание конденсата. Применение мембран из тонкого резинового полотна толщиной 0,4...2 мм с тканевой прокладкой вместо аналогичных формованных толщиной 1,0...2,5 мм позволило повысить их долговечность и работоспособность в условиях низких температур. Но мембранным механизмам присущи нелинейная зависимость хода от воздействующего давления и меньший рабочий ход. При одинаковом диаметре и давлении сила, создаваемая мембраной, меньше, поэтому, при прочих равных условиях, габаритные размеры и масса мембранных следящих устройств больше.

Уплотнения. Это устройства, предотвращающие или уменьшающие утечку сжатого воздуха через зазоры между деталями пневмоприборов, а также защищающие их от проникновения пыли и грязи. Различают уплотнения подвижных и неподвижных элементов. Подвижными элементами приборов пневмопривода могут быть мембраны, поршни, штоки и валы. Резиновая мембрана сама по себе является уплотнением. Она зажимается по периферии между двумя неподвижными, как правило, корпусными деталями, уплотняя их соединение. В центре к ней крепится шток или толкатель, и она образует герметичное подвижное соединение. Для уплотнения

поршней, толкателей, штоков и валов обычно применяют резиновые кольца круглого или К-образного сечению, манжеты и сальники.

Уплотнение неподвижных деталей пневмоприборов осуществляется помимо мембран резиновыми кольцами круглого или прямоугольного сечения и прокладками. За рубежом для этих целей чаще применяют полимерные самоотверждающиеся композиции на основе полисульфидных или жидких кремнийорганических каучуков – герметиков.

Глава 3. АППАРАТЫ ПОДГОТОВКИ И АККУМУЛИРОВАНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Сжатый воздух, подаваемый компрессором в пневматический привод, является «полуфабрикатом»: его необходимо очистить от вредных примесей и постоянно поддерживать под определенным давлением. Кроме того, привод (а в особенности тормозной) должен иметь большие запасы сжатого воздуха, так как мгновенный расход его может быть достаточно велик. Поэтому автомобили имеют сравнительно небольшой компрессор, но большой запас воздуха, аккумулированный в ресиверах и расходуемый по мере необходимости.

Для этого в питающую часть пневматического привода, расположенную функционально между компрессором и органами управления привода, входят аппараты по подготовке и аккумулированию сжатого воздуха. К этим аппаратам относятся:

- регуляторы давления, поддерживающие давление в приводе на заданном уровне;
- предохранительные клапаны, ограничивающие максимальное давление в приводе при выходе из строя регулятора давления;
- фильтры для очистки сжатого воздуха от загрязнений в виде твердых частиц;
- влагоотделители для очистки сжатого воздуха от жидкого водомаслоконденсата;
- воздухоочистители для очистки сжатого воздуха от водяных паров;
- краны слива конденсата для удаления, скопившегося в приводе жидкого водоконденсата;
- предохранители против замерзания, понижающие температуру замерзания конденсата;
- ресиверы (воздушные баллоны) для аккумулирования сжатого воздуха;
- защитные клапаны для разделения контуров привода.

3.1. Аппараты для очистки воздуха

Компонентами загрязнений сжатого воздуха являются твердые частицы, смазочное масло и водяной пар.

Постоянно содержащиеся в атмосферном воздухе *твердые частицы* представляют собой, главным образом, пыль, образующуюся в результате действия природных сил (в основном ветровой эрозии) и в

результате промышленной деятельности человека (заводские дымы, продукты сгорания и т. п.). Твердые частицы в воздухе имеют размер от 0,01 до 200 мкм. Концентрация их в атмосферном воздухе колеблется от 0,5 до 10 мг/м³. Дисперсность и подвижность частиц зависят от размеров. 80 % их имеют размер менее 0,1 мкм, но их масса составляет всего 1 % суммарной массы твердых частиц. В то же время доля частиц с размерами больше 1 мкм составляет всего 0,1 %, но их масса достигает 70 % суммарной массы.

Источником твердых загрязнений сжатого воздуха является также компрессор. Его детали изнашиваются в процессе работы, и продукты износа попадают в сжатый воздух. Кроме того, вследствие высокой температуры в цилиндре компрессора происходят испарение и частичное термическое разложение смазочного масла. По данным некоторых исследований, количество окисленного масла может достигать 5-6 %. Вследствие этого на стенках верхней части цилиндра, на днище поршня, на клапанах, головке и других деталях отлагается плотный и твердый нагар. Под действием вибрации частицы нагара отслаиваются, потоком сжатого воздуха уносятся в пневмопривод и осаждаются на внутренних поверхностях ресиверов, трубопроводов и пневмоаппаратов. Попадая на поверхности трения пневмоаппаратов, твердые частицы способствуют их износу и снижают долговечность. При попадании в клапаны и другие уплотняющие элементы аппаратов частицы препятствуют их герметичности, что может привести к отказу.

Таким образом, для повышения работоспособности и долговечности пневмопривода необходимо очищать сжатый воздух от загрязняющих его твердых частиц. Для чего в приводе устанавливают фильтры

По месту установки различают следующие виды фильтров:

- фильтр в виде отдельного аппарата, устанавливаемый между компрессором и регулятором давления;
- фильтр в виде отдельного аппарата, устанавливаемый в трубопровод в различных частях привода;
- фильтр, встроенный в какой-либо пневмоаппарат.

Основной частью фильтра является фильтрующий элемент. Он изготавливается из тонкоутопковой металлической проволоки (обычно из латуни или из нержавеющей стали во избежание коррозии) или из пластмассовой сетки с каркасом, а также из спеченных латунных шариков малого диаметра (обычно 0,2...0,6 мм). Фильтрующий патрон выполняется так, чтобы он создавал минимальное сопротивление

потоку проходящего воздуха; обычно сопротивление фильтра составляет $0,002 \dots 0,040$ кгс/см².

Фильтр, устанавливаемый в трубопроводе и называемый *магистральным*, показан на рис. 2.9. Фильтрующий элемент 3 размещен в корпусе 2 и прижимается к седлу в корпусе пружиной 4. Это, как уже указывалось, обеспечивает свободный проход сжатому воздуху при загрязненном элементе. Обычно такие фильтры устанавливаются на прицепах после соединительных шлангов, головки которых в отцепленном состоянии могут находиться на земле, вследствие чего в них попадают пыль, грязь и т. д. Встроенные фильтры применяются в регуляторах давления, куда сжатый воздух попадает сразу после компрессора (если перед регулятором не установлен автономный фильтр), и в пневмоаппаратах, в которых имеются соединенные с атмосферой полости переменного объема, куда при увеличении этого объема поступает атмосферный воздух.

Кроме твердых частиц во всасываемом компрессором атмосферном воздухе в виде водяного пара находится вода, которая составляет самую большую часть загрязнений сжатого воздуха. Содержание водяного пара в атмосферном воздухе зависит от климатических и погодных условий, прежде всего от температуры.

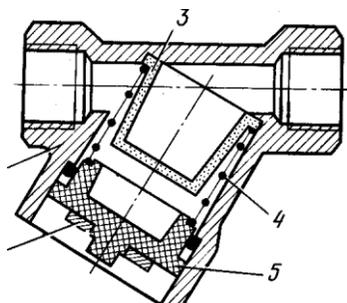


Рис. 2.9. Магистральный фильтр:

- 1 - чека крепления крышки; 2 - корпус; 3 - фильтрующий элемент; 4 - пружина; 5 - крышка

Рассмотрим подробно процесс образования влаги в сжатом воздухе, принимая, что атмосферный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяных паров.

При сжатии в компрессоре влажного атмосферного воздуха парциальное давление содержащегося в нем водяного пара

увеличивается пропорционально увеличению общего давления. Такое повышение давления водяного пара должно было бы привести к концентрации влаги. Но процесс сжатия воздуха компрессором сопровождается значительным повышением температуры, в результате чего пар остается в перегретом состоянии. Относительная влажность сжатого воздуха на выходе из компрессора очень мала и по расчетам составляет всего 1-7 %. При дальнейшем прохождении сжатого воздуха в пневматическом приводе давление его изменяется незначительно, а температура постепенно понижается, достигая точки росы. Водяной пар при этом становится насыщенным, его относительная влажность достигает 100 %. Начинается конденсация влаги, которая происходит до тех пор, пока сжатый воздух не охладится до температуры атмосферного. Оставшийся в сжатом воздухе водяной пар находится в состоянии равновесия с меньшим парциальным давлением. Дальнейшее выделение влаги из сжатого воздуха может произойти в том случае, если его температура уменьшится (вследствие понижения температуры окружающей среды), а также при резком изменении скорости потока сжатого воздуха на каком-либо участке привода или в пневматическом аппарате.

Таким образом, выделение влаги в пневматическом тормозном приводе является неизбежным процессом, и основными факторами, определяющими количество влаги в приводе, являются температура и относительная влажность атмосферного воздуха, а также условия эксплуатации автомобиля и расход сжатого воздуха.

При этом вода представляет собой наиболее вредное загрязнение сжатого воздуха. Она способствует коррозии внутренних поверхностей трубопроводов, ресиверов и деталей пневматических аппаратов, причем отделившиеся частицы ржавчины увеличивают общее количество твердых частиц в приводе. Коррозия резко увеличивается при относительной влажности воздуха выше 70 %.

Кроме того, влага смывает смазку с трущихся поверхностей пневмоаппаратов, в результате чего их коррозия увеличивается, ухудшаются условия их работы.

Однако самым опасным является замерзание влаги в приводе при отрицательных температурах. Образующийся при этом лед или снег (иней) может привести к сужению проходных сечений и даже появлению пробок в трубопроводах и пневмоаппаратах, возникновению ледяных корок на поверхности трения и примерзанию подвижных деталей аппаратов. Все это, а также наличие в сжатом

воздухе оторвавшихся твердых ледяных частиц, может вызвать потерю работоспособности пневматического тормозного привода. Применение в последнее время стояночных тормозных систем с пружинными энергоаккумуляторами, растормаживание которых осуществляется сжатым воздухом, обострило проблему, так как в этом случае замерзание влаги приводит не только к отказу тормозного привода, но и к невозможности движения автомобиля.

Предотвратить замерзание выделившейся в пневматическом тормозном приводе влаги при эксплуатации автомобиля в условиях отрицательных температур можно или осушением сжатого воздуха (т. е. удалением влаги из него), или понижением температуры замерзания выделившейся из сжатого воздуха влаги ниже температуры атмосферного воздуха.

В автомобильных пневматических тормозных приводах нашли применение следующие методы осушения сжатого воздуха:

улучшение условий естественного процесса выпадения влаги при охлаждении сжатого воздуха в питающей части привода и отделение выпавшей влаги специальными устройствами – *лагоотделителями*; повышение давления в питающей части привода; поглощение влаги (в том числе водяных паров) специальными веществами – *адсорбентами*. Более подробно способы осушения сжатого воздуха будут рассмотрены ниже.

Понижение температуры замерзания выделившейся из сжатого воздуха влаги обеспечивается введением в сжатый воздух низкозамерзающей жидкости, которая смешивается с водой в пневмоприводе и образует раствор, температура замерзания которого ниже, чем у воды. Это позволяет эксплуатировать автомобиль при отрицательных температурах окружающего воздуха.

В нашей стране в качестве жидкости, применяемой как антифриз в пневматическом приводе, рекомендован технический этиловый спирт-ректификат по ГОСТ 18300-87. Он обладает высокой гигроскопичностью и испаряемостью, в чистом виде замерзает при минус 73 °С, не ядовит. В отдельных случаях при отсутствии спирта может применяться этиленгликоль. Однако он обладает меньшей испаряемостью, чем спирт, и к тому же ядовит. Кроме того, чистый этиленгликоль замерзает при температуре минус 10 °С и при высокой концентрации образует кашицеобразную массу, способную закупорить малые проходные сечения пневмоаппаратов.

Пневмоаппараты, с помощью которых в сжатый воздух вводится антифриз, называются предохранителями против замерзания. По

принципу действия предохранители разбиваются на две основные группы: испарительные и насосные. Первые обеспечивают подачу в пневмопривод паров спирта, вторые – жидкого спирта. При этом предохранитель каждой группы может иметь ручное или автоматическое управление.

Предохранитель испарительного типа с ручным управлением показан на рис. 2.10. В рабочем (зимнем) положении шток 2 поднят, и верхняя часть фитиля 6, нижний конец которого опущен в спирт, находится в потоке сжатого воздуха, вместе с которым пары спирта проходят в привод. В нерабочем (летнем) положении шток опущен и зафиксирован в нижнем положении поворотом рукоятки (при этом штифт, имеющийся на штоке, удерживается выступом крышки 3). Клапан 4 перекрывает сообщение между корпусом и крышкой, вследствие чего пары спирта не попадают в поток сжатого воздуха.

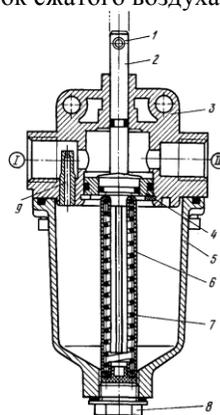


Рис. 2.10. Испарительный предохранитель против замерзания с ручным управлением:

I - вход от компрессора; II - выход в ресиверы привода; 1 - рукоятка; 2 - шток; 3 - крышка; 4 - клапан; 5 - корпус; 6 - фитиль; 7 - пружина; 8 - пробка; 9 - жиклер

В сжатом воздухе, поступающем от компрессора, кроме водяных паров всегда имеется *смазочное масло*. Оно имеет вид масляных паров и мелкодисперсных частиц. Количество масла в сжатом воздухе («выброс» масла) у компрессора ЗИЛ, которым оснащается большинство отечественных автомобилей с пневматическим тормозным приводом, составляет в среднем 0,02-0,40 г/м³.

Часть масла, попавшего в привод, выбрасывается в атмосферу с отработанным воздухом. Оставшееся масло смешивается с имеющейся в приводе водой и образует водомасляную эмульсию, которую обычно называют конденсатом. Конденсат в приводе скапливается в ресиверах и периодически сливается наружу. Количество масла в сжатом воздухе

точно определить трудно, но при эксплуатационных испытаниях автомобилями ЗИЛ и КАМАЗ было выявлено, что за 100 км пробега в ресиверах добавляется в среднем 10-20 г маслоконденсата.

Масло, находящееся в пневмоприводе, оказывает вредное воздействие на некоторые материалы, из которых изготавливаются детали пневмоаппаратов (в частности на резину), и тем самым снижает их долговечность. Для решения этой проблемы в пневматическом приводе широко используются влагомаслоотделители.

Во влагомаслоотделителях из потока сжатого воздуха отбираются жидкие частицы воды и масла, находящиеся во взвешенном состоянии. Следует отметить, что, за исключением случаев работы неисправного компрессора, количество масла пренебрежимо мало по сравнению с количеством воды, удаление из сжатого воздуха которой и составляет основную задачу очистки. Для повышения эффективности такой очистки используют резкое изменение направления или скорости потока сжатого воздуха. Кроме того, влагоотделители устанавливают так, чтобы в них попадал уже охлажденный воздух, так как при этом в жидкое состояние переходит максимальное количество водяных паров.

В зависимости от способа концентрации влаги различают влагоотделители пленочного, фильтрующего, отбойного, центробежного, термодинамического типов (рис. 2.11) и влагоотделитель смешанного типа, в котором используется комбинация указанных выше принципов. Простейший влагоотделитель пленочного типа представляет собой конденсационный («мокрый») ресивер, который является первой большой емкостью на пути воздушного потока в тормозной пневмоприводе. Попадая из трубопровода в ресивер и расширяясь, сжатый воздух охлаждается и из него выделяются частицы воды и масла, стекающие по стенкам и скапливающиеся на дне баллона.

Фильтрующий влагоотделитель обычно совмещается с воздушным фильтром. В отбойном влагоотделителе на пути потока сжатого воздуха устанавливаются дефлекторы (перегородки), которые резко изменяют направление потока сжатого воздуха, облегчая отделение более тяжелых частиц воды и масла от сжатого воздуха. В центробежном отделеителе поток сжатого воздуха вводится по тангенциальному патрубку и закручивается, вследствие чего жидкие капли, благодаря их большей массе, сбрасываются на стенку очистителя и под действием силы тяжести стекают на дно.

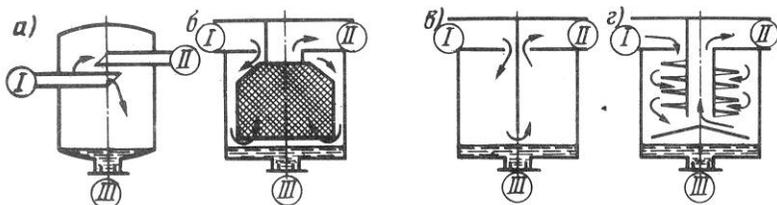


Рис. 2.11. Принципиальные схемы влагомаслоотделителей:
 а - пленочный; б - фильтрующий; в - отбойный; г -
 центробежный; д - термодинамический; I - вход от компрессора;
 II - выход в ресиверы привода; III - слив конденсата

Влагоотделители термодинамического типа представляют собой оребренный трубопровод, благодаря хорошему охлаждению которого обеспечивается конденсация влаги из воздуха.

Большое распространение получил влагоотделитель «Сиккомат», устанавливаемый на автомобилях КАМАЗ, МАЗ и КрАЗ. Он является отделителем смешанного типа, представляя собой комбинацию термодинамического и центробежного влагоотделителей с автоматическим клапаном слива конденсата (рис. 2.12). Он состоит из корпуса 2 с крышкой 9, направляющего аппарата 5, предохранительного клапана 12, поршня с мембраной 7, сливного клапана 10, охладителя 1.

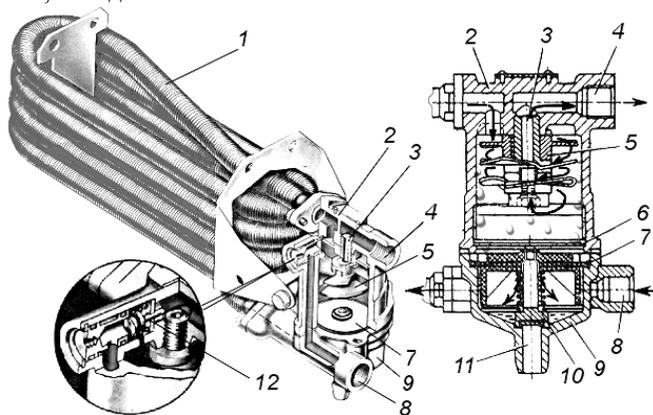


Рис. 2.12. Влагомаслоотделитель:
 1 - охладитель; 2 - корпус; 3 - осевой канал; 4 - вывод к регулятору
 давления; 5 - направляющий аппарат; 6 - сетчатый фильтр; 7 - мембрана с
 поршнем; 8 - ввод от компрессора; 9 - крышка корпуса; 10 - сливной
 клапан; 11 - атмосферный вывод; 12 - клапан предохранительный

Сжатый воздух от компрессора поступает через проходной канал корпуса в охладитель 1, выполненный из алюминиевой оребренной трубки. При прохождении воздуха по трубке охладителя его температура понижается, что приводит к конденсации водяных паров. Воздух с конденсатом влаги и небольшим содержанием масла поступает в корпус 2 влагомаслоотделителя, где с помощью лопастей направляющего аппарата 5 закручивается, что приводит к осаждению влаги и масла на стенках корпуса, а затем, резко меняя направление, отводится через осевой канал 3 в пневмосистему.

Конденсат влаги и масла стекает по стенкам, через фильтр 6 на мембрану 7 и за счет ее воронкообразной формы собирается у центрального отверстия мембраны, а затем через тонкую кольцевую щель попадает в полость крышки под мембраной, где накапливается.

В момент срабатывания регулятора давления в верхней полости корпуса 2 происходит резкое падение давления воздуха, что вызывает прогиб диафрагмы и открытие сливного клапана 10. Скопившаяся в крышке 9 влага вместе с остатками воздуха выбрасывается в атмосферу. После сброса конденсата мембрана возвращается в исходное положение, сливной клапан под действием пружины закрывается.

В случае замерзания конденсата в трубчатом охладителе сжатый воздух будет поступать к регулятору давления, минуя охладитель через предохранительный клапан 12, который открывается при давлении 400-600 кПа (4,0-6,0 кгс/см²). Воздух в этом случае от влаги не очищается.

Для охлаждения сжатого воздуха все влагоотделители размещают по возможности дальше от компрессора и притом так, чтобы они хорошо обдувались потоком набегающего воздуха при движении автомобиля. Особенно это важно для влагоотделителей типа «Сиккомат», эффективность которого в очень значительной мере зависит от охлаждения радиатора.

Недостатком влагоотделителей всех типов является то, что они очищают сжатый воздух только от влаги, находящейся в жидком состоянии, и не могут предотвратить последующего выделения ее при дальнейшем охлаждении, например, вследствие обдува агрегатов пневмопривода потоком набегающего воздуха или понижения температуры окружающего воздуха.

Для удаления из сжатого воздуха не только конденсировавшейся воды, но и водяного пара применяются устройства, названные воздухоосушителями. Сжатый воздух после прохождения

воздухоосушителей обладает низкой относительной влажностью и запасом по точке росы.

В настоящее время применяются следующие способы осушки сжатого воздуха от водяного пара с запасом по точке росы.

1. Осушка путем повышения давления в питающей части пневмопривода. Влагоемкость с повышением давления уменьшается, поэтому при охлаждении такого сжатого воздуха выделяется больше конденсата, а конденсация начинается с более высоких температур. Если затем уменьшить давление до рабочего уровня, конденсат удаляется, а оставшийся в сжатом воздухе водяной пар становится ненасыщенным, т. е. у сжатого воздуха появляется запас по точке росы. Однако этот способ связан с повышением нагрузки компрессора и температуры сжатого воздуха на выходе из него, что может привести к снижению долговечности компрессора. Есть у этого способа осушки и другие недостатки: образование при температуре ниже 0 °С твердого конденсата и трудоемкость его удаления из привода, а также возможное замерзание выделяющегося конденсата в редукционном клапане, снижающем давление сжатого воздуха до рабочего. Однако эти трудности не являются неразрешимыми, а повышение давления кроме осушки сжатого воздуха обладает еще одним значительным преимуществом – позволяет уменьшить количество и емкость воздушных баллонов привода.

2. Осушка путем использования свойств гигроскопических материалов, поглощающих влагу из воздуха с осушением последнего. Различают два вида поглощения: химическое (абсорбцию), при котором гигроскопический материал (абсорбент) вступает с водой в химическую реакцию; физическое (адсорбцию), когда гигроскопический материал (адсорбент) задерживает воду за счет наличия сильно развитой пористой структуры. В качестве популярного примера адсорбента можно привести губку. Влага не входит в химическую связь с адсорбентом, вследствие чего он может многократно использоваться после восстановления. Этот способ осушки в настоящее время начинает применяться на автомобилях.

Адсорбционная осушка позволяет удалить из сжатого воздуха до 95 % содержащихся в нем водяных паров, точку росы осушенного воздуха можно снизить до минус 40-70 °С. В качестве адсорбентов наибольшее применение нашли силикагель и синтетические цеолиты.

Адсорбент ограничен в своей способности поглощать влагу: эта способность снижается по мере увеличения количества поглощенной воды. Восстановить (регенерировать) эту способность можно

несколькими способами, но на автомобилях применяется, в основном, способ холодной (безнагревной) регенерации путем обратной продувки осушенного воздуха под малым давлением.

Понижение давления вызывает расширение осушенного воздуха, и парциальное давление водяного пара в нем становится меньше, чем в парах адсорбента. Вследствие этого содержащаяся в парах влага испаряется и удаляется с потоком регенерирующего воздуха. Количество сжатого воздуха, требуемого для такой регенерации, составляет 15-20 % от производительности компрессора.

В пневматическом приводе автомобилей возможно применение одной адсорберной колонки, регенерация которой происходит в перерыве подачи сжатого воздуха в привод. В этом случае в приводе имеется специальный баллон для регенерирующего воздуха или для регенерации используется часть аккумулированного в приводе сжатого воздуха.

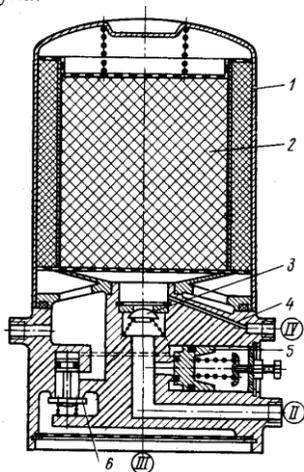


Рис. 2.13. Адсорбер «Кнорр-Бремзе»:

I - вход от компрессора; II - выход к ресиверам привода; III - атмосферный выход; IV - вход от регенерирующего баллона; 1 - колонка; 2 - патрон с адсорбентом; 3 - обратный клапан; 4 - дроссель; 5 - регулятор давления; 6 - разгрузочный клапан

На рис. 2.13 показан осушитель производства фирмы «Кнорр-Бремзе».

Это однокамерный адсорбер с управлением от встроенного регулятора давления. Сжатый воздух поступает от компрессора на вход I, проходит вверх через размещенный по периметру корпуса I поролоновый фильтр, а затем проходит вниз через патрон с адсорбентом 2. Здесь воздух осушается и через обратный клапан 3 поступает на выход II и далее в пневмопривод. При срабатывании регулятора давления 5 открывается разгрузочный клапан 6 и компрессор отключается. Происходит обратная продувка адсорбента сжатым воздухом, поступающим от регенерационного ресивера на вход IV. Через жиклер 4 этот воздух проходит снизу через патрон с адсорбентом 2, а затем через клапан 6 выходит в атмосферу вместе с влагой.

3.2. Регуляторы давления

Поддержание на заданном уровне давления сжатого воздуха в питающей части тормозного привода обеспечивается регуляторами давления, которые действуют, в основном, двумя способами: включением разгрузочного устройства компрессора или отключением привода от компрессора и соединением последнего с атмосферой.

По первому способу работает известный регулятор AP-11 с шариковыми клапанами.

Второй способ получил наибольшее распространение. Он применяется практически на всех европейских автомобилях с пневматическим приводом, на автомобилях КАМАЗ. При этом способе компрессор не имеет разгрузочного устройства. Такой регулятор давления структурно включает следующие узлы:

- обратный клапан для разъединения пневмопривода и нагнетательного трубопровода компрессора;
- разгрузочный клапан для соединения нагнетательного трубопровода с атмосферой;
- разгрузочное устройство, управляющее разгрузочным клапаном;
- управляющий клапан, регулирующий подачу сжатого воздуха к разгрузочному устройству;
- следящий механизм, приводящий в действие управляющий клапан.

Кроме этих узлов, являющихся основными компонентами любого регулятора давления, в последний часто встраивают фильтры для очистки воздуха, клапаны отбора воздуха, предохранительные клапаны и т. д.

Регулятор давления такого типа фирмы «ВАБКО» применяется на автомобилях КАМАЗ, ЗИЛ (рис. 2.14).

При давлении в системе менее 800 кПа ($8,0 \text{ кгс/см}^2$) сжатый воздух от компрессора, проходя через фильтр в полость А, затем по каналу 12, а также через седло клапана отбора воздуха, отжимает обратный клапан 10 и заполняет воздушные баллоны пневмосистемы. Разгрузочный поршень под действием давления в полости А удерживается в верхнем положении. Разгрузочный клапан под действием пружин 15 и 18 закрыт. В это же время сжатый воздух поступает по каналу 9 под следящий поршень 8.

При достижении указанного давления следящий поршень, преодолевая усилие уравновешивающей пружины 5, поднимается. Выпускной клапан 4 закрывается, и открывается впускной клапан 13.

Сжатый воздух из вывода II через сверление В и открытый впускной клапан 13 проходит в полость D над разгрузочным поршнем. Давление воздуха над разгрузочным поршнем и под ним выравнивается, что приводит к его перемещению вниз вместе со штоком 17 и разгрузочным клапаном, который открывается, преодолевая усилие пружины 18.

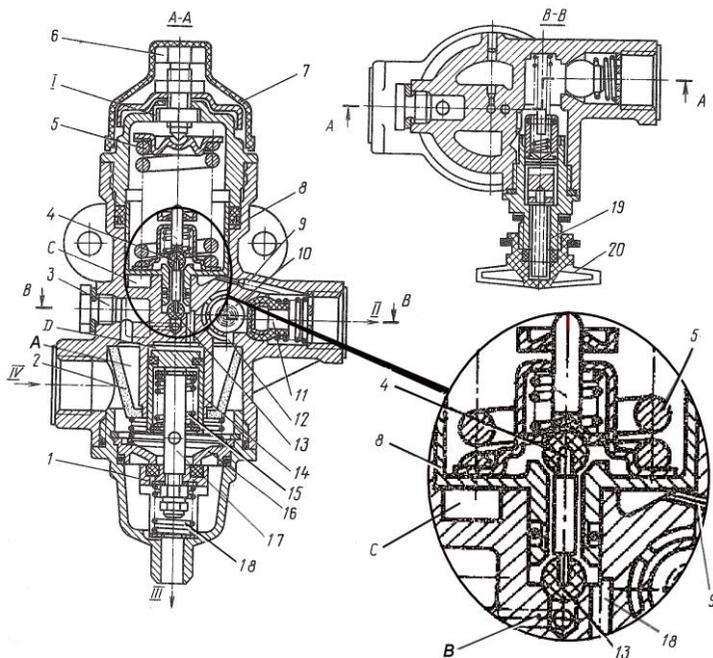


Рис. 2.14. Регулятор давления:

1 - разгрузочный клапан; 2 - фильтр; 3 - пробка; 4 - выпускной клапан; 5 - уравнивающая пружина; 6 - регулировочный винт; 7 - защитный чехол; 8 - следящий поршень; 9, 10, 12 - каналы; 11 - обратный клапан; 13 - впускной клапан; 14 - разгрузочный поршень; 15 - пружина штока; 16 - седло разгрузочного клапана; 17 - шток; 18 - пружина разгрузочного клапана; 19 - клапан отбора воздуха; 20 - колпачок; А - средняя полость; В - сверление к впускному клапану; С - полость под следящим поршнем; D - полость над разгрузочным поршнем; I, III - атмосферные выходы; II - вывод в пневмосистему; IV - ввод от компрессора

Сжатый воздух от компрессора выходит в атмосферу через открытый разгрузочный клапан 1 и вывод III. При этом обратный клапан 10 закрывается, предотвращая падение давления в

пневмосистеме. После открытия разгрузочный клапан удерживается в открытом состоянии под действием давления воздуха, действующего на верхнюю активную поверхность разгрузочного поршня 14, благодаря этому выпуск воздуха из компрессора в атмосферу происходит с незначительным противодавлением, что снижает потери на привод компрессора на холостом ходу и уменьшает износ его деталей.

При падении давления в пневмосистеме до 650 кПа (6,5 кгс/см²) следящий поршень 8 под действием уравнивающей пружины 5 опускается вниз. Впускной клапан 13 закрывается, и одновременно открывается атмосферный клапан 4. Воздух из надпоршневого пространства разгрузочного поршня выходит через отверстие I верхней крышки в атмосферу, разгрузочный поршень 14 поднимается вверх, и разгрузочный клапан 1 под действием пружин закрывается, регулятор снова включает компрессор в работу.

Если регулятор давления не срабатывает при достижении давления 800 кПа (8,0 кгс/см²), например, вследствие заедания следящего поршня, то при достижении давления 1000-1300 кПа (10-13 кгс/см²) разгрузочный клапан 1 под действием давления воздуха, преодолевая усилие пружин 15 и 18, кратковременно откроется и выпустит воздух в атмосферу. Обратный клапан 11, вследствие возникшего перепада давления, в этот момент закрывается. После сброса избыточного давления воздуха разгрузочный клапан закрывается усилием пружин и цикл работы повторяется.

3.3. Предохранительные и защитные клапаны

Для выполнения требований об отключении неисправной (имеющей утечки энергоносителя) части пневмопривода от исправной и обеспечения работоспособности последней подключение ресиверов должно осуществляться через специальные защитные приборы. Наиболее простыми из них являются *обратные клапаны*, пропускающие сжатый воздух только в одну сторону.

Однако обратный клапан только предотвращает утечку сжатого воздуха из исправного контура, но не обеспечивает его подпитку сжатым воздухом. Для этого контур должен иметь разобцительный кран.

На рис. 2.15 показана схема установки обратных клапанов и разобцительных кранов на автомобиле ЗИЛ-133ГЯ2. При появлении утечки в одном из рабочих контуров обратный клапан другого

(исправного) контура отключает его от неисправного. Для обеспечения дальнейшего питания исправного контура сжатым воздухом необходимо отключить неисправный контур с помощью его разобщительного крана. Таким образом, обратный клапан в сочетании с разобщительным краном представляет собой ручной защитный кран.

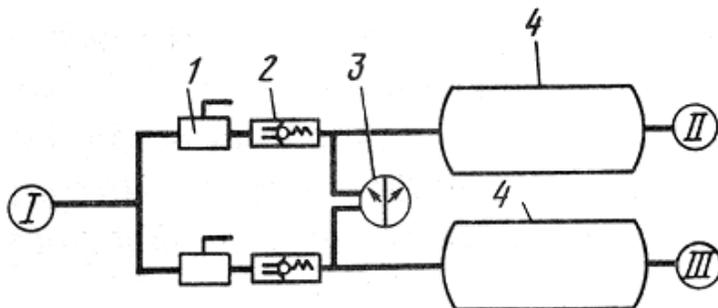


Рис. 2.15. Принципиальная схема разделения контуров пневмопривода автомобиля ЗИЛ-133ГЯ2:

I - вход от компрессора; II - выход 1-го контура; III - вход 2-го контура; 1 - разобщительный кран; 2 - обратный клапан; 3 - манометр; 4 - ресиверы

Для предотвращения утечек воздуха через поврежденный участок пневмосистему разбирают на контуры, сообщающиеся друг с другом через защитные клапаны.

Защитными (перепускными) называются клапаны, обеспечивающие автоматическое отключение части привода при заданном давлении сжатого воздуха. Они используются для отключения поврежденных контуров пневмопривода или для отделения пневматического привода тормозов от пневматического привода других агрегатов автомобиля, к которым сжатый воздух должен подаваться во вторую очередь.

Защитный клапан обычно представляет собой аппарат со следящим механизмом, который регулируется на определенное давление открытия или закрытия.

По принципу действия защитные клапаны разделяются на три вида: без обратного потока, с ограниченным и с неограниченным обратным потоком. Первые пропускают сжатый воздух только в одном направлении, и при падении давления на входе отключают защищаемый контур (т. е. действуют как обратный клапан). Вторые при падении давления на входе выпускают воздух из защищаемого контура обратно, но только до тех пор, пока давление в нем не

снизится до определенного уровня, после чего клапан полностью отключает защищаемый контур. Клапаны третьего типа при падении давления на входе позволяют сжатому воздуху из защищаемого контура выйти полностью. Защитные клапаны с обратным потоком позволяют не только защищать контуры привода при неисправности, но и объединять объемы контуров при нормальном расходе сжатого воздуха.

В многоконтурных защитных клапанах секции разделяются по очередности наполнения на основные и дополнительные. При этом питание дополнительных секций происходит от обеих основных, что повышает защитные свойства привода.

В зависимости от количества разделяемых контуров защитные клапаны могут быть одинарными, двойными, тройными и четырехконтурными. В случае наличия на автомобиле более четырех контуров используют сочетание нескольких защитных клапанов.

Семейство *одинарных защитных клапанов* без обратного потока и с неограниченным обратным потоком показано на рис. 2.16. Сжатый воздух через вход I поступает по боковому отверстию в полость под диафрагму 2. Пружина 4 через тарелку 3 прижимает диафрагму к посадочному седлу в корпусе, перекрывая доступ воздуха в центральный выходной клапан. При достижении заданного давления сжатый воздух, преодолевая усилие пружины 4, приподнимает диафрагму 2 и проходит в выходной центральный канал, а затем, открыв обратный клапан 6, поступает к выводу II. Регулирование давления открытия клапана производится винтом 5.

При снижении давления в выводе I диафрагма 2 опускается под действием пружины 4 на седло и разобщает выходы I и II. При этом обратный клапан 6 закрывается при любом снижении давления на выводе I и предотвращает обратное движение сжатого воздуха от вывода II к выводу I у защитного клапана без обратного потока.

Защитный клапан с ограниченным обратным потоком не имеет обратного клапана. В связи с этим при падении давления на выводе I давление на выводе II также уменьшается, т. е. имеет место обратный поток воздуха от вывода II к выводу I. Так происходит до тех пор, пока давление на выводе I не снизится до определенного уровня и диафрагма под действием пружины не прижмется к седлу.

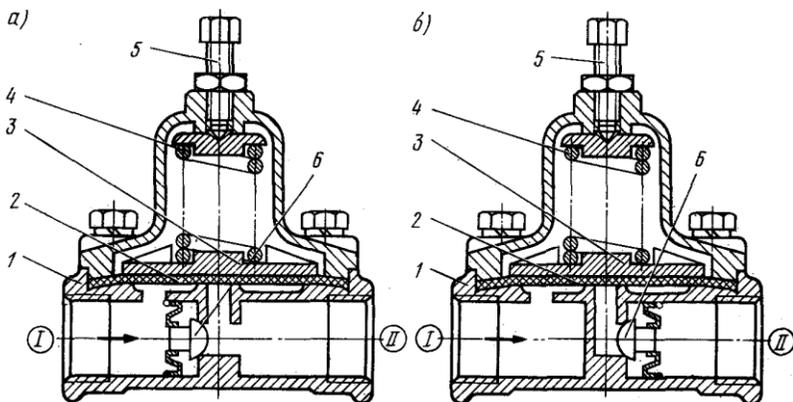


Рис. 2.16. Одинарные защитные клапаны с неограниченным обратным потоком (а) и без обратного потока (б): I - вход сжатого воздуха; II - выход сжатого воздуха в защищаемый контур; 1 - корпус; 2 - диафрагма; 3 - тарелка диафрагмы; 4 - уравновешивающая пружина; 5 - регулировочный винт; 6 - обратный клапан

Четырехконтурные защитные клапаны (рис. 2.17) представляют собой четыре унифицированных секции (две основных и две дополнительных). Они предназначены для разделения сжатого воздуха, поступающего от компрессора, на два основных и два дополнительных контура: для автоматического отключения одного из контуров при нарушении его герметичности и сохранения сжатого воздуха в герметичных контурах; для сохранения сжатого воздуха во всех контурах при нарушении герметичности питающей магистрали.

Сжатый воздух, поступающий в четырехконтурный защитный клапан из питающей магистрали через отверстие А, при достижении давления открытия, устанавливаемого усилием пружин 9, открывает клапаны 14, воздействуя на мембрану 11, поднимает ее и поступает через боковые выходы в два основных контура I и II.

Из основных контуров сжатый воздух по каналам в корпусе 15 подводится к обратным клапанам 3 секций дополнительных контуров. После открытия обратных клапанов сжатый воздух поступает к основным клапанам 2, открывает их и через выходы защитного клапана проходит в дополнительные контуры III и IV.

После заполнения ресиверов контуров сжатым воздухом клапаны закрываются.

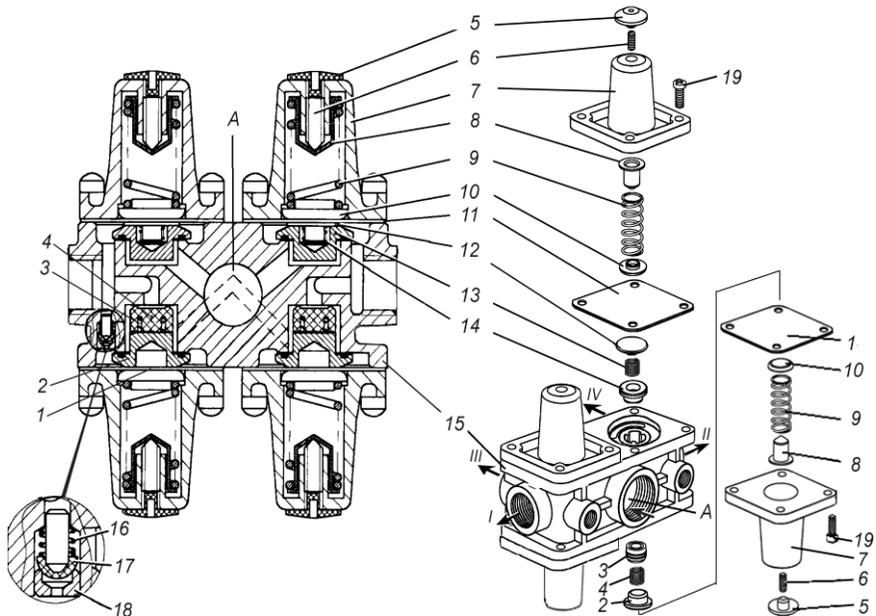


Рис. 2.17. Четырехконтурный защитный клапан:

- 1, 11 - мембрана; 2, 4, 14, 17 - клапаны; 3, 9, 13, 16 - пружины; 5 - колпачок защитный; 6 - винт регулировочный; 7 - крышка; 8 - тарелка пружины; 10 - направляющая пружина; 12 - толкатель; 15 - корпус; 18 - седло; 19 - винт; I - вывод в контур I; II - вывод в контур II; III - вывод в контур III; IV - вывод в контур IV; А - ввод сжатого воздуха

При нарушении герметичности одного из основных контуров давление в этом контуре, а также на входе в клапан падает. При повышении давления воздуха в питающей магистрали до величины открытия клапана 9 неисправного контура он открывается, и избыток воздуха сбрасывается через повреждение в атмосферу. Таким образом, в исправных контурах будет поддерживаться давление, соответствующее давлению открытия клапана неисправного контура.

При отказе в работе дополнительного контура давление падает в двух основных контурах и в магистрали питания. Это происходит до тех пор, пока не закроется основной клапан 2 дополнительного контура. При дальнейшем поступлении сжатого воздуха в защитный клапан в основных контурах будет поддерживаться давление на уровне величины открытия клапана дополнительного контура.

3.4. Воздушные баллоны

Ресиверы, иногда их еще называют воздушными баллонами, служат для аккумулирования энергоносителя, т. е. скапливания сжатого воздуха в специальных сосудах. Объем отдельно взятого ресивера ограничен требованиями безопасной эксплуатации: произведение давления воздуха в ресивере в МПа на его объем в кубических дециметрах, характеризующее потенциальную энергию сжатого газа, не должно превышать $20 \text{ МПа} \cdot \text{дм}^3$. На автомобилях устанавливаются унифицированные ресиверы емкостью двадцать литров. Максимальное давление, выдерживаемое отечественными ресиверами, составляет $40\text{-}70 \text{ кгс/см}^2$, и по отечественным стандартам они не подвергаются проверке органами Гостехнадзора.

Основное назначение ресивера – сглаживание колебаний давления, вызываемых пульсирующей подачей и прерывистым расходом. Они служат также для охлаждения воздуха и отделения капель масла и влаги. Если влага, попадающая и конденсирующаяся как в ресивере, так и других элементах пневмопривода, выполняет только отрицательные функции: ускоряет коррозию и при замерзании препятствует нормальному функционированию пневмопривода, то пары масла, наряду с отрицательными, содержат, по крайней мере, для металлических деталей, и положительную – образуя своеобразное антикоррозионное покрытие из масляной пленки и прилипших к ней механических частиц на внутренних стенках.

Как правило, ресивер состоит из трех, изготовленных из листовой стали и сваренных между собой частей: цилиндрической обечайки и двух штампованных выгнутых днищ. В отверстия днищ и обечайки вварены бобышки с внутренней резьбой для присоединения трубопроводов, клапанов (предохранительных, обратных и слива конденсата) и других пневмоаппаратов.

Периодическое, удаление конденсата из ресивера осуществляется через специальный клапан, ввертываемый в нижнюю бобышку и имеющий ручной или автоматический привод.

Глава 4. ОРГАНЫ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Все органы управления пневматического привода называются *кранами* и могут быть разделены по принципу действия на две основные группы: *аналоговые* и *релейные*. Первые применяются в качестве органов управления таких приводов, интенсивность действия которых должна плавно регулироваться (например, рабочая и запасная тормозные системы, пневматический усилитель сцепления и т. д.), поэтому обладают следящим действием. Вторые применяются в пневмоприводе там, где требуется просто обеспечить подачу сжатого воздуха без регулирования его давления (например, в приводах вспомогательной и стояночной тормозных систем, пневматического растормаживания пружинных энергоаккумуляторов и т. п.), и не имеют следящего действия.

Краны первого типа, в свою очередь, классифицируются по назначению следующим образом:

тормозные краны, являющиеся органами управления приводом рабочей тормозной системы и всегда имеющие ножной привод;

ручные краны, являющиеся, в основном, органами управления приводом запасной тормозной системы.

В зависимости от типа управляемого привода краны могут быть *обратного действия* (торможение осуществляется при выпуске сжатого воздуха) или *прямого действия* (торможение происходит при подаче сжатого воздуха).

К основным приборам регулирования и распределения сжатого воздуха относятся: тормозные краны, воздухораспределители прицепа, следящее устройство пневмоусилителя сцепления, краны управления давлением централизованной системы накачивания шин и клапаны регулирования давления в пневмобаллонах подвески.

4.1. Назначение, принцип действия и конструкция пневматических кранов прямого и обратного действия

Основными функциональными элементами пневматических кранов являются клапанные и следящие механизмы. Клапан как элемент прибора пневмосистемы автомобиля осуществляет преимущественно релейное регулирование давления: в открытом положении он обеспечивает прохождение потока сжатого воздуха, а в закрытом – препятствует этому прохождению. Количественное

регулирование давления степенью открытия клапана в пневмоаппаратах практически не используется.

Следящим механизмом называется элемент пневмоприбора, обеспечивающий заданный закон изменения выходного давления как функции управляющего воздействия, представленного в виде давления, перемещения или силы. Так, например, специальный следящий механизм в следящем устройстве пневмоусилителя сцепления автомобилей МАЗ изменяет давление на его выходе в зависимости от силы нажатия на педаль управления сцеплением и ее хода.

Тормозной кран – устройство, обеспечивающее подачу сжатого воздуха с давлением, однозначно соответствующим внешнему управлению усилию (или перемещению).

Управляющее воздействие на тормозной кран может передаваться от педали тормоза непосредственно (так называемые подпедальные краны), или через рычажную и, значительно реже встречающуюся, гидравлическую системы. В первом случае конструкция крана – привод получается достаточно компактной: тормозной кран крепится снаружи на полу или на передней стенке кабины, а соответственно напольная или подвесная педаль воздействует, в зависимости от конкретного конструктивного исполнения крана, на толкатель, рычаг или тягу крана. Во втором случае рычаг или толкатель крана связан с педалью системой тяг и рычагов. Если кран расположен в труднодоступном месте или далеко от рабочего места водителя, применяется гидравлический привод тормозного крана, когда педаль тормоза связана с главным тормозным цилиндром, а на задающий механизм крана воздействует рабочий цилиндр. Но в любом случае в соответствии с действующими предписаниями секция крана, управляющая тормозами прицепа, имеет твердотельную связь с органом управления, по крайней мере, стояночными тормозами автомобиля.

Тормозной кран прямого действия имеет схему и конструкцию, показанные на рис. 2.18. В указанном на схеме положении тормозная педаль отпущена, атмосферный клапан 5 связывает тормозную камеру 7 с атмосферой, клапан 6 сжатого воздуха закрыт. При нажатии на тормозную педаль полый шток 2 поршня перемещается вместе с закрепленным на нем поршнем, садится седлом на клапан 5, прерывая связь тормозной камеры с атмосферой; одновременно клапан 6, связанный стержнем с клапаном 5, открывается, сообщая тормозную камеру 7 с ресивером.

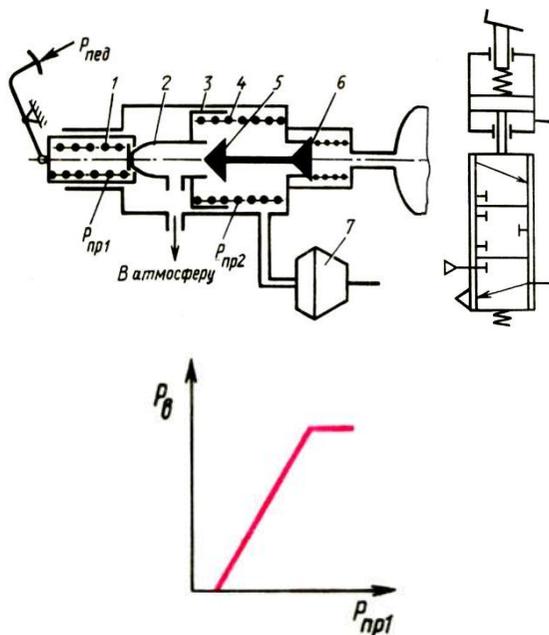


Рис. 2.18. Тормозной кран прямого действия и его характеристика

Давление в тормозной камере пропорционально усилию на тормозной педали. Следящее действие обусловлено равновесием сил, действующих на поршень при постоянном усилии на тормозной педали. При этом оба клапана закрыты. При небольшой утечке через один из клапанов равновесие сохраняется, так как утечка вызывает открытие исправного клапана, восстанавливающего равновесие.

Статическая характеристика тормозного крана, приведенная на рис. 2.18, построена с учетом трения, поэтому повышение давления начинается при некотором усилии на педали, что отражает зону нечувствительности привода. Горизонтальный участок графика соответствует максимальному давлению сжатого воздуха.

Применение пружины 1, носящей название «пружина хода», обусловлено необходимостью получить заданный ход педали при малом перемещении клапанов 5 и 6 и возможностью некоторого перемещения клапанов при постоянном усилии на педали и при неподвижном ее положении (при отслеживании заданного давления).

Тормозной кран обратного действия применяется при однопроводном приводе прицепа (рис. 2.19). На схеме показано

положение при отпущенной педали тормоза, когда уравнивающая пружина 1 заставляет поршень 2 со штоком 3 сместиться вправо, прерывая связь пневмораспределителя с атмосферой и открывая клапан 5 сжатого воздуха. При этом ресивер II прицепа заряжается от ресивера I тягача через пневмораспределитель прицепа. При нажатии на тормозную педаль поршень 2 перемещается влево, сжимая уравнивающую пружину 1; клапан 5 сжатого воздуха садится на седло - зарядка ресивера прицепа прекращается, а клапан 4 открывается, сообщая правую полость цилиндра тормозного крана с атмосферой. Падение давления в линии пневмопривода прицепа вызывает срабатывание пневмораспределителя, в результате чего сжатый воздух из ресивера прицепа поступает в тормозные камеры прицепа.

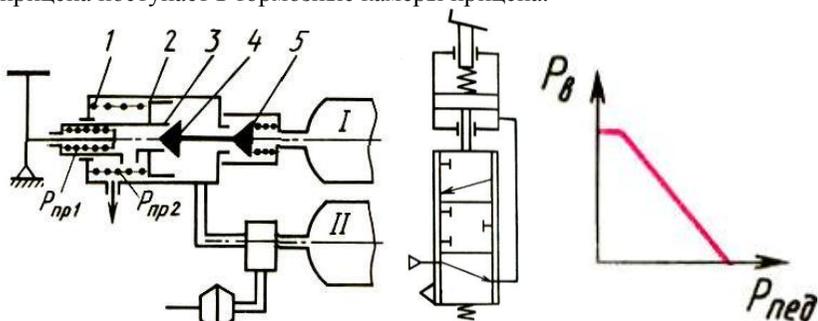


Рис. 2.19. Тормозной кран обратного действия и его характеристика

Как видно из статической характеристики, с увеличением усилия на педали давление в правой полости цилиндра падает. Горизонтальный участок статической характеристики отражает зону нечувствительности тормозного крана.

Тормозной кран (рис. 2.20) с поршневыми следящими механизмами, прямого действия, применяемый на большинстве современных грузовых автомобилей, имеет две независимые секции, расположенные последовательно. Вводы I и II крана соединены с ресиверами двух отдельных контуров привода рабочей тормозной системы. От выводов III и IV сжатый воздух поступает к тормозным камерам.

Клапаны верхней и нижней секции выполняют функцию впускного, взаимодействуя с седлом, выполненным в корпусе и одновременно функцию выпускного клапана взаимодействуя с седлом, выполненным на следящем поршне 30 и малом поршне 15.

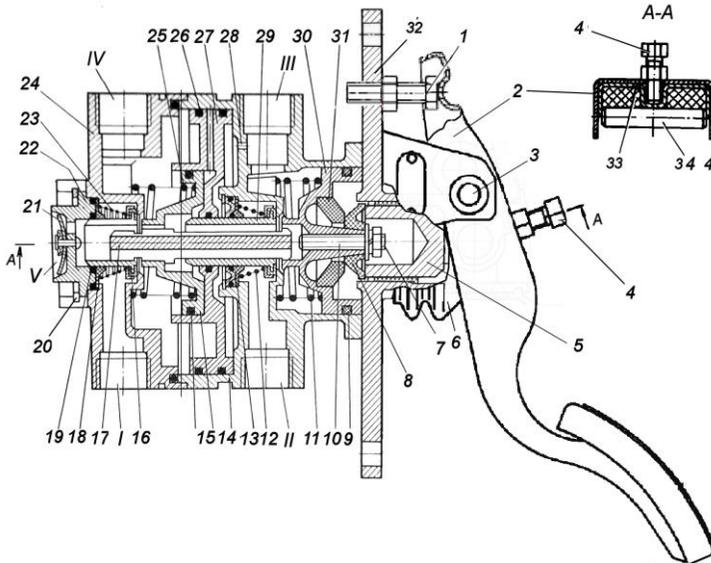


Рис. 2.20. Кран тормозной двухсекционный:

1, 4 - регулировочный болт; 2 - педаль; 3 - ось педали; 5 - толкатель; 6 - защитный чехол; 7 - гайка; 8 - тарелка, 9, 19, 26 - кольцо уплотнительное; 10 - шпилька; 11 - пружина следящего поршня; 12, 23 - пружина клапана; 13, 18 - кольцо опорное; 14 - корпус верхний, 15 - поршень малый, 16 - клапан нижней секции; 17 - толкатель малого поршня; 20 - кольцо стопорное, 21 - атмосферный клапан; 22 - корпус атмосферного клапана; 24 - корпус нижний; 25 - пружина малого поршня; 27 - большой поршень; 28 - отверстие; 29 - клапан верхней секции; 30 - следящий поршень; 31 - упругий элемент; 32 - опорная плита; 33 - вставка 34 - ролик, I, II - ввод от ресиверов; III, IV - вывод к тормозным камерам соответственно задних и передних колес

При нажатии на тормозную педаль силовое воздействие передается через ролик 34 на толкатель 5, тарелку 8 и упругий элемент 31 на следящий поршень 30. Перемещаясь вниз, следящий поршень 30 сначала закрывает выпускное отверстие клапана 29 верхней секции тормозного крана, а затем отрывает клапан 29 от впускного седла в верхнем корпусе, открывая проход сжатому воздуху через ввод II к выводу III и далее к тормозным камерам второго контура.

Одновременно сжатый воздух поступает через отверстие 28 в полость нижней секции, воздействует на большой поршень 27, который, благодаря большой активной площади, перемещается при

малом давлении воздуха. Вместе с большим поршнем перемещается установленный в нем малый поршень с седлом выпускного клапана, которое, соприкасаясь с клапаном нижней секции разобщает тормозные камеры переднего моста с атмосферой, а при дальнейшем движении отрывает клапан от седла в корпусе нижней секции. Сжатый воздух от ресивера первого контура через открытый клапан 16 поступает в тормозные камеры.

Давление воздуха будет повышаться до тех пор, пока сила нажатия на педаль 1 не уравновесится усилием, создаваемым давлением воздуха на поршень 30.

При отказе в работе второго контура или верхней секции тормозного крана нижняя секция будет управляться механически через шпильку 11 и толкатель 17 малого поршня 15, полностью сохраняя работоспособность. При этом следящее действие осуществляется уравновешиванием силы, приложенной к педали 2, давлением воздуха на малый поршень 15. Поскольку активная площадь малого поршня равна активной площади следящего поршня, изменения усилия на тормозной педали в этом случае не произойдет.

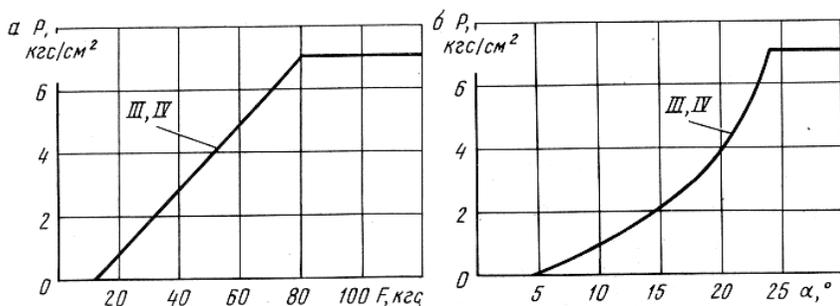


Рис. 2.21. Статическая характеристика тормозного крана КАМАЗ по усилию на рычаге (а) и углу поворота (б)

Статические характеристики тормозного крана приведены на рис. 2.21. Криволинейная форма характеристики этого крана объясняется применением в следящем механизме резинового упругого элемента (резиновой пружины) специальной формы. Такая характеристика является оптимальной: в зоне плавных служебных торможений малый наклон кривой позволяет легко подобрать нужную интенсивность торможения, а в зоне резких аварийных торможений большая крутизна кривой позволяет быстро достичь необходимого замедления.

Ручные тормозные краны

Применение работающих при выпуске сжатого воздуха пружинных энергоаккумуляторов в качестве исполнительного механизма запасной и стояночной тормозных систем привело к созданию и установке на автомобили с пневматическим тормозным приводом ручных тормозных кранов обратного действия. Такие краны, как правило, выполняют следующие функции:

- в расторможенном состоянии сжатый воздух свободно проходит от входного отверстия к выходному, а рукоятка зафиксирована (от непредумышленного действия);

- при торможении угол поворота рукоятки соответствует падению давления на выходе крана, т. е. эффективности запасной тормозной системы;

- при отпуске рукоятки из любого промежуточного положения она автоматически возвращается в исходное фиксированное положение;

- в конце хода при полном выпуске сжатого воздуха из выходного отверстия рукоятка снова фиксируется, и этим обеспечивается работа пружинного энергоаккумулятора в качестве стояночного тормоза.

Типичная конструкция ручного крана обратного действия (фирмы «ВАБКО») показана на рис. 2.22.

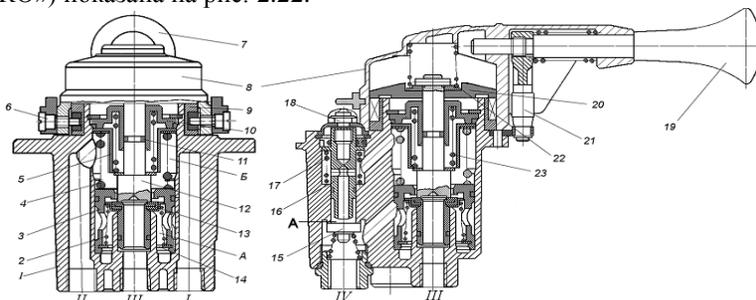


Рис. 2.22. Тормозной кран управления стояночной тормозной системой:

- 1 - корпус; 2, 22, 23 - пружины; 3 - следящий поршень; 4 - уравновешивающая пружина; 5 - тарелка пружины; 6 - ось с роликом; 7 - рукоятка крана; 8 - крышка; 9 - фигурное кольцо; 10 - направляющая штока; 11 - кольцо уплотнительное; 12 - шток; 13 - клапан; 14 - стопорное кольцо; 15 - клапан с пружиной; 16 - поршень; 17 - пружина поршня; 18 - регулировочный винт; 19 - рукоятка; 20 - направляющий колпачок; 21 - фиксатор; I - вывод к клапану управления тормозными системами прицепа с двухпроводным приводом; II - вывод к ускорительному клапану; III - атмосферный вывод; IV - питающий ввод; А - полость

К ручному тормозному крану через вывод IV подводится сжатый воздух от ресивера. Вывод II соединен с управляющей полостью ускорительного клапана. Через вывод III тормозной кран связан с атмосферой. Вывод I связан со средней полостью клапана управления тормозными системами прицепа с двухпроводным приводом. Полость А соединена каналом с выводом I.

В отторможенном состоянии (при горизонтальном положении рукоятки крана) сжатый воздух проходит через открытый впускной клапан крана в выводы I и II.

При повороте рукоятки крана 19 поворачивается направляющий колпачок 20. Скользя по винтовым поверхностям кольца 9, колпачок 20 поднимается вверх и увлекает за собой шток 12. Выпускное седло отрывается от клапана 13, и клапан под действием пружины 2 поднимается до упора в седло следящего поршня 3. Вследствие этого прекращается прохождение сжатого воздуха через ввод IV к выводу II; через открытое выпускное отверстие в клапане 13 сжатый воздух через вывод III выходит в атмосферу до тех пор, пока сила давления воздуха в полости А под поршнем 3 не преодолеет усилия уравнивающей пружины 4 и давления воздуха над поршнем в полости Б. Преодолевая усилие пружины 4, поршень 3 вместе с клапаном 13 поднимается вверх до соприкосновения клапана 13 с выпускным седлом штока 12, после чего выпуск воздуха прекращается.

При дальнейшем повороте рукоятки 19 происходит аналогичный процесс, что приводит к большему падению давления воздуха в выводе II.

Так осуществляется следящее действие тормозного крана, обеспечивая линейную зависимость давления в выводах II и I от угла поворота рукоятки тормозного крана.

В последние годы появилось требование о том, что водитель после стояночного торможения автопоезда, не выходя из кабины, должен растормозить прицеп и убедиться в надежности его удержания стояночным тормозом тягача (во избежание растормаживания прицепа при возможной утечке сжатого воздуха в его приводе). Для выполнения этого требования необходимо перевести рукоятку тормозного крана в положение III и удерживать в этом положении несколько секунд. При этом сжатый воздух подается в вывод I и далее в средний ввод клапана управления тормозными системами прицепа с двухпроводным приводом.

Характеристика крана (зависимость давления на выходе III от угла поворота рукоятки) показана на рис. 2.23. Следует отметить, что при торможении тягача запасной тормозной системой (пружинными энергоаккумуляторами) срабатывает пневматический привод прицепа. За счет некоторого статического опережения последнего имеется возможность автономного притормаживания прицепа (относительно тягача) при действии данного крана. Так, начало срабатывания пружинных энергоаккумуляторов автопоезда происходит при давлении 3,8-4,3 кгс/см², что соответствует углу поворота рукоятки крана примерно на 30°, а при этом давление в тормозных камерах прицепа равно 1 - 1,5 кгс/см².

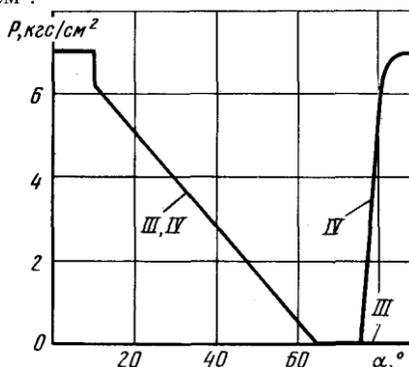


Рис. 2.23. Статическая характеристика крана обратного действия КАМАЗ

4.2. Релейные краны

Краны релейного типа используются в пневмоприводе тормозов и других агрегатов автомобиля.

По способу действия релейные краны делятся на две группы: краны с фиксацией во включенном положении и краны без фиксации, т. е. выключающиеся при прекращении воздействия. Первые краны приводятся в действие поворотным рычажком, вторые – кнопкой. Рычажные краны обычно устанавливаются на панели приборов, а кнопочные – на панели приборов или на полу кабины. В последнем случае они приводятся в действие ногами.

Релейные краны просты по конструкции. Они имеют обычно клапанную систему и подпружиненный шток, на который воздействует рычажок или кнопка.

Типичная конструкция кнопочного пневматического крана, применяемого на автомобилях КАМАЗ, показана на рис. 2.24. При нажатии на кнопку крана толкатель 2 перемещается вниз и садится выполненным в нем выпускным седлом на клапан 6, разобшая выход II от атмосферного выхода III. Затем толкатель 2 открывает клапан 6 и сжатый воздух от ресивера через вход I проходит на выход II к потребителю сжатого воздуха.

При отпускании кнопки толкатель 2 под действием пружины 3 возвращается в верхнее положение. При этом клапан 6 садится на впускное седло в корпусе 5, прекращая дальнейшее поступление сжатого воздуха на выход II.

Выпускное седло в толкателе 2 отрывается от клапана 6, и выход II сообщается с атмосферным выходом III через канал в толкателе и отверстие в корпусе. На выходе III в атмосферу установлен фильтр для глушения шума и предотвращения загрязнения крана, так как часто он устанавливается в полу кабины.

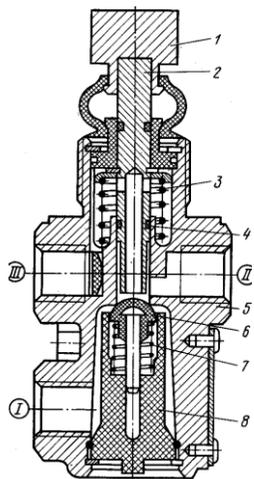


Рис. 2.24. Пневматический кран КАМАЗ:
 I - вход от ресивера; II - выход к потребителю;
 III - выход в атмосферу; 1 - кнопка; 2 - толкатель;
 3, 7 - пружины; 4 - уплотнительное кольцо; 5 - корпус; 6 - клапан; 8 - направляющая

На автомобилях-тягачах в магистралях управления тормозами прицепа устанавливаются разобщительные краны (рис. 2.25). Во включенном положении (рукоятка крана направлена по оси корпуса) кран открывает проход сжатому воздуху к соединительной головке магистрали, в выключенном положении (рукоятка крана перпендикулярна оси корпуса) подача сжатого воздуха перекрыта, а соединительная головка сообщена с атмосферным выводом крана.

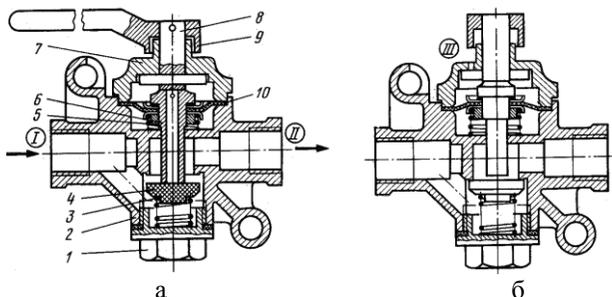


Рис. 2.25. Разобцительный кран в открытом (а) и закрытом (б) положениях:

I - вход сжатого воздуха; II - выход к соединительной головке; III - выход в атмосферу; 1 - пробка; 2 - корпус; 3, 5 - пружины; 4 - клапан; 6 - шток; 7 - крышка; 8 - толкатель; 9 - рукоятка; 10 - мембрана

Кран нужен в магистралях двухпроводного привода, так как соединительные головки не имеют клапана и в расцепленном положении через них возможна утечка сжатого воздуха из тягача. В магистрали однопроводного привода, где соединительная головка имеет клапан, разобцительный кран нужен для того, чтобы облегчить соединение головок (производить его без давления). Следует отметить, что в настоящее время разобцительные краны постепенно аннулируются: в двухпроводном приводе они заменяются автоматическими головками, а в однопроводном соединении головок производится в заторможенном положении, когда давление в магистрали отсутствует.

Для периодического присоединения к пневматическому тормозному приводу посторонних потребителей сжатого воздуха (для накачки шин, для буксировки автомобилей с работающим пневматическим тормозным приводом и т. д.) предназначены краны отбора воздуха. Одна из конструкций такого крана показана на рис. 2.26. Кран ввертывается обычно в ресивер.

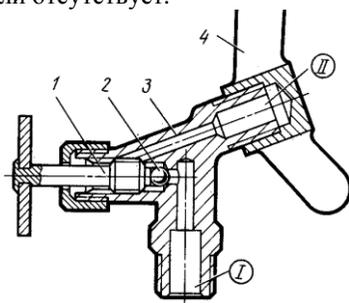


Рис. 2.26. Кран отбора воздуха:
I - вход от ресивера; II - выход к потребителю; 1 - винт; 2 - клапан; 3 - корпус; 4 - защитная гайка

Для отбора воздуха следует с бокового выхода II крана отвернуть защитную гайку-барашек 4 и присоединить к нему шланг для отбора воздуха. При отворачивании винта 1, прижимающего клапан 2 к седлу в корпусе 3, открывается проход сжатого воздуха от входа I к выходу II.

Глава 5. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНАЯ И РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Можно выделить четыре группы аппаратов распределительной и регулирующей аппаратуры пневматического привода АТС:

- аппараты регулирования давления, основной задачей которых является улучшение распределения тормозных сил АТС, уменьшение вероятности блокирования его колес;

- ускорительные аппараты, повышающие быстродействие тормозного привода, что особенно необходимо на длиннобазных и сочлененных АТС;

- аппараты управления тормозами прицепа, которые обеспечивают торможение прицепных АТС и его соответствие торможению тягача;

- коммутационная аппаратура, связывающая части пневмопривода в единое целое и выполняющая иногда некоторые дополнительные функции.

5.1. Аппараты регулирования давления тормозных приводов

Типичным аппаратом регулирования давления пневматического привода является регулятор тормозных сил, который получил большое распространение на легковых и грузовых автомобилях. Они устанавливаются в заднем контуре РТС, так как блокирование задних колес более опасно. По принципу действия регуляторы можно разбить на две группы: ограничители давления и компенсаторы давления. На АТС, имеющих пневматический привод тормозов, обычно применяются компенсаторы давления с лучевой характеристикой.

На грузовых автомобилях ЗИЛ, КАМАЗ, Урал, МАЗ, ряде прицепов применяются одноступенчатые автоматические регуляторы тормозных сил лучевого типа, устройство которых показано на рис. 2.27. Обычно регулятор устанавливается в силовой части привода: за тормозным краном на тягаче, за воздухораспределителем на прицепе, но иногда в цепях управления, что позволяет ценой некоторого проигрыша в точности регулирования и в быстродействии одним регулятором обслужить большее число объектов.

В исходном положении (расторженное состояние, автомобиль без груза) вывод I связан через управляющую магистраль тормозного крана с атмосферой.

При торможении сжатый воздух от верхней секции тормозного крана подводится к выводу I регулятора тормозных сил, воздействует

на поршень 18 с клапаном 17 и перемещает их вниз. Одновременно сжатый воздух по трубке 1 подводится к поршню 24, который поджимает шаровую пяту 23 к толкателю 19, обеспечивая беззасторную связь между ними. Клапан 17, перемещаясь с поршнем вниз, прижимается к седлу выпускного клапана на торце толкателя 19. Вывод II разобщается с атмосферой. При дальнейшем перемещении поршня 18 клапан 17 отрывается от впускного седла и сжатый воздух поступает через вывод II к ускорительному клапану. Благодаря переменной активной площади мембраны, которая зависит от положения рычага регулятора, в свою очередь зависящего от нагрузки на задние оси, в выводе II устанавливается давление воздуха, пропорциональное осевой нагрузке, которое может отличаться в меньшую сторону от давления на входе в регулятор (вывод I).

В случае торможения автомобиля в выводе II устанавливается давление воздуха, пропорциональное осевой нагрузке в пределах от 250 кПа ($2,5 \text{ кгс/см}^2$) при порожнем автомобиле до 637,5 кПа ($6,5 \text{ кгс/см}^2$) при максимально загруженном автомобиле.

Перераспределение осевой нагрузки, происходящее при торможении, также приводит к изменению положения рычага регулятора и как следствие – к уменьшению давления в выводе II и тормозных камерах, что уменьшает вероятность блокировки колес задней тележки.

Описанный регулятор тормозных сил имеет два недостатка: регулирование давления начинается практически сразу, поэтому при частичных нагрузках АТС увеличивается время, необходимое для прижатия тормозных колодок к барабанам. Кроме того, клапан 17 нормально закрыт и может примерзнуть к поршню 18.

В последних конструкциях лучевых регуляторов тормозных сил введена пружина, которая в случае отказа механической или пневматической связи с мостом перемещает рычаг аппарата в положение, соответствующее полной нагрузке АТС. Это дает автомобилю возможность, невзирая на этот отказ, затормозить с полной эффективностью.

На некоторых тяжелых АТС, помимо регуляторов тормозных сил, корректирующих характеристику заднего контура рабочей тормозной системы, применяют аппараты, которые при служебных торможениях уменьшают давление в переднем контуре. Это улучшает распределение тормозных сил и способствует выравниванию износов накладок передних и задних тормозов.

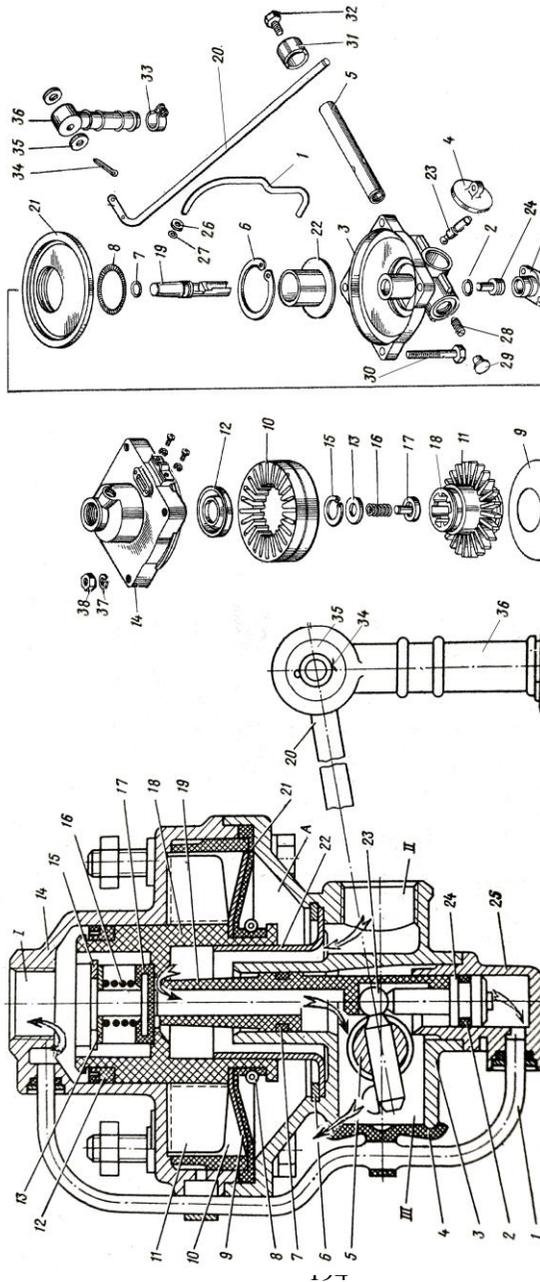


Рис.2.27. Регулятор тормозных сил.

1 - трубка; 2, 7 - уплотнительные кольца; 3 - нижний корпус; 4 - атмосферный клапан; 5 - вал; 6, 15 - упорные кольца; 8 - пружина диафрагмы; 9 - шайба диафрагмы; 10 - вставка; 11 - ребра поршня; 12 - манжета; 13 - тарелка пружины клапана; 14 - верхний корпус; 16 - пружина; 17 - клапан; 18, 24 - поршень; 19 - толкатель; 20 - рычаг; 21 - диафрагма; 22 - направляющая; 23 - шаровая пята; 25 - направляющий колпачок; 26, 35 - шайба; 27 - винт; 29 - пробка; 30, 32 - болт; 31 - колпачок; 33 - хомут; 34 - шплинт; 36 - муфта соединительная; 37 - шайба пружинная; 38 - гайка; I - ввод

Если в приводе развивается высокое давление, что характерно для экстренных торможений и торможении груженых АТС, аппарат восстанавливает равенство давлений в передних тормозных камерах с давлением у тормозного крана.

На АТС семейства КАМАЗ применяется клапан, изображенный на рис. 2.28. В показанном расторможенном состоянии тормозные камеры через открытый выпускной клапан б связаны с атмосферным выходом III. При торможении сжатый воздух под давлением Р поступает от тормозного крана через вход I к верхним торцам поршней 2 и 3. Пружина I удерживает поршень 2 неподвижным, а дифференциальный поршень 3 смещается вниз, закрывая клапаном б атмосферный выход III, а затем открывая впускной клапан 4. Нижняя активная площадь поршня 3 больше верхней, поэтому равновесие следящего механизма наступает при отношении давления в передних тормозных камерах P_1 к входному Р, меньшем единицы (отрезок 7 на рис. 2.28, б). Для автомобиля КАМАЗ отношение P_1/P выбрано равным 0,57. Так продолжается до входного давления, достаточного для создания на поршне 2 силы, превосходящей преднатяг пружины I. Это давление равно $3,2 \dots 3,5 \text{ кгс/см}^2$, что примерно соответствует условной границе служебных торможений.

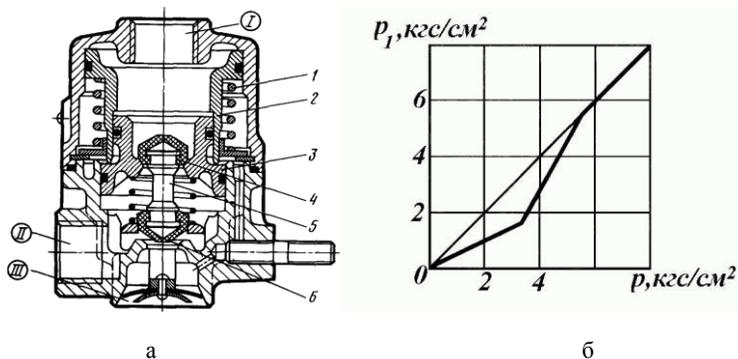


Рис. 2.28. Клапан ограничения давления КАМАЗ:

а - конструкция; б - характеристика; I - вход от тормозного крана; II - выход к передним тормозным камерам; III - атмосферный выход; I - уравнивающая пружина; 2 - поршень; 3 - дифференциальный поршень; 4 - впускной клапан; 5 - стержень клапана; 6 - выпускной клапан

С включением в работу поршня 2 соотношение активных площадей следящего механизма изменяется, давление P_1 растёт

быстрее входного давления P (отрезок 8), пока не сравняется с ним. Это происходит при входном давлении, равном $5,7...6,0$ кгс/см². Поскольку соотношение $P_1 > P$ невозможно, далее устанавливается равенство $P_1 = P$ (отрезок 9), которое обеспечивается тем, что клапан 4 постоянно открыт. При падении давления во время растормаживания поршни 2 и 3 поднимаются, и аппарат работает как клапан быстрого растормаживания.

Рассмотренный клапан имеет определенные недостатки: во-первых, он работает по одной и той же программе при любом весовом состоянии АТС, во-вторых, он всегда замедляет процесс срабатывания передних тормозных механизмов, в-третьих, при отказе заднего контура он продолжает ограничивать давление в передних тормозных камерах, что снижает тормозную эффективность АТС и без того ухудшенную отказом, в-четвертых, он нормально закрыт, что, в общем-то, всегда чревато отказом.

5.2. Ускорительные клапаны и приборы тормозных пневмоприводов

Задача ускорительного клапана – интенсификация процесса нарастания и сброса давления в соответствующей части пневмопривода (чаще всего в исполнительных органах). Она выполняется тем, что аппарат разделяет привод на две части: управляющую и силовую. Получив управляющий сигнал в виде некоторого давления сжатого воздуха на входе в управляющую секцию, клапан подключает аппарат, в котором нужно создать это давление, непосредственно к ресиверу и обеспечивает следящее действие. Аналогично аппарат работает и при растормаживании, когда управляющее давление уменьшается. В результате растет быстродействие, так как, во-первых, управляющая цепь не требует передачи большого количества воздуха, поскольку объем управляющей полости клапана мал, во-вторых, аппарат можно разместить непосредственно рядом с потребителем и силовой поток воздуха будет передаваться на короткое расстояние.

На рис. 2.29 изображена типичная конструкция современного ускорительного клапана. Такие аппараты устанавливаются на всех европейских и отечественных АТС с приводами второго поколения.

При отсутствии давления воздуха в управляющей магистрали, подсоединенной к выводу IV, впускной клапан 4 закрыт, выпускной клапан 10 открыт. Полости тормозных камер через вывод I и выпускное окно связаны с атмосферой. В выводе III присутствует сжатый воздух, подведенный от ресиверов.

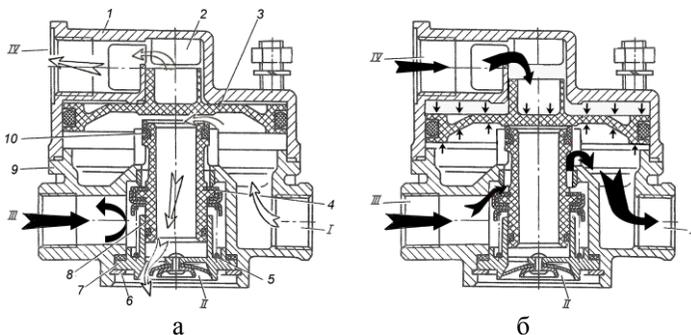


Рис. 2.29. Ускорительный клапан:

а - исходное положение; б - торможение рабочей тормозной системой; 1 - верхний корпус; 2 - управляющая камера; 3 - поршень; 4 - впускной клапан; 5 - пружина; 6 - стопорное кольцо; 7 - выпускное окно; 8 - корпус клапанов; 9 - нижний корпус; 10 - выпускной клапан; I - вывод к тормозным камерам; II - атмосферный вывод; III - ввод от ресивера; IV - вывод управляющей магистрали

При подаче сжатого воздуха от тормозного крана к выводу IV (рис. 2.29, б) под действием давления воздуха поршень 3 перемещается вниз и прижимается к выпускному клапану 10, разобщая тормозные камеры с атмосферой. При дальнейшем перемещении поршня открывается впускной клапан 4 и воздух из ресиверов подается к тормозным камерам, одновременно действует на поршень, на котором создает осевую силу, направленную вверх.

Ускорительный клапан обладает следящим действием, устанавливая давление в тормозных камерах пропорционально давлению в выводе IV.

Ускоряющее действие клапана объясняется его расположением в непосредственной близости от ресиверов и исполнительных механизмов, что позволяет сократить длину трубок, соединяющих ресивер с ускорительным клапаном и тормозными камерами. Причем трубка выполнена большего диаметра, что увеличивает быстродействие контура тормозного привода. Управляющая магистраль выполнена более длинной из трубки меньшего диаметра.

Устанавливаемые на тягачах клапаны управления тормозами прицепа (КУТП) предназначены для управления рабочей тормозной системой прицепа при торможении тягача.

Функции этих аппаратов на современных АТС многообразны. Они должны:

- обеспечить в следящем режиме торможение прицепа при торможении тягача его рабочей тормозной системой;
- обеспечить то же самое при торможении тягача его запасной тормозной системой, а при торможении стояночным тормозом включать РТС прицепа без следящего действия;
- установить некоторое опережение затормаживания прицепа по отношению к тягачу, что позволяет поддерживать автопоезд при торможении «растянутым» и потому более устойчивым;
- обеспечить автоматическое затормаживание прицепа при разгерметизации управляющей магистрали двухпроводного привода. Это последнее требование ЕЭК ООН очень трудно выполнить только пневматическими средствами, так как отсутствие давления в этой магистрали может одинаково говорить, как об отказе, так и о нормальном расторможенном состоянии; исполнять обязанности ускорительного клапана и клапана быстрого растормаживания.

В зависимости от типа тормозного привода автопоезда КУТП делятся на клапаны управления тормозами прицепа с однопроводным приводом (КУТП-1) и клапаны управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом (КУТП-2). В случае комбинированного привода автопоезда приходится устанавливать оба клапана.

На автомобилях МАЗ, КАМАЗ, «Урал» нашел применение КУТП-1, показанный на рис. 2.30. В расторможенном состоянии пружина 4 удерживает мембрану 18 и толкатель 9 в нижнем положении. Выпускной клапан 17 в это время закрыт, а впускной 11 открыт. Ресивер тягача на входе II сообщается через выход III с соединительной магистралью. Как уже сказано, КУТП-1 должен ограничивать максимальное давление на выходе III. Это достигается тем, что при давлении 5,0-5,2 кгс/см² ограничительный поршень 12 опускается, сжимая пружину 14, и закрывает впускной клапан 11. При уменьшении давления на выходе III (например, вследствие утечек) поршень приподнимается и пополняет запас сжатого воздуха на прицепе из ресивера тягача.

При торможении через вход I подается сжатый воздух под мембрану 18. Она поднимается, сжимая пружину 4, и клапанная система II-17 срабатывает обычным образом, в результате чего воздух из соединительной магистрали (выход III) сбрасывается в атмосферу через выход IV.

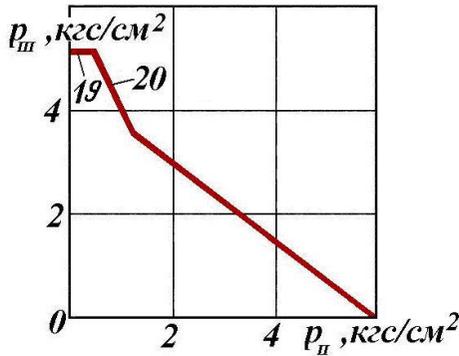
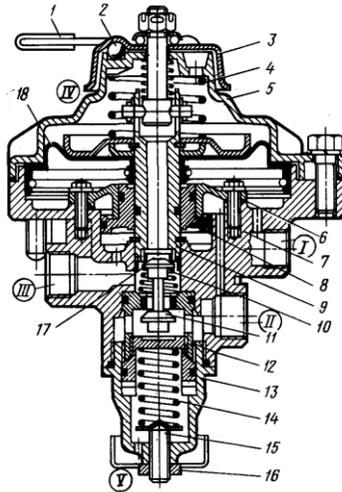


Рис. 2.30. Клапан управления прицепом с однопроводным приводом:

I - вход от тормозного крана; II - вход от ресивера; III - выход в соединительную магистраль прицепа; IV, V - атмосферные выходы; 1 - рычаг привода от СТС; 2 - шарик; 3 - поворотная крышка; 4, 10, 14 - пружины; 5 - корпус верхний; 6 - крышка; 7 - корпус; 8 - следящий поршень; 9 - толкатель; 2 - впускной клапан; 12 - ограничительный поршень; 13 - корпус нижний; 15 - регулировочный винт; 16 - контргайка; 17 - выпускной клапан; 18 - мембрана;

19 - зона нечувствительности; 20 - зона опережающего торможения прицепа

В следящий механизм клапана входит также дифференциальный поршень 8. В расторможенном состоянии он поднят до упора в крышку 6 результирующей силой давлений, действующих на него сверху и снизу.

В первый момент торможения трение и холостой ход клапана II вызывают некоторую начальную нечувствительность аппарата (отрезок 19). Затем рост давления под мембраной 18 приводит к быстрому подъему толкателя 9 до упора стопорным кольцом в опустившийся поршень 8. Для этой фазы (отрезок 20) процесса характерно быстрое уменьшение давления в соединительной магистрали, так как выпускной клапан 17 полностью открыт. Это позволяет организовать опережающее включение тормозов прицепа, повышающее устойчивость автопоезда. После того как поршень уперся в толкатель, соотношение активных площадей, влияющих на положение толкателя 9, меняется, устанавливается постоянное соотношение между приростом давления на входе I и уменьшением его на выходе III. При давлении на входе около $6,0 \text{ кгс/см}^2$ толкатель устанавливается в верхнее положение, полностью выпуская сжатый воздух из соединительной магистрали, что максимально затормаживает прицеп.

Аналогичный эффект обеспечивается поворотом рычага 1, связанного с органом управления стояночной системы. Вместе с рычагом поворачивается крышка 3, в результате чего она, опираясь на шарик 2, поднимается и поднимает толкатель 9 в крайнее верхнее положение.

В настоящее время однопроводный привод автопоездов постепенно заменяется двухпроводным. Однако пока в эксплуатации сохраняются однопроводные прицепы, необходимо, чтобы с ними могли работать и двухпроводные тягачи. Это требование выполняется организацией комбинированного привода, где к выходу клапана управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом (КУТП-2) параллельно подсоединен КУТП-1. При реализации однопроводной схемы КУТП-2 повторяет функции тормозного крана. Кроме того, он обеспечивает включение тормозов прицепа и при включении СТС, что упрощает конструкцию КУТП-1. Такие упрощенные аппараты без привода стояночного тормоза применяются на тягачах КАМАЗ, ЗИЛ и др.

Перечисленные выше функции аппаратов, управляющих торможением прицепа, в двухпроводных и комбинированных приводах выполняются КУТП-2. По мере ужесточения и увеличения требований к торможению автопоездов его конструкция все больше усложняется.

Типичный КУТП-2, применяющийся на российских автомобилях КАМАЗ, «Урал» и других, изображен на рис. 2.31. В расторможенном состоянии поршни 4 и 7 подняты до упора пружиной 8, а разность давлений на поршень 10 снизу и мембрану II сверху поддерживает шток 12 вместе с толкателем 2 в нижнем положении. Выпускной клапан 9 при этом открыт, управляющая магистраль на выходе IV связана с атмосферным выходом VI; впускной клапан 3 закрыт.

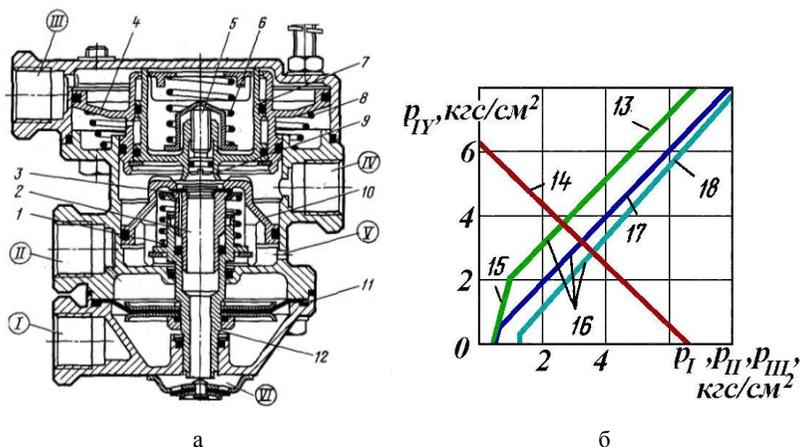


Рис. 2.31. Клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом КАМАЗ:

- а - устройство; б - характеристики; 1 - вход от переднего контура РТС тягача; II - вход от СТС (ЗТС) тягача; III - вход от заднего контура РТС тягача; IV - выход в управляющую магистраль прицепа; V - вход от ресивера; VI - атмосферный выход; I - пружина толкателя; 2 - толкатель; 3 - впускной клапан; 4 - поршень; 5 - регулировочный винт; 6 - пружина; 7, 10 - следящие поршни; 8 - пружина; 9 - выпускной клапан; 11 - мембрана; 12 - шток; 13 - зависимость давления p_{IV} на выходе IV от давления p_{III} и p_I , на входах III и I или только на входе III при максимальном опережении; 14 - зависимость давления p_{IV} давления p_{III} на входе II; 15 - зона быстрого включения; 16 - зоны пропорционального соотношения; 17 - зависимость давления p_{IV} от давления p_{III} и p_I или только p_I при отсутствии опережения; 18 - зависимость давления p_{IV} от давления p_I

При торможении рабочей тормозной системой сжатый воздух одновременно поступает на входы III и I. Нарастание давления над поршнями 4 и 7 вызывает их быстрое совместное перемещение вниз (отрезок 15). Происходит обычное срабатывание аппарата. Равновесие следящего механизма наступает, когда давление в магистрали на выходе IV приложит снизу к поршню 7 силу, превышающую суммарное действие пружины 6 и давления на входе III. При этом выходное давление в зависимости от преднатяга пружины 6 может на 0-1 кгс/см² превышать давление на входе (отрезки 16 линий 13 и 17), чем обеспечивается опережающее действие тормозов прицепа. При создании на выходе III максимального давления клапан 3 открыт полностью, и торможение прицепа производится с максимальной эффективностью.

Одновременно с описанным процессом происходит наращивание давления под мембраной 11. При нормальной работе привода это давление равно давлению на входе III. Помимо этого, на мембрану сверху действует давление в контуре стояночного тормоза (как правило, максимальное). Поэтому мембрана и связанные с ней шток 12 и толкатель 2 остаются неподвижными. Характеристика КУТП-2 в зависимости от преднатяга пружины 6 соответствует ломаным линиям 13 или 17. То же происходит и при отказе контура РТС, связанного с входом. Указанные характеристики достигаются действием одного уцелевшего контура III. Если отказал последний, давление под мембраной поднимает клапаны до поршня 7 и включает тормоза прицепа. Следящее действие создает поршень 10. Реализуемая при торможении одним контуром I характеристика 18 обеспечивает отстающее и менее эффективное торможение прицепа, что допустимо при отказе в РТС тягача.

Включение запасной (стояночной) тормозной системы тягача сопровождается уменьшением давления на входе II и над мембраной 11. Постоянное давление на входе V поднимает поршень 10 и производит действие, аналогичное торможению одним контуром. Соответствующая характеристика 14 показана на рисунке.

Недостатком конструкции является ее нечувствительность к разгерметизации управляющей магистрали прицепа. При любом входном воздействии отсутствие противодействия на выходе IV приведет к тому, что клапан 3 будет постоянно открыт и воздух из ресивера станет вытекать в атмосферу.

Последние предписания ЕЭК ООН требуют, чтобы в случае разгерметизации управляющей магистрали прицепа последний был

автоматически заторможен за время не более 2 с. В отношении питающей магистрали, равно как и соединительной магистрали однопроводного привода (обе они постоянно находятся под давлением), проблема решена давно с помощью соответствующей конструкции воздухораспределителя прицепа, причем прицеп затормаживается в момент отказа. Для управляющей магистрали, нормально находящейся под атмосферным давлением, это нереально, так как давление в ней появляется только при торможении.

Таким образом, была поставлена следующая задача: обнаружить отсутствие давления, когда оно должно быть, и при получении такой информации автоматически затормозить прицеп. Ведущими тормозными фирмами было принято решение использовать для данной цели падение давления в питающей магистрали, для чего КУТП-2 дополняется встроенным клапаном обрыва (рис. 2.32), который состоит из корпуса 8, присоединенного к корпусу клапана управления тормозными системами прицепа с двухпроводным приводом с помощью двух болтов 3. В корпусе 8 расположен плавающий поршень 1, нагруженный пружиной 7 с уплотнительными кольцами 2 и 4, которые разделяют три полости клапана (А, Б, В) между собой. Названные полости соединены каналами с полостями клапана управления тормозными системами прицепа с двухпроводным приводом. Воздушные каналы в месте разъема уплотняются резиновыми кольцами. Полость В связана с входом V клапана и его верхней полостью. Полость Б связана с управляющей магистралью прицепа через полость над средним поршнем и выход IV. Полость А связана с ресивером контура III и через полость под средним поршнем и выход VI с питающей магистралью прицепа.

В расторможенном состоянии плавающий поршень 1 давлением в полости А, действующим на его нижний торец, поднят в верхнее положение. В первый момент торможения давление воздуха на входе V и в полости В, связанных с первым контуром рабочей тормозной системы, перемещает плавающий поршень 1 вниз. Если разгерметизации управляющей магистрали нет, устанавливающееся в ней давление через канал в корпусе подается в полость Б и, воздействуя на плавающий поршень 1, совместно с давлением, действующим на его нижний торец, поднимает поршень вверх. Если управляющая магистраль повреждена и ее герметичность нарушена, то при торможении, через нее начнется интенсивное истечение сжатого

воздуха и давление в полости Б установится близкое к атмосферному.

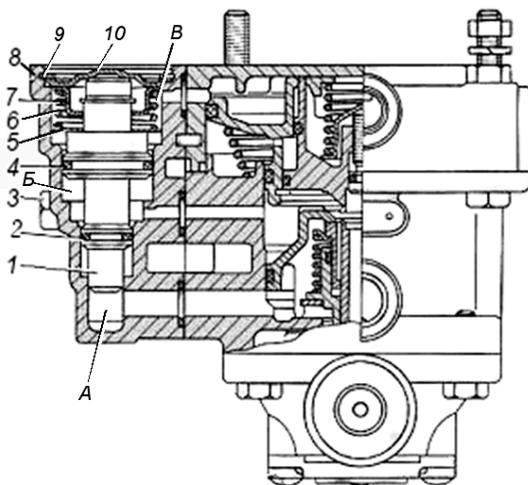


Рис. 2.32. Клапан обрыва:

- 1 - плавающий поршень; 2, 4 - кольцо уплотнительное; 3 - болт;
5 - опорное кольцо; 6 - пружина; 7 - тарелка пружины; 8 - корпус клапана
обрыва; 9 - стопорное кольцо; 10 - крышка

Плавающий поршень, смещенный в начале торможения вниз давлением воздуха в полости В и пружиной 7, останется в этом положении, и его нижняя часть частично перекроет вход VI, ограничивая поступление воздуха в питающую магистраль прицепа. Поскольку при торможении открытый клапан 3 (см. рис. 2.32) в среднем поршне 10 позволяет перетекать воздуху из выхода V в выход IV, связанный с поврежденной управляющей магистралью прицепа, давление в выходе VI и питающей магистрали прицепа начнет резко падать, что вызовет срабатывание воздухораспределителя прицепа и торможение последнего.

5.3. Пневматические исполнительные устройства

Исполнительные механизмы предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию движения рабочих органов: разжимных кулаков тормозных механизмов, вилки выключения сцепления, вращения вала стеклоочистителя и т. п., а также передачи

вертикальных усилий между поддресоренными и неподдресоренными частями автомобиля (пневмобаллоны подвески).

По виду реализуемого движения различают исполнительные механизмы возвратно-поступательного и вращательного движения. По конструктивному исполнению устройств, непосредственно участвующих в преобразовании энергии сжатого воздуха в механическую энергию поступательного движения, исполнительные механизмы подразделяются на поршневые, мембранные (диафрагменные), сильфонные и шланговые. Эти механизмы, как правило, одностороннего действия: возвращение в исходное положение происходит под действием пружины или силы тяжести. Принято поршневые исполнительные механизмы называть тормозными или пневматическими цилиндрами, а мембранные – тормозными или пневматическими камерами.

Преимущества и недостатки поршневых и мембранных силовых механизмов такие же, как у аналогичных следящих механизмов пневмоприборов. Мембраны и поршни исполнительных механизмов практически отличаются только геометрическими размерами и усилиями. Рабочие диаметры силовых мембран и поршней 60...200 мм, а развиваемые усилия – до 15 кН.

Тормозные цилиндры и камеры, создающие усилие на штоке, прямо пропорциональное давлению подводимого воздуха, являются пневматическими исполнительными механизмами прямого действия. В последние годы получили распространение механизмы обратного действия, в которых полезное усилие, передаваемое на шток поршнем или мембраной, создается воздействием предварительно сжатой пружины. Под воздействием сжатого воздуха часть или все усилие пружины воспринимается поршнем или мембраной, соответственно разгружая шток. Давление воздуха, при котором шток полностью разгружен, обычно не превышает 0,45...0,55 МПа.

В работе тормозных цилиндров есть две особенности:

- ход штока цилиндра зависит от зазора в тормозе (между колодками и барабаном) и является величиной переменной; кроме того, конец штока должен перемещаться по окружности, радиус которой равен плечу регулировочного рычага колесного тормоза;
- тормозной цилиндр располагается снаружи и его внутренняя полость, в которой перемещается поршень, должна быть защищена от

загрязнения твердыми частицами, находящимися в атмосферном воздухе (пыль, грязь и т. д.).

Таким образом необходимо совместить прямолинейное движение поршня в цилиндре с движением конца его штока по окружности и при этом сделать так, чтобы изменение объема цилиндра, обусловленное перемещением поршня, не вызывало попадания в него загрязненного воздуха.

Первая задача решается двумя путями:

- установкой цилиндра на оси, вокруг которой он при торможении может поворачиваться, причем поршень с жестко закрепленным в нем штоком перемещается относительно цилиндра только прямолинейно;

- шарнирной опорой штока в поршне при жестко закрепленном цилиндре, так что при прямолинейном движении поршня в неподвижном цилиндре шток имеет угловое перемещение относительно точки опоры в поршне.

Поршню в цилиндре должно быть обеспечено достаточно точное осевое направление, в противном случае могут резко возрасти потери на трение. При качающемся цилиндре это достигается достаточно легко, так как поршень направляется в двух местах: сам поршень по внутреннему диаметру цилиндра и шток по выходному отверстию в крышке цилиндра. При качающемся штоке для удовлетворительного направления поршня увеличивают его длину или к торцу поршня крепят трубу, которая направляется по выходному отверстию в крышке цилиндра.

Для защиты от загрязнения тормозные цилиндры снабжаются герметичными защитными чехлами большого размера, которые по диаметру равны диаметру цилиндра и жестко закреплены как на цилиндре, так и на штоке. В некоторых случаях на цилиндре устанавливают вентиляционную трубку, обеспечивающую забор воздуха, которая размещена подальше от колес автомобиля.

Из отечественных автомобилей тормозными цилиндрами оснащается только автомобиль КраЗ.

Положительным качеством цилиндров является сравнительно большой ход штока при постоянстве усилия на нем. Недостаток цилиндров заключается в наличии трения между поршнем и цилиндром.

Это трение уменьшает силу на штоке цилиндра, особенно при некачественной смазке.

Пневматические камеры по виду соединения корпуса и крышки подразделяют на фланцевые и бесфланцевые. Первые, в соответствии с названием, имеют хорошо развитые фланцы корпуса и крышки, между которыми равномерно расположенными болтами зажата мембрана. У вторых на корпусе и крышке выполнены конусные отбортовки, а соединение осуществляется кольцевым хомутом. Эта конструкция имеет меньшие радиальные габариты и материалоемкость. Она более технологична в производстве и эксплуатации. Поэтому бесфланцевые камеры получили преимущественное распространение в пневмоприводах отечественных и зарубежных автомобилей.

Основными частями тормозной камеры (рис. 2.33) являются корпус 8 с крышкой 2, между которыми с помощью хомута 6, состоящего из двух полуколец, зажата резинотканевая мембрана 3. Под мембраной установлен опорный диск 4 со штоком 7 и возвратной пружиной 5. На резьбовой конец штока накручена вилка 12, зафиксированная контргайкой 10. Отверстие для штока в корпусе тормозной камеры закрыто уплотнителем 11.

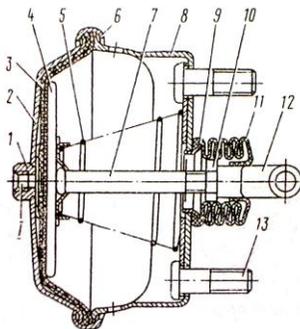


Рис. 2.33. Тормозная камера передних тормозных механизмов:
 1 - штуцер; 2 - крышка корпуса; 3 - мембрана; 4 - опорный диск; 5 - возвратная пружина; 6 - хомут; 7 - шток; 8 - корпус; 9 - кольцо; 10 - контргайка; 11 - уплотнитель; 12 - вилка; 13 - болт крепления корпус и крышка

При подаче сжатого воздуха на вход под мембрану камеры давление воздействует на поверхность мембраны и прогибает ее среднюю часть. Диск 4 воспринимает силу давления, перемещается и передает ее через шток 7 на приводное устройство колесного тормоза. Атмосферный воздух из крышки камеры при перемещении мембраны выжимается наружу через вентиляционные выходы.

При выпуске сжатого воздуха из-под мембраны 2 она вместе с диском 4 и штоком 7 возвращается в исходное положение под действием возвратной пружины 5 и оттяжных пружин колодок тормоза. В камере отсутствуют трущиеся части и, значит, потери на трение.

В связи с отсутствием трения усилие пружины в камере может быть значительно меньше, чем в тормозном цилиндре. В целом исследования показали, что потери в тормозной камере современной конструкции не превышают 2 % усилия на штоке. Размерность тормозной камеры устанавливается по активной площади ее мембраны, измеренной в квадратных дюймах. В международной практике применяются камеры следующих размерностей (типов): 9, 12, 16, 20, 24, 30 и 36. Однако реальная площадь мембраны является переменной величиной и зависит от перемещения штока тормозной камеры.

Форма мембраны и ее активный диаметр меняются в процессе рабочего хода (рис. 2.34). Полный ход мембраны можно разделить на три части:

- фаза начального хода – от исходного положения мембраны примерно на 15 мм (20-30 % полного хода штока). Эта фаза соответствует ходу колодок до соприкосновения с барабаном. В этой фазе гибкий конус мембраны отходит от корпуса камеры и превращается в кольцевой гофр;

- фаза рабочего хода. В этой фазе, соответствующей 40-60 % полного хода штока, образованный конусом мембраны гофр постепенно вытягивается, ложась на крышку камеры;

- фаза конечного хода - оставшаяся часть до полного хода штока камеры. В этой фазе, составляющей 20-30 % полного хода, внешняя часть мембраны все больше прилегает к крышке, гофр превращается в обратный конус и выключается из работы.

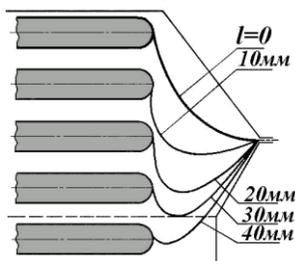


Рис. 2.34. Изменение формы мембраны передней тормозной камеры при перемещении штока

Для тормозных камер защита от внешних загрязнений является менее критичной, чем для тормозных цилиндров, так как в камерах отсутствуют трущиеся части. Однако и в камере загрязнения нежелательны, так как они могут повредить мембрану. Поэтому во многих случаях центральное отверстие под шток в крышке, которое делают заведомо большого диаметра с учетом криволинейного движения штока, закрывают гофрированным защитным чехлом, надеваемым на шток. В отдельных конструкциях поступают проще. Указанное отверстие закрывают шайбой большого диаметра, надеваемой на шток и прижимаемой к отверстию в крышке изнутри под действием дополнительной малой пружины.

Внешний объем камеры, как и тормозного цилиндра, переменен, вследствие чего находящийся в крышке атмосферный воздух при торможении и перемещении мембраны должен свободно выйти, иначе создается дополнительное вредное сопротивление. Для этого в крышке камеры выполняется несколько, обычно четыре, отверстия диаметром 4-6 мм. Они расположены равномерно по окружности у фланца крышки или по цилиндрической части крышки вблизи перехода в торец. Эти отверстия служат также для слива попавшей внутрь камеры воды, так как ее замерзание внутри крышки может нарушить нормальную работу мембраны.

Тормозные камеры в настоящее время применяются на подавляющем большинстве автомобилей с пневмоприводом. Их преимуществами являются:

- отсутствие потерь на трение и высокий КПД вследствие малых сил сопротивления;
- малый износ и высокая долговечность, малая начальная нечувствительность;
- простота и малая трудоемкость промышленного производства и технического обслуживания.

Тормозные камеры уступают тормозным цилиндрам практически только в одном: усилие на штоке камеры зависит от хода штока и при превышении определенной величины резко падает. Изготовители тормозных камер постоянно работают над устранением этого недостатка. Так, за последние 20-30 лет значительно уменьшилась толщина мембраны (с 5-6 мм до 3-4 мм) при сохранении ее прочности, совершенствуется форма корпуса и крышки, улучшены характеристики материала мембраны. На одном из этапов этой работы появился новый вид камеры – ротокамера. В ней применяется скручивающаяся мембрана, вследствие чего она как бы соединяет в себе преимущества

тормозной камеры и цилиндра – отсутствие трения и большой ход. Однако долговечность таких мембран оказалась значительно ниже, чем мембран обычного типа, вследствие чего они не получили распространения. В самые последние годы появились так называемые тормозные камеры с увеличенным ходом штока. За счет изменения конструкции мембраны, корпуса и крышки рабочий ход штока у этих камер увеличен: у камер типа 12 – до 57 мм; типа 16 – до 65 мм; типа 20 и более – до 75 мм.

5.4. Коммуникации пневмопривода

Передача сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе происходит по коммуникациям, составными частями которого являются трубопроводы и соединения.

Трубопроводы бывают жесткие (металлические), полужесткие (пластмассовые) и мягкие (резиновые). Металлические и пластмассовые трубопроводы соединяют пневмоаппараты, относительное расположение которых практически не меняется при движении автомобиля. Аппараты, расположенные на двигателе и в кабине, имеют небольшое перемещение относительно аппаратов, размещенных на раме, и соединяются с последними шлангами, пластмассовыми трубопроводами или металлическими трубопроводам дополнительным изгибом – компенсатором вибрации. Соединительные магистрали между тягачом и прицепом выполняются резиновыми шлангами, а в последние годы – пластмассовыми витыми трубопроводами.

Металлические трубопроводы могут быть стальными или из цветных металлов. Стальные изготавливаются в виде холоднотянутых электросварных или свертных труб. Для предохранения от коррозии стальные трубопроводы окрашиваются или цинкуются (толщина слоя 9-15 мкм), в отдельных случаях применяются кадмированные. Цветные трубопроводы изготавливаются из томпака Л96 и применяются на тропических или специальных автомобилях. Для измерительных магистралей, питания второстепенных потребителей и управления пневмоаппарата с малым или средним объемом применяются трубки (наружный диаметр × толщина стенки, мм) $5 \times 0,7$; 6×1 ; 8×1 ; 10 для основных питающих магистралей, подачи сжатого воздуха в тормозные камеры или цилиндры, для соединительных магистралей прицепа - 12×1 ; 14×1 ; $16 \times 1,5$ и в отдельных случаях 18×1 .

Пластмассовые трубопроводы изготавливаются из полиамида, последние годы за рубежом их выполняют разного цвета и монтируют на автомобиль так, чтобы каждый контур привода имел свой цвет. Недостаток пластмассовых трубопроводов – сравнительно узкий диапазон рабочих температур - от минус 40 °С до плюс 60 °С. Поэтому из них не могут изготавливаться трубки (от компрессора, а при окраске и сушке автомобиля допускается нагрев трубопроводов, но не более чем до 130 °С и не дольше 1 ч. Пластмассовые трубопроводы нельзя также разогревать открытым огнем. Они устойчивы к действию автомобильных топлив и масел, но не устойчивы к веществам, содержащим хлор. Размеры пластмассовых трубопроводов 8×1; 12×1,5; 15×1,5; 18) Витые соединительные магистрали автопоездов имеют сечение 12×1,5 или 15×1,5, а диаметр витка 100-120 мм.

Трубопроводы присоединяются к пневмоаппаратам через специальную соединительную арматуру (фитинги). Эти фитинги, представляющие собой прямые штуцера, угольники или тройники, одним концом ввертываются в резьбовые бобышки пневмоаппаратов, а к другим концам их присоединяются трубопроводы. Соединения арматуры разделяют в зависимости от резьбы в бобышке пневмоаппарата на *беспроводочные* (при конической резьбе) и *проводочные* (при метрической резьбе). Достаточно простые соединения арматуры с пневмоаппаратами на основе конической резьбы широко применяются на отечественных автомобилях. Однако при необходимости ориентировать угольник или тройник в определенном положении его приходится после затяжки отворачивать обратно в нужное положение, вследствие чего герметичность соединения снижается. В связи с этим все большее распространение получает соединение, в котором метрическая резьба уплотняется по торцу кольцом после установки фиттинга в заданное положение. В качестве материала прокладки используются алюминий, фибра, отожженная медь, пластмасса или резина. В последнем случае на прокладку необходимо устанавливать металлическую шайбу, так как скольжение болта при затяжке соединения непосредственно по резине может привести к повреждению прокладки.

Для присоединения пневматического тормозного привода прицепа к приводу автомобиля-тягача предназначены соединительные головки.

Головки одно- и двухпроводного приводов стандартизированы по присоединительным размерам. Стандартизовано также место их установки на тягаче и прицепных транспортных средствах. Следует

отметить, что головки на прицепах устанавливаются не только спереди для соединения с буксирующим тягачом, но часто и сзади для соединения со следующим буксируемым прицепом. В последнем случае на них распространяются правила установки на автомобиле-тягаче. На части седельных автопоездов старого выпуска головка А расположена на раме автомобиля под седельным устройством, а головка Б – на шланге спереди полуприцепа. Все головки, установленные сзади на раме автомобиля-тягача, повернуты присоединительными отверстиями вправо. Соединительные шланги двухпроводного привода при установке прокладываются крест-накрест.

Некоторые головки выполняют и дополнительные функции. Так, головка А имеет встроенный клапан для автоматического перекрытия магистрали при расоединении. В головке Б запрессован шток для открытия клапана головки А при соединении с ней. Автоматическая головка «Палм» имеет дополнительный вывод, сжатый воздух к которому подводится от основного вывода при соединении головок, а также встроенный разобщительный клапан для перекрытия магистралей при растормаживании. Только головки «Палм» не имеют дополнительных устройств, и их единственной функцией является соединение магистралей.

Конструкция соединительных головок однотипна (рис. 2.35). Они имеют корпус 1, в котором выполнены боковая бобышка для подвода сжатого воздуха и большое отверстие с установленным в нем кольцевым уплотнителем 2. Уплотнитель удерживается в корпусе с помощью кольцевой гайки (а, б) или просто вставляется в кольцевую выемку корпуса (г). Корпус головки имеет с одной стороны выступ, а с другой – паз. Если корпус выполнен из цветных сплавов – алюминиевого или цинкового, то в выступ заливается стальная пластина – вставка, а паз образуется путем крепления к корпусу стальной штампованной направляющей 8. Для предохранения головки от попадания грязи она закрывается защитной крышкой 3, изготовленной из пластмассы или стального листа, которая поворачивается на своей оси 6.

В головке А (а) имеется клапан 4, который пружиной 5 прижимается к уплотнителю 2; в корпусе головки Б запрессован упор 7. Внутри корпуса автоматической головки «Палм» перемещается корпус 11 клапана с установленным на нем клапаном 4, который в отсоединенном положении также прижат пружиной 5 к уплотнителю 2.

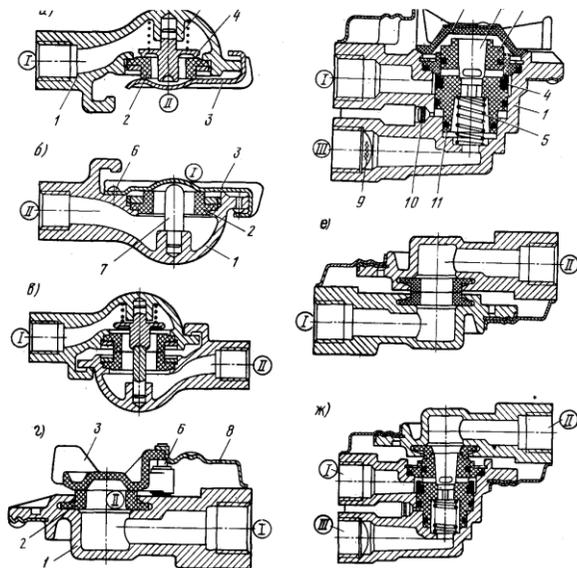


Рис. 2.35. Соединительные головки пневмопривода:

а - типа А; б - типа Б; в - соединение головок однопроводного привода; г - типа «Палм»; б - автоматическая типа «Палм»; е, ж - соединение головок двухпроводного привода; I - вход сжатого воздуха; II - выход сжатого воздуха; III - дополнительный выход сжатого воздуха; 1 - корпус; 2 - уплотнитель; 3 - крышка; 4 - клапан; 5 - пружина; 6 - ось крышки; 7 - упор; 8 - направляющая; 9, 10 - фильтры; 11 - корпус клапана

При сцеплении тягача с прицепом у соединительных головок отводятся в сторону защитные крышки 3. Головки накладываются друг на друга так, чтобы уплотнители 2 смыкались, и находящаяся на шланге головка поворачивается относительно неподвижной до тех пор, пока выступ одной не войдет в паз другой до упора. Так как на выступах головок выполнены специальные приливы, а в пазах фиксирующие углубления, то головки соединяются надежно, самопроизвольное их разъединение практически исключается, тем более, что сжатие уплотнителей создает силу, препятствующую этому. Герметичность также обеспечивается за счет прижатия уплотнителей. При соединении головок однопроводного привода упор 7 (в) головки Б входит в сферическую выемку клапана 4 головки А, отрывая его от уплотнителя 2 и открывая проход сжатому воздуху. При соединении головок «Палм» (е) проход сжатому воздуху открыт постоянно. При

соединении головки «Палм» с автоматической (ж) уплотнитель 2 первой смыкается с корпусом 11 клапана второй. Вследствие этого корпус 11 перемещается вниз, преодолевая усилие пружины 5. Клапан 4 отрывается от уплотнителя 2 и открывает через полый корпус проход сжатому воздуху в привод прицепа, а также к дополнительному выводу III. От последнего сжатый воздух подается на питание клапана управления тормозами прицепа, так что если тягач движется без прицепа и его головка не соединена, то управление приводом прицепа на тягаче находится без сжатого воздуха и не работает. Так как полость под корпусом 11 имеет переменный объем, она соединена с атмосферой через керамический фильтр 9.

В некоторых странах используются головки, отличные от описанных. Так, в Италии используется головка оригинальной конструкции, которая соединяет сразу две магистрали двухпроводного привода и имеет управляемые вручную встроенные клапаны.

Технического обслуживания такие простые узлы, как соединительные головки, не требуют. Нужно только следить, чтобы не было утечек сжатого воздуха через уплотнитель или клапан у соединительных головок А и автоматической «Палм». При наличии утечки следует подтянуть гайки крепления уплотнителя или заменить поврежденные детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артемьева, Т.В. Гидравлика, гидромашины, гидропривод / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.Н. Румянцева и [др.]; под ред. С.П. Стесина. – Москва: Academia, 2005. – 336 с.
2. Васильченко, А.П. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1987.
3. Вознюк, В.С. Гидравлика и гидравлические машины. - М.: Воениздат, 1979.
4. Гидравлика. Гидромашины и гидропневмопривод: Учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений // Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.Н. Румянцева, С.П. Стесин / Под ред. С.П. Стесина – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 336 с.
5. Гуревич, Л.В., Пневматический тормозной привод автотранспортных средств / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд - М.: Транспорт, 1988.
6. Кукис, В.С. Гидравлика и гидропривод / В.С. Кукис. - Челябинск: ЧГПУ, 2007. - 138 с.
7. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1989.
8. Самойлович, Г.С. Гидрогазодинамика. - М.: Машиностроение, 1990. - 384 с.
9. Хасанова, М. Л. Основы гидравлики: Учебно-методическое пособие / М. Л. Хасанова, В. А. Белевитин, М. С. Дмитриев. – Челябинск: Южно-Уральский государственный гуманитарно-педагогический университет, 2020. – 110 с. – ISBN 978-5-907409-09-5. – EDN WDUGOO.
10. Pneumatic hybrid power plants efficiency / V. V. Rudnev, M. S. Dmitriyev, M. L. Khasanova [et al.] // International Journal of Engineering and Advanced Technology. – 2019. – Vol. 8, No. 6. – P. 5186-5191. – DOI 10.35940/ijeat.F9106.088619. – EDN ITHVHX.
11. Dmitriev, M. S. Substantiation of Hydraulic System for Weighing Freights Transported with Dump Trucks / M. S. Dmitriev, M. L. Khasanova, A. V. Raznoshinskaya // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017, Saint-Petersburg, 16–19 мая 2017 года. – Saint-Petersburg, 2017. – P. 1604-1610. – DOI 10.1016/j.proeng.2017.10.685. – EDN ZRFZRZ.

Учебное издание
Хасанова Марина Леонидовна,
Дмитриев Михаил Сергеевич,
Руднев Валерий Валентинович

Гидравлические и пневматические
приводы в автомобилях
Учебное пособие

Компьютерный набор М.Л. Хасанова

Подписано в печать 19.09.2024.
Формат 60x84/16 Объем 12,56 усл. п. л.
Тираж 100 экз. заказ № 288.

Отпечатано с готового оригинал-макета
В типографии ЮУрГГПУ
454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 69