
ГЛАВА 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Гидравлическим приводом называется совокупность гидравлических машин и оборудования, служащая для передачи посредством жидкости энергии на расстояние, преобразования ее в механическую энергию на выходе с одновременным выполнением функций регулирования скорости выходного звена гидродвигателя, реверсирования и превращения одного вида движения в другой.

В состав гидравлического привода входят объемные насосы и гидродвигатели; гидрооборудование, обеспечивающее управление ими, защиту привода от потери рабочей жидкости и от перегрузок; трубопроводы, соединяющие все элементы привода, и рабочая жидкость – энергоноситель, транспортирующий гидравлическую энергию от насоса в гидравлический двигатель.

В гидроприводах приняты следующие определения: объемный насос – гидравлическая машина, создающая поток жидкости с высоким давлением; объемный гидродвигатель – гидравлическая машина, преобразующая энергию жидкости в энергию движения выходного звена; объемный насос-мотор – гидравлическая машина, способная работать в режимах насоса и гидромотора; гидролиния – устройство, предназначенное для перемещения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода. Различают четыре гидролинии: всасывающую, напорную, исполнительную и сливную. Рабочая жидкость – гидравлическое масло, являющееся в гидроприводе энергоносителем.

4.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ

К судовому гидроприводе Морским Регистром предъявляется ряд требований:

1. Гидравлические машины должны рассчитываться исходя из условий их эксплуатации.

2. В рулевых машинах допускается использовать только индивидуальный гидропривод.

3. Гидропривод якорных машин, включенный в групповой гидропривод, должен обслуживаться двумя независимыми насосными агрегатами.

4. В деталях гидравлических машин при условиях, соответствующих рабочему давлению, напряжения не должно превышать 0,4 предела текучести материала.

5. В этих деталях при усилиях, соответствующих давлению открытия предохранительных клапанов, приведенные напряжения не должны превышать 0,95 предела текучести материала детали.

6. Указанные проверки производятся при изготовлении гидропривода. По результатам проверок составляются акты.

7. Трубопроводы гидропривода должны изготавливаться из бесшовных стальных и медных труб.

8. Гидроприводы оборудуются предохранительными клапанами со сбросом масла в сливной трубопровод. Давление срабатывания клапанов должно равняться 1,1 максимального расчетного давления.

9. Гидропривод должен оборудоваться устройствами для удаления из него воздуха, пополнения утечек и слива.

10. В гидроприводе необходимы фильтры определенной пропускной способности и чистоты фильтрации, не прерывающие действие машины при их промывке.

11. Гидропривод должен иметь штатные контрольно-измерительные приборы для осуществления контроля за его работой.

12. Повреждения гидропривода не должны приводить к повреждению приводимой машины.

13. Штоки гидравлических цилиндров должны иметь защиту от пыли и обледенения.

Весьма важным для судового гидропривода является ряд общих и специальных требований:

гидропривод необходимо комплектовать унифицированным оборудованием общепромышленного использования;

по срокам службы он должен отвечать назначению приводимых машин;

нужно соответствие судового гидропривода специфическим морским условиям;

гидропривод должен быть приспособленным к работе при вибрации; необходимо соответствие его санитарным нормам шумности;

массо-габаритные характеристики гидропривода должны быть приемлимыми для применения его на судне;

важно, чтобы гидропривод был экономичным.

Для судового гидропривода особенно важно соответствие климатическим параметрам, принятым в судостроении. Он должен сохранять работоспособность при изменении температуры наружного воздуха от -40°C до $+45^{\circ}\text{C}$; при изменении температуры забортной воды от -1 до $+32^{\circ}\text{C}$. Для него во внутренних помещениях изменение температуры воздуха устанавливается в интервале от $+8$ до $+44^{\circ}\text{C}$. Максимальная температура поверхности при воздействии прямого солнечного излучения назначается равной $+75^{\circ}\text{C}$. Гидропривод должен эксплуатироваться при изменении относительной влажности до 95%.

Устанавливаются требования для работы в условиях качки: гидропривод должен быть приспособленным к работе при устойчивом крене на $25+30^{\circ}$, при бортовой качке с креном на $40+45^{\circ}$ на оба борта и при килевой качке с дифферентом $5+10^{\circ}$.

4.2. ОТЛИЧИЯ, ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ГИДРОПРИВОДА

Из современных приводов возможно сравнивать только электропривод с гидроприводом, поскольку все остальные приводы им уступают по всем характеристикам. При их сравнении выявляются преимущества и недостатки, определяются области применения и направления дальнейшего совершенствования.

При сравнении массы и объемов, занимаемых машинами и пуско-регулирующей аппаратурой, выявляется, что гидравлические машины и аппаратура в $5+10$ раз легче и в $10+20$ раз меньшего объема чем аналогичные электрические машины и аппаратура. Однако системы передачи энергии у гидропривода в $2+4$ раза тяжелее. В этой связи применяют сравнение приводимых машин. Оказывается, что машины с гидроприводом могут быть

на 30% легче и на 50% меньше по занимаемой площади по сравнению с электроприводными машинами.

Второй сравнительной характеристикой является быстрдействие приводов. Моменты инерции гидро- и электропривода разнятся настолько, что ускорения движения в гидроприводе в 5-10 раз больше, чем в электроприводе. Торможение, реверс и разгон равноценных по мощности моторов у гидропривода составляет 0,04 сек., а у электропривода – 1 сек. Распределитель с гидроуправлением срабатывает за 0,01 сек. Распределитель с электромагнитом за 0,1 сек. Средняя скорость гака у гидравлического крана за счет быстрдействия гидропривода становится значительно выше скорости гака электрокрана.

Практикой установлено, что гидравлические краны на 25% производительнее электрических.

Третья сравнительная характеристика приводов – к.п.д. По к.п.д. гидропривод из-за значительных потерь в трубопроводах проигрывает электроприводе. Однако, при тщательном подборе машин и режимов работы гидропривода его к.п.д. может быть достаточно высок.

Если сравнивать приводы по надежности, то надежность является основным достоинством гидропривода. Считается, что число отказов в гидроприводе на порядок меньше чем число отказов электропривода. Надежность гидропривода позволила увеличить срок службы его до 20-40 тыс. часов и обеспечить его эксплуатацию без привлечения персонала со специальным образованием.

При сравнении приводов рассматривается еще и их пожарная безопасность. Поскольку основным источником пожаров на судах является электросистема, а не гидрелинии, гидропривод – пожаробезопасен и применяется на взрывоопасных и пожароопасных судах.

Рассмотрение капиталовложений на постройку гидроприводов показывает, что использование серийного судового гидрооборудования и объединение гидроприводов в групповые однопроводные типовые системы с последовательным включением машин позволяет снизить их первоначальную стоимость до уровня стоимости электромашиного привода. Если же учитывать более высокую эффективность гидропривода и меньшие эксплуатационные расходы на него, то и в этой характеристике гидропривод превосходит электропривод.

Всесторонняя оценка гидропривода позволяет отметить ряд его преимуществ, отличающих гидропривод от других приводов. Это следующее:

1. Гидравлические двигатели могут создавать на выходе большие усилия и крутящие моменты;
2. Разнообразие двигателей и удобство их совмещения с приводимыми машинами;
3. Простота и точность регулирования во всем диапазоне рабочих скоростей;
4. Возможность защиты от перегрузок и стоянки гидропривода под полной нагрузкой;
5. Передача энергии на расстояние с разделением и соединением ее потоков;
6. Дистанционное и автоматическое управление гидромашинами;
7. Малые масса и габариты гидравлических машин и гидроаппаратуры;
8. Надежность и большой срок службы;
9. Простота эксплуатации гидропривода.

Недостатки гидропривода достаточно существенны. Это следующее:

1. Высокая стоимость постройки и ремонта;
2. Сложность монтажа систем трубопроводов;
3. Возможность потери рабочей жидкости и наличие ее непрерывной утечки;
4. Зависимость выходных параметров гидропривода от теплового состояния рабочей жидкости.

4.3. ИНДИВИДУАЛЬНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Простейшим примером индивидуального гидравлического привода является гидропривод водонепроницаемой двери. Принципиальная схема этого гидропривода изображена на рис. 4.1. В таком гидроприводе ручной насос 4 подает под давлением масло из бака 6 в гидроцилиндр 1 по трубопроводу 2. Давлением масла на плунжере гидроцилиндра, соединенного с дверью, создается сила, под действием которой дверь закрывается. В начальный момент для удаления воздуха из насоса и трубопровода масло прокачивается через перемычку с вентилем

3. После перекрытия вентиля производится закрытие двери. Контроль за давлением осуществляется по манометру 5. Насос 4 – объемный насос. Скорость закрытия двери зависит от интенсивности работы качающего, обеспечивающего определенную подачу насоса. Система питания такого привода открытая, поскольку всасывание насосом осуществляется из бака, сообщающегося с атмосферой. Этот привод – дистанционный. Открывается дверь ручным местным приводом.

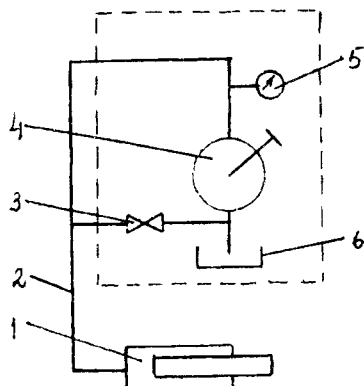


Рис. 4.1. Схема гидропривода водонепроницаемой двери.

4.3.1. Индивидуальный гидравлический привод с объемным регулированием

Индивидуальный гидропривод – привод, в котором гидродвигатель обслуживается отдельным насосом.

Индивидуальные гидроприводы применяются в рулевых машинах, кранах, якорных и швартовых машинах, успокоителях качки, гребных установках.

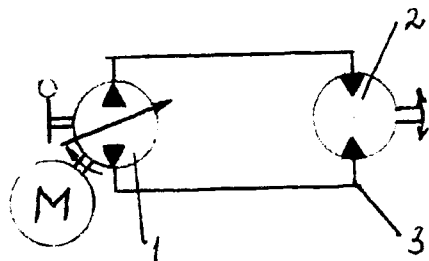


Рис. 4.2. Схема индивидуального гидропривода с насосом регулируемой подачи.

Гидропривод, в котором скорость на выходе регулируется изменением подачи насоса либо изменением расхода через гидродвигатель, называется гидроприводом с объемным регулированием.

Самой простой, имеющей наибольшее распространение, гидросхемой индивидуального гидропривода с объемным регулированием является схема (рис. 4.2), составленная из

электроприводного насоса 1 регулируемой подачи с ручным управлением, регулируемого реверсируемого гидромотора 2 и гидролиний 3, соединяющих входы и выходы машин.

Насос осуществляет преобразование механической энергии электродвигателя в гидравлическую энергию потока перекачиваемой им жидкости. Гидравлическая энергия преобразуется в механическую гидромотором и передается приводимой машине. Передача гидравлической энергии на расстояние от насоса к мотору осуществляется рабочей жидкостью, перекачиваемой по гидролиниям. Регулирование частоты вращения вала гидромотора выполняется изменением подачи насоса, а реверсирование, т.е. изменение направления вращения вала гидромотора, получается изменением направления перекачивания рабочей жидкости насосом.

Регулирование частоты вращения на выходе и реверсирование гидромотора возможно и другими способами. Таким примером является гидропривод, схема которого представлена на рис. 4.3. Этот гидропривод состоит из электроприводного насоса с регулятором постоянной мощности 2, трехпозиционного четырехходового распределителя 3 с ручным управлением, гидромотора 4 и гидролиний 1.

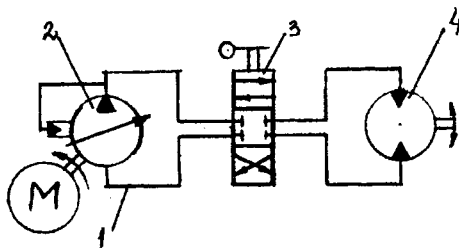


Рис. 4.3. Схема индивидуального гидропривода с регулятором постоянной мощности.

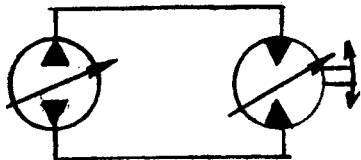


Рис. 4.4. Схема индивидуального гидропривода со смешанным регулированием.

Применяются также индивидуальные гидроприводы, в которых используются насос регулируемой подачи и гидромотор регулируемого расхода (рис. 4.4), т.е. гидроприводы со смешанным регулированием частоты вращения вала мотора.

Существенные различия индивидуальных гидроприводов выявляются при сравнении их характеристик. На

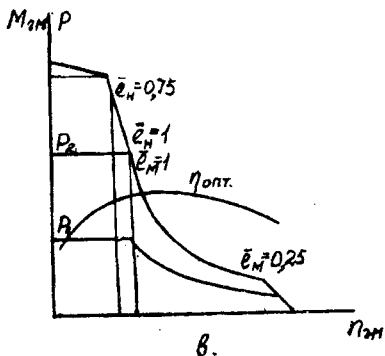
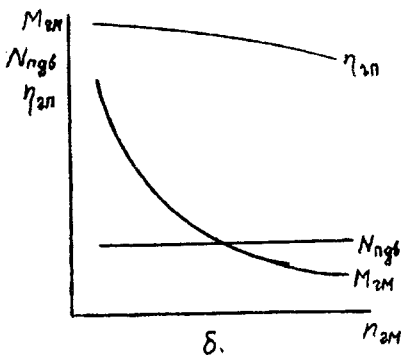
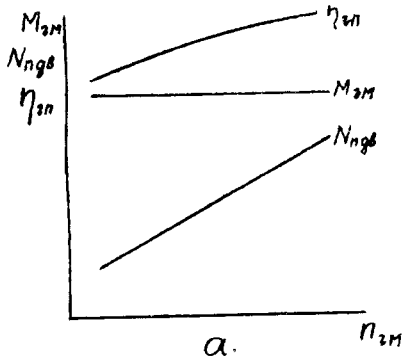


Рис. 4.5. Характеристики индивидуальных гидроприводов.

рис. 4.5а, б, в соответственно представлены характеристики первого, второго и третьего приводов.

Первый привод характеризуется постоянством момента на валу гидромотора (рис. 4.5а). Примером такого привода служит привод гидравлической лебедки, развивающий определенный момент при подъеме груза. Момент при поднимании пустого гака – минимальный. Любой другой момент, развиваемый лебедкой, определяется массой груза. Мощность привода лебедки при постоянном моменте находится в линейной зависимости от частоты вращения вала гидромотора. Этот привод универсален, поскольку может развивать любой момент при любой частоте вращения вала гидромотора, т.е. он пригоден для любой машины: рулевой машины, успокоителя качки, лебедки и т.п. Гидропривод с такими характеристиками не применяется в грузоподъемных машинах, поскольку при подъеме грузов большой массы не используется полная мощность привода из-за того, что такие работы выполняются на малых частотах вращения вала гидромотора.

Для грузоподъемных машин используется привод с характеристиками, представленными на рис. 4.5б. Насос в этом приводе развивает посто-

янную мощность. В таком гидроприводе момент обратно пропорционален частоте вращения вала. Экономичность привода мало отличается от экономичности первого привода, а мощность существенно меньше, меньше масса, габариты и стоимость.

Характеристики гидропривода со смешанным регулированием частоты вращения вала мотора представлены на рис. 4.5в. При подъеме тяжелых грузов частота вращения вала гидромотора по этим характеристикам регулируется изменением параметра регулирования насоса e_n , т.е. подачи насоса.

В режиме с номинальным моментом $M_{гmn}$ насос развивает номинальное давление и полную подачу при параметре регулирования насоса $e_n = 1$. В этом режиме параметр регулирования гидромотора $e_m = 1$, частота вращения вала достигает номинальное значение n_n .

При моменте $M_{гм} < M_{гmn}$ возможно увеличение частоты вращения вала гидромотора. Для этого уменьшается параметр регулирования гидромотора, т.е. уменьшается его рабочий объем. В таком режиме момент, развиваемый гидромотором, сохраняется за счет перехода на более высокое давление, увеличивается соответственно и мощность привода. Граничным режимом работы привода является режим номинальной мощности. На характеристике это граничная кривая, близкая по начертанию к гиперболе. Вверху она стыкуется с характеристикой предохранительного клапана, справа – с графиком частоты при $e_m = 0,25$, при которой гидропривод работает еще без самоторможения гидромотора.

Запускается такой гидропривод в любом случае при $e_m = 1$ и $e_n = 0$. Давление, развиваемое насосом, в конце пуска зависит от нагрузки – момента на валу гидромотора. Оно при работе привода должно быть меньше давления регулировки срабатывания предохранительного клапана. Частота вращения вала, достижимая в этом режиме, зависит от мощности привода. Наряду с графиками параметров регулирования насоса и мотора на характеристики наносят изобары и кривые равных к.п.д. Такая характеристика называется топографической. Она позволяет определить интервал частот, нагрузку, при которых достигается оптимальный режим работы привода. Для этого на топографической характеристике наносится изобара, прохо-

дующая через область наивысших к.п.д., и затем кривая оптимального к.п.д. привода в зависимости от частоты вращения вала гидромотора.

Теоретическое значение частоты вращения вала гидромотора при объемном регулировании рассчитывается при условии равенства теоретических подачи насоса и расхода через гидромотор $Q_{\text{ТН}} = Q_{\text{ГМ}}$.

После подстановки значений подачи и расхода получается запись

$$2\bar{e}_n \frac{\pi d_n^2}{4} n_n z_n e_{n \max} = 2\bar{e}_{\text{ГМ}} \frac{\pi d_{\text{ГМ}}^2}{4} n_{\text{ГМ}} z_{\text{ГМ}} e_{\text{ГМ} \max}.$$

Откуда

$$n_{\text{ГМ}} = n_n \frac{\bar{e}_n}{e_{\text{ГМ}}} \frac{d_n^2 z_n e_{n \max}}{d_{\text{ГМ}}^2 z_{\text{ГМ}} e_{\text{ГМ} \max}} = n_n \frac{\bar{e}_n}{e_{\text{ГМ}}} K,$$

где $K = \frac{d_n^2 z_n e_{n \max}}{d_{\text{ГМ}}^2 z_{\text{ГМ}} e_{\text{ГМ} \max}}$ – коэффициент, характеризующий конструктивные параметры гидропривода, составленного из радиально-поршневых машин.

Для аксиально-поршневых машин после подстановки значений Q_n и $Q_{\text{ГМ}}$ получается

$$2R_n \frac{\pi d_n^2}{4} n_n z_n \bar{E}_n \sin \gamma_{n \max} = 2R_{\text{ГМ}} \frac{\pi d_{\text{ГМ}}^2}{4} n_{\text{ГМ}} z_{\text{ГМ}} \bar{E}_{\text{ГМ}} \sin \gamma_{\text{ГМ} \max}.$$

После преобразований частота вращения вала гидромотора

$$n_{\text{ГМ}} = n_n \frac{\bar{E}_n}{\bar{E}_{\text{ГМ}}} K, \text{ где } K = \frac{R_n d_n^2 z_n \sin \gamma_{n \max}}{R_{\text{ГМ}} d_{\text{ГМ}}^2 z_{\text{ГМ}} \sin \gamma_{\text{ГМ} \max}}.$$

При определении действительной частоты вращения вала гидромотора необходимо учитывать объемные потери в насосе и моторе, поэтому действительная частота вращения $n_{\text{ГМд}} = n_{\text{ГМ}} \eta_{\text{ОН}} \eta_{\text{ОГМ}}$.

4.3.2. Индивидуальный гидравлический привод с дроссельным регулированием

В индивидуальном гидроприводе наряду с объемным применяется дроссельное регулирование скорости выхода гидродвигателя. При таком способе регулирования применяются нерегулируемые насосы и гидродвигатели, что значительно упрощает привод, уменьшает его стоимость. В этом приводе применяются четыре принципиальные гидросхемы. На рис. 4.6а изображена схема привода с дросселем, установленном “на входе”.

В таком приводе насос 3 при холостом ходе перекачивает масло в бак 1 через распределитель 4, установленный на "стоп". Насос в этом режиме имеет минимальный расход энергии. При работе привода с нагрузкой распределитель 4 устанавливается в левую позицию, обратный клапан 5 отключает

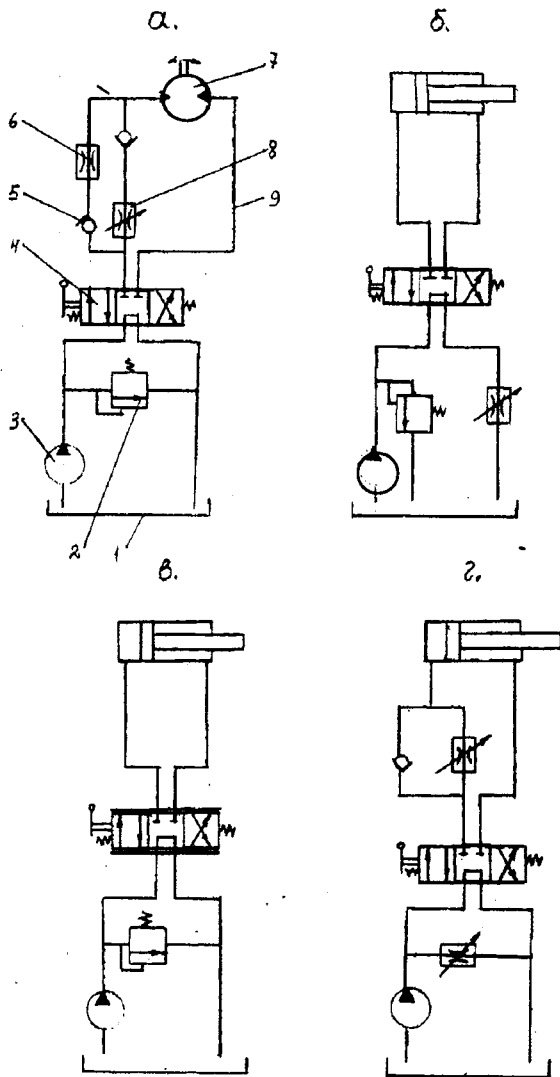


Рис. 4.6. Схема привода с дросселем.

чает ограничитель расхода б и поэтому вся подача насоса в начале пуска идет через переливной клапан 2. С открытием дросселя 8, установленного “на входе” в гидромотор 7, подача насоса разделится. Часть ее пойдет в мотор, остальная – через переливной клапан. Масло, идущее на перелив, дросселируется при перепаде от давления нагнетания до давления в факе. Скорость на выходе гидромотора зависит от степени открытия дросселя, характеристики переливного клапана, нагрузки привода. Если давление регулировки переливного клапана меньше давления, соответствующего нагрузке, то гидромотор не запустится, поскольку рабочая жидкость полностью пойдет на перелив. В случае, когда сумма давления нагрузки и сопротивления дросселя меньше давления регулировки переливного клапана, гидропривод на выходе будет иметь постоянную номинальную скорость. Поэтому при переводе гидропривода на новую нагрузку должна проводиться регулировка переливного клапана. В гидроприводе может устанавливаться нерегулируемый дроссель. При использовании такого дросселя гидропривод работает в условиях саморегулирования. Со снижением нагрузки скорость будет увеличиваться, при увеличении – снижаться. Для реверса гидромотора золотник распределителя устанавливается в правую позицию. Направление потока в исполнительных линиях 9 изменяется на противоположное. С целью обеспечения регламентированного слива из гидромотора, который находится под действием нагрузки, установлен ограничитель расхода б. С помощью этого ограничителя достигается соответствие между подачей насоса и сливом из гидромотора.

На схеме б) с гидроцилиндром дроссель установлен “на выходе”, т.е. не в нагнетательной, а в сливной линии. Такое использование дросселя обеспечивает устойчивое действие цилиндра за счет противодействия в нерабочей полости.

Гидроприводы, выполненные по схемам а) и б), равноценны по своей экономичности.

В гидросхеме в) дросселирование осуществляется распределителем на входе и выходе в гидродвигатель, перелив рабочей жидкости идет через переливной клапан.

Более экономичным является привод с гидросхемой г). В этом гидроприводе дроссель запараллелен с гидроцилиндром. Потери в нем свя-

заны только с перепуском части подачи насоса для уменьшения скорости выхода. На бесштоковой рабочей полости цилиндра, как правило, устанавливается ограничитель слива.

Взаимодействие элементов гидроприводов с дроссельным регулированием отражается в их регулировочных характеристиках. Для построения характеристик гидропривода с дросселем, установленным на входе (рис. 4.7а), сначала строят характеристики отдельных элементов привода, затем характеристики взаимодействия всех элементов для определенных режимов его работы. Характеристика насоса обозначена позицией 1, гидродвигателя – 2, трубопроводов с дросселем на входе в гидродвигатель – 3 и переливного клапана – 4.

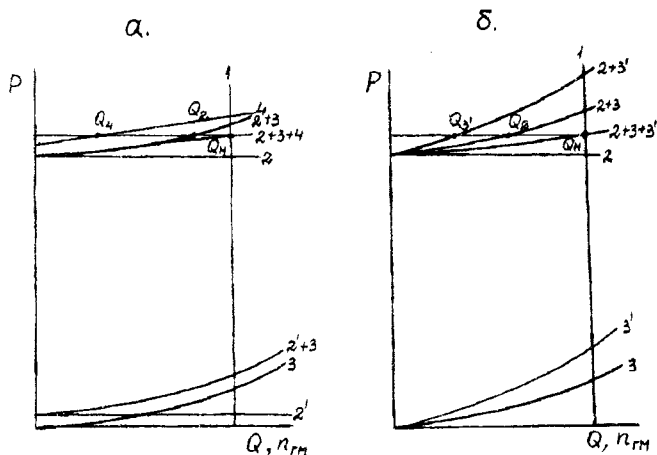


Рис. 4.7. Регулировочные характеристики гидропривода с дроссельным регулированием.

Для получения параметров работы нерегулируемого гидропривода необходимо объединить характеристики 2 и 3 в общую характеристику 2+3. Точка пересечения характеристик 1 и 2+3 явится рабочей точкой гидропривода. Давление в этой точке – нагрузка насоса. Подача насоса при таком давлении определяет частоту вращения вала гидромотора. Ввод в действие в трубопроводе, параллельном нагнетательной линии, переливного клапана меняет режим работы гидропривода, поскольку эти элементы имеют общую характеристику 2+3+4, отличающуюся от характеристики 2+3. В таком режиме рабочая точка

лежит ниже, давление, развиваемое насосом, понижается. Уменьшается частота вращения вала гидромотора, поскольку расход через него равен Q_2 . Остальная часть подачи, равная Q_4 , проходит через переливной клапан в бак. При использовании нерегулируемого дросселя изменение нагрузки приводит к изменению частоты вращения вала гидромотора. При уменьшении нагрузки характеристика 2+3 проседает и перелив через клапан 4 уменьшается, частота вращения вала мотора увеличивается, и, наоборот, при увеличении нагрузки перелив увеличивается, частота вращения вала мотора уменьшается. Для устранения этого недостатка, т.е. для расширения диапазона регулирования частоты, в гидросхему вводят регулируемый дроссель. При изменении его сопротивления меняется крутизна характеристики 3, объем переливаемой жидкости, и, следовательно, частота вращения вала гидромотора.

Если нагрузка привода характеризуется графиком 2', а общая характеристика нагрузки – графиком 2'+3, то рабочая точка гидропривода оказывается в диапазоне давлений меньших давления срабатывания переливного клапана, и частота вращения вала мотора будет определяться полной подачей насоса.

При обратном направлении вращения вала гидромотора распределитель действует по правой позиции, направление движения рабочей жидкости меняется.

Слив из гидромотора через ограничитель расхода происходит под действием прежней нагрузки, насос разгружен. Частота вращения вала всегда одинакова, поскольку слив через ограничитель расхода равен подаче насоса. Частоту вращения в этом режиме не регулируют.

Регулировочные характеристики гидропривода с дросселем на выходе имеют одинаковое начертание с характеристиками гидропривода, выполненного по схеме а). Аналогичны им и регулировочные характеристики гидропривода собранного по схеме в).

Регулировочные характеристики привода с дросселем, установленным на трубопроводе, параллельном гидродвигателю, изображены на рис. 4.7б. На них характеристика насоса представлена графиком 1, нагрузка – графиком 2, сопротивление основного трубопровода – параболой 3 и перепускного трубопровода с дросселем – параболой 3'. В рабочем режиме трубопроводы привода вместе с нагрузкой имеют характе-

ристку 2+3+3'. Подача насоса делится на два потока. Поток Q_2 направляется в цилиндр, другой – сливается в бак. Изменение сопротивления дросселя позволяет регулировать перепуск и, следовательно, изменить скорость на выходе гидроцилиндра.

Наряду с регулировочными характеристиками гидропривода с дроссельным регулированием, определяющими взаимодействие отдельных элементов привода, применяются нагрузочные характеристики, показывающие взаимозависимость выходных показателей – скорости поршня v_n и усилия на штоке F . Нагрузочные характеристики для гидроприводов с дросселем, установленным на входе, выходе и при регулировании дросселированием в распределителе, представлены на рис. 4.8а.

На характеристиках \bar{f} – параметр регулирования. Это степень открытия проходимого сечения дросселя либо регулирующего распределителя. Из характеристик видно, что в гидроприводах, выполненных по схемам а), б) и в) на рис. 4.6, для увеличения скорости выхода необходимо увеличивать параметр регулирования и уменьшать в гидроприводе со схемой г).

Гидроприводы с дроссельным регулированием малоэкономичны. Особенно низка экономичность приводов, в которых одновременно идет дросселирование и перепуск рабочей жидкости. Расчет к.п.д. выполняется по регулировочным характеристикам с учетом к.п.д. насоса. В натуральных усло-

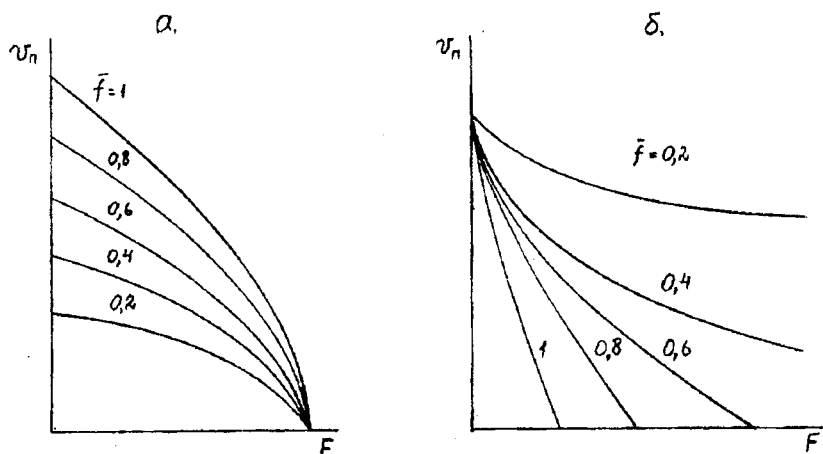


Рис. 4.8. Нагрузочные характеристики гидропривода с дроссельным регулированием.

виях к.п.д. определяется отношением полезной мощности привода к затраченной.

4.4. ГИДРОПРИВОДЫ ГЛАВНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Объемный гидропривод в главных энергетических установках применяется на рыболовных судах, буксирах, катерах, где установки работают на частичных режимах. Целесообразность использования объемного гидравлического привода в этих условиях подтверждается результатами анализа к.п.д. различных типов установок при изменении частоты вращения гребного вала (рис. 4.9). На этом рисунке график 1 – к.п.д. установки с объемным гидроприводом, состоящим из нескольких насосов и одного гидромотора; график 2 – к.п.д. установки с прямой передачей на вал; кривая 3 – к.п.д. установки с гидродинамической передачей и график 4 – к.п.д. гидравлического привода с дроссельным регулированием.

Гидроприводы главных энергетических установок выполняются по схеме универсального гидропривода с объемным регулированием, изображенной на рис. 4.10.

В таком приводе один нерегулируемый гидромотор и несколько насосов регулируемой подачи с дизельным приводом. Для обеспечения действия гидропривода предназначены блок агрегатов гидросистемы 1, блок управления 3 и блок питания 2. В блок 1 входят предохранительные кла-

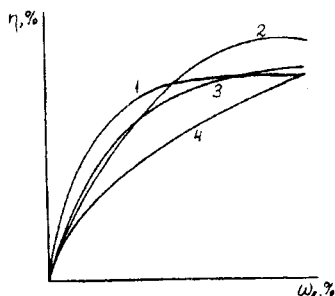


Рис. 4.9. К.п.д. энергетических установок.

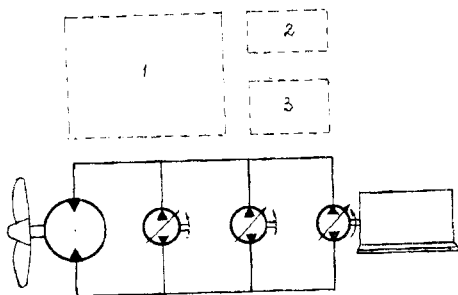


Рис. 4.10. Гидропривод главной энергетической установки.

паны, система подпитки и быстродействующий клапан разгрузки привода. Блок 3 состоит из аппаратуры, обеспечивающей регулирование подачи насосов. Блок питания 2 – из насосных агрегатов систем управления, подпитки, перекачки рабочей жидкости, маслоохладителей и баков сбора и хранения жидкости.

Компоновочные схемы гидроприводов главных энергетических установок представлены на рис. 4.11.

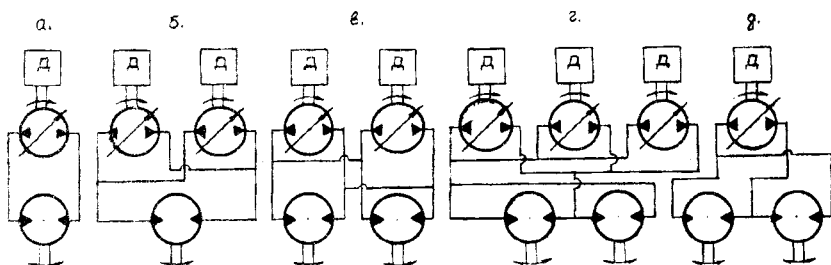


Рис. 4.11. Компоновочные схемы гидроприводов.

Для установок малой и средней мощности применяется схема а). Вторая схема, состоящая из двух дизель-насосных агрегатов и одного гидромотора, предназначена для работы установки в двух режимах с одним либо двумя агрегатами. Каждый из режимов характеризуется высокой эффективностью, поскольку агрегаты в них работают с полной нагрузкой. В схеме в) за счет соединения гидроприводов левого и правого бортов повышается безотказность установки. Для компоновки установок большой мощности применяют схему с повышенной безотказностью и тремя режимами работы одним, двумя и тремя насосами. В последней гидросхеме предусмотрено повышение пропульсивного к.п.д. за счет увеличения гидравлического сечения гребных винтов.

Гидроприводные энергетические установки выполняются в соответствии со следующими требованиями:

1. Насосные агрегаты на заданных режимах должны работать с полной нагрузкой для достижения наивысшего к.п.д.
2. Управление установкой должно осуществляться автоматически.
3. В установке должны предусматриваться отборы гидравлической энергии для приводов вспомогательных машин.

4. Масса и габариты установки должны быть наименьшими.

5. Установка должна быть безотказной и простой в эксплуатации.

Расчет параметров и выбор элементов энергетической установки с объемным гидравлическим приводом выполняется после определения мощности, которую необходимо подвести к винту для обеспечения заданной скорости судна и расчета параметров винта.

После расчета винта задаются выходные данные для расчета и выбора элементов гидропривода. Такими данными являются мощность гидромотора $N_{ГМ}$, угловая скорость на швартовых $\omega_{вш}$ и на свободном ходе $\omega_{всх}$, равная угловой скорости вращения вала гидромотора $\omega_{ГМ}$.

Первым этапом расчета является выбор максимального рабочего давления p_{max} и давления подпитки $p_{под}$. По этим давлениям определяется перепад давления, срабатываемый в гидромоторе на швартовном режиме $p_{ш} = p_{max} - p_{под}$, а затем перепад давления на ходовом режиме

$$p_{сх} = p_{ш} \frac{\omega_{вш}}{\omega_{ГМ}}.$$

По полученными данным рассчитывают характерный объем гидромотора

$$w_{ГМ} = \frac{N_{ГМ}}{\omega_{ГМ} p_{сх}}.$$

Так получаются выходные данные для выбора гидромотора – второго этапа расчета. Теперь выходными являются $p_{сх}$, $W_{ГМ}$, $\omega_{ГМ}$ и $N_{ГМ}$.

По этим данным из каталога выбираются p_k , W_k , ω_k , N_k , $\eta_{ок}$, $\eta_{мк}$ и рассчитываются рабочие параметры выбранного гидромотора

$$p = \frac{N_{ГМ}}{\omega_{ГМ} w_k}; p_{ш} = p \frac{\omega_{ГМ}}{\omega_{вш}}; \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{p \omega_k (1 - \eta_{ок})}{p_k \omega_{ГМ} \eta_{ок}}}; \eta_n = \frac{1}{1 + \frac{p_k (\frac{\omega_k}{\omega_{ГМ}})^2 (1 - \eta_{мк})}{p \omega_{ГМ} \eta_{мк}}}.$$

На третьем этапе определяется подача насоса и выполняется его выбор по каталогам.

Подача насоса рассчитывается за параметрами гидромотора

$$Q = \frac{K w_k \omega_{ГМ}}{\eta_o},$$

коэффициент $K = 1,15 + 1,20$. Выбирается насос по Q и $p_{ш}$. Двигатель, обслуживающий такой насос, должен иметь следующие параметры $N_{дв} \geq N_n$ и $\omega_{дв} = \omega_n$.

Запуск и вывод главных двигателей в гребных установках с объемным гидроприводом на эксплуатационные параметры производится при отсутствии подачи насоса.

Для разгона судна подача насосов постепенно увеличивается до заданного значения изменением параметра регулирования. Реверсирование гребного винта достигается изменением направления потока рабочей жидкости. Параметр регулирования при этом уменьшается до нуля, а затем с противоположным знаком доводится до заданного значения.

В ходовом режиме необходимость регулирования возникает в связи с изменением условий плавания. Задача регулирования обычно сводится к обеспечению постоянства заданной мощности гребного гидромотора при всех изменениях внешней нагрузки.

На рис. 4.12 показаны три винтовые характеристики I, II, III. Это зависимости момента на винте от его угловой скорости при свободном ходе; на мелководье, при встречном ветре либо при движении во льдах и на последнем графике – зависимость $M_{гмш} = f(\omega_в)$ – зависимость момента гидромотора от его угловой скорости на швартовном режиме.

Механические характеристики гидропривода – графики 1, 2, 3. Характеристики 1', 2', 3' – гиперболы постоянной мощности $N_{гм} = M_{гм} \omega_{гм}$ на режиме номинальной мощности и на частичных режимах.

При нормальных условиях плавания гидропривод работает в номинальном режиме, характеризуемом параметрами точки А. Точка А – точка пересечения графиков I, 3 и 1'. Режим перегрузки привода характеризуется точкой Б. Такой режим, например, наблюдается когда судно движется при встречном ветре и винтовая характеристика становится круче (парабола II), а механическая характе-

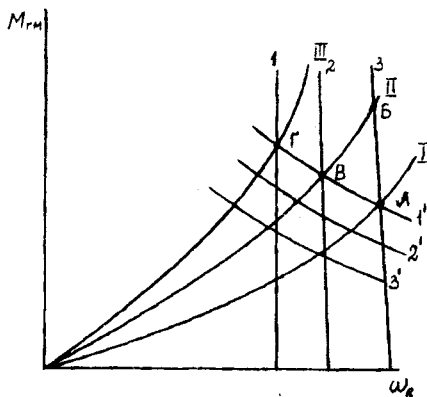


Рис. 4.12. Характеристики объемного гидропривода и гребного винта.

ристика привода остается прежней (прямая 3). Поскольку перегрузка гидропривода недопустима необходимо изменить режим его работы с сохранением номинальной мощности. Таким режимом является режим точки В. Этот режим характеризуется другой механической характеристикой – графиком 2. В этом режиме сохраняется мощность, увеличивается момент и соответственно уменьшается угловая скорость вращения вала гидромотора. Перевод гидропривода в этот режим достигается изменением параметра регулирования.

Для гребных гидроприводов, состоящих из нескольких насосных агрегатов, рекомендуется смешанный способ регулирования. При переходе на частичный режим часть агрегатов отключается. Действующие агрегаты работают с номинальной нагрузкой и наибольшим к.п.д. Изменение угловой скорости на частичных режимах производится параметром регулирования, если такая необходимость появляется. Чтобы выполнять регулирование, этот параметр на длительном режиме эксплуатации привода должен равняться $0,5+0,6$.

4.5. ГИДРОПРИВОДЫ РУЛЕВЫХ МАШИН

В гидравлических рулевых машинах применяются только индивидуальные гидроприводы. В них используются насосы регулируемой подачи, в основном, аксиально-поршневые и постоянной подачи – шестеренные, пластинчатые, винтовые. Рулевые машины оснащаются плунжерными и лопастными приводами, реже встречаются поршневые рулевые машины с гидравлическими цилиндрами двухстороннего действия.

На рис. 4.13 изображена гидросхема двухконтурной рулевой машины. На схеме позицией 1 обозначены предохранительные клапаны насосов; 2 – насосы регулируемой подачи; 3 – гидроуправляемые запорные клапаны насосов; 4 – клапаны кольцевания; 5 – клапаны управления кольцеванием системы; 6 – четырехцилиндровый плунжерный привод; 7 – перепускные клапаны плунжерного привода.

Для обеспечения безотказности рулевой машины в гидросхеме предусмотрено два отдельных контура. В составе одного контура насос и два соосных цилиндра, во второй контур также входят насос и два цилиндра. Каждый насос через систему кольцевания соединяется не только со

своей парой цилиндров, но и с цилиндрами отключенного насоса, обеспечивая заданное время перекладки руля и создание необходимого крутящего момента. Включение второго насоса осуществляется в тот же контур. Это приводит к увеличению скорости перекладки руля вдвое.

При “единичном отказе” рулевой машины, связанным с началом потери рабочей жидкости из системы, в двухконтурной рулевой машине автоматически производится определение аварийного контура, отключение его и включение в действие контура, который находится в нормальном техническом состоянии. Такая операция выполняется за время не более 45 сек., что исключает потерю рабочей жидкости из рулевой машины и гарантирует восстановление нормальной управляемости судна.

В случае возникновения отказа давление в системе управления и подпитки уменьшается и подается сигнал на клапан управления 5. Если в момент отказа в действии находится левый насос, то сигнал подается на ле-

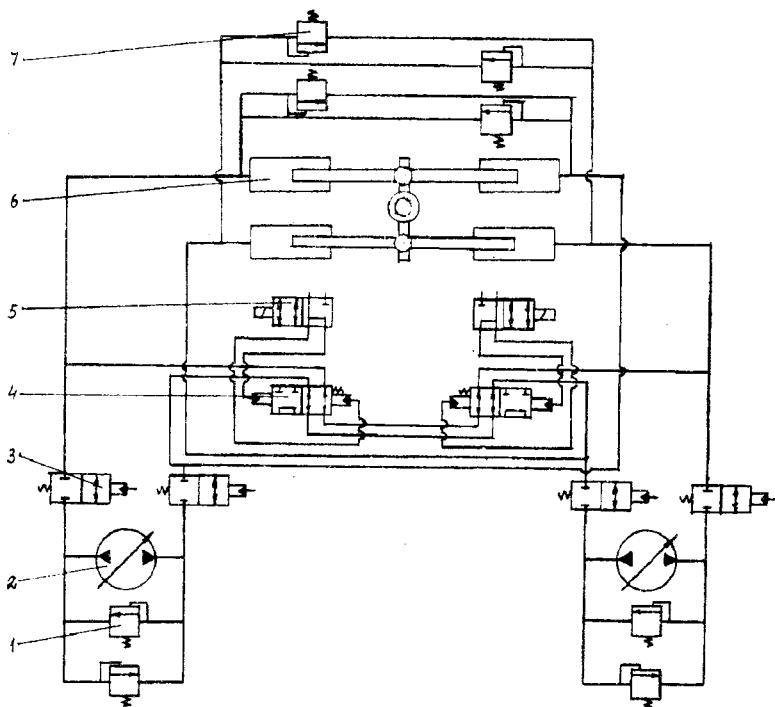


Рис. 4.13. Гидросхема двухконтурной рулевой машины.

вый клапан управления 5, золотник клапана электромагнитом смещается вправо, рабочая жидкость из системы управления поступает в левую полость левого клапана кольцевания 4 и перемещает золотник вправо. Этим действием байпасируется рабочий контур правого насоса, включение которого выполнено автоматически. Управление рулем осуществляется левым насосом при помощи двух цилиндров.

Теперь действуют два контура. Один из них находится в работе, другой байпасирован. Указателем на отказавший контур является уменьшение давления в его системе управления и подпитки, поскольку в системе, где нет утечки, давление восстановится до его рабочего значения.

Если давление в контуре управления левого насоса восстановилось, то он остается в работе, а правый автоматически выключается и его контур остается байпасированным.

В случае перехода на действие правого насоса автоматически отключается левый насос и байпасируется его контур.

Скорость переключки руля увеличивается вдвое, а крутящий момент машины вдвое уменьшается, поскольку действовать остаются два соответствующих соосных цилиндра.

На рис. 4.13 изображена только исполнительная система. Кроме нее необходимы система управления, подпитки, дренажная система, система трубопроводов контрольно-измерительных приборов, система заполнения и опорожнения рулевой машины от масла, система фильтрации рабочей жидкости и автоматическая система поиска отказа и восстановления работоспособности рулевой машины.

Рассмотренная гидросистема позволяет использовать только три варианта включения цилиндров, что отличает ее от гидросхем рулевых машин, в которых нет систем кольцевания, предусматривающих пять вариантов включений.

Гидравлические рулевые машины любой мощности могут обслуживаться не только насосами регулируемой подачи, но и насосами постоянной подачи, причем в таких машинах могут применяться насосы различных конструкций.

На рис. 4.14 представлена гидросхема рулевой машины РЭГ-ОВИМУ-7 с насосом постоянной подачи. На рисунке обозначены: 1 – бак, 2 – пре-

дохранительный клапан, 3 – электроприводной насос, 4 – гидроаккумулятор, 5 – золотниковый распределитель, 6 – золотниковый распределитель слива, 7 – перепускные клапаны, 8 – лопастный рулевой привод.

Из гидросхемы видно, что в приводе использована открытая система питания. Защита насоса от перегрузки осуществляется клапаном 2. Клапаны 7 применяются для защиты от перегрузки лопастного привода. В действующей машине насос работает с постоянной подачей. В паузах между перекладками руля масло сливается в бак при нейтральном положении золотников распределителей 5 и 6. Для перекладок руля золотники распределителей устанавливаются в рабочие положения. Золотник распределителя 6 перекрывает слив, а золотник распределителя 5 направляет масло в рулевой привод в соответствии с заданием на перекладку. Аккумулятор 4 используется в моменты полного перекрывания каналов в распределителях для исключения возникновения пиковых давлений. В таких рулевых машинах может использоваться любое количество насосов. Необходимы контрольно-измерительные приборы и дренажные трубопроводы. Машина работает в следящем режиме с жесткой обратной связью либо в автоматическом режиме.

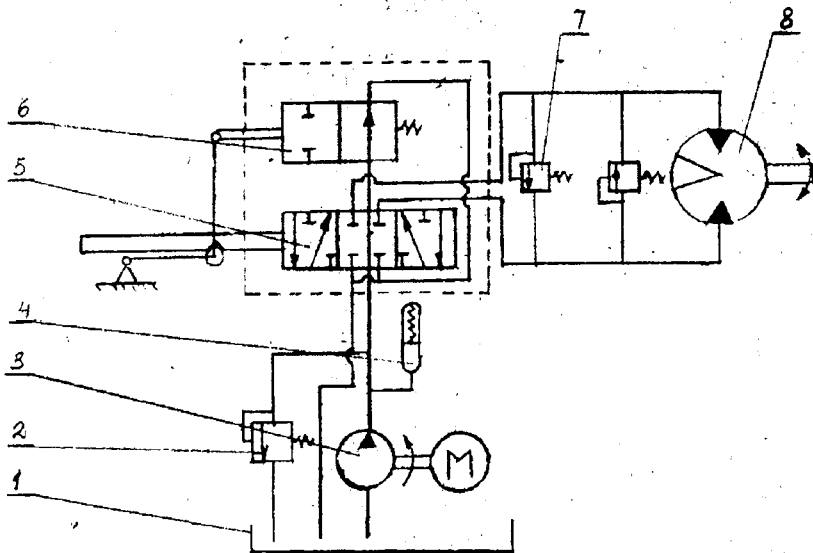


Рис. 4.14. Гидросхема рулевой машины РЭГ-ОВИМУ-7.

4.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ЯКОРНО-ШВАРТОВНЫХ МАШИН

Электрогидравлический шпиль ШЭГ-2 предназначен для подъема якоря с массой 2250 кг. Средняя скорость подъема якоря и выбирания швартова шпилем равна 19 м/мин. Тяговое усилие на швартовном барабане составляет 50 кН. Гидропривод шпиля расположен под главной палубой. С помощью гидропривода возможна отдача и выбирание каждой якорь-цепи, а также травление и выбирание одного швартова.

На рис. 4.15 изображена гидросхема шпиля. На этой схеме 1 – масляный бак, 2 – обратные клапаны, 3 – мановакуумметры, 4 – электроприводной насос регулируемой подачи. 5 – предохранительные клапаны, 6 – двухклапанные коробки, 7 – клапаны системы удаления из главных линий воздуха, 8 – гидромоторы двух якорно-швартовных шпилей.

Насос 4 и гидромоторы 8 – радиально-поршневые насосы ЭМН-9. Насос 4 приводится в действие электродвигателем мощностью 38 кВт при частоте 735 об/мин. Это регулируемый насос. Два других насоса с постоянным эксцентриситетом используются в качестве гидромоторов. Предохранительные клапаны 5 отрегулированы на давление 12,7 МПа. Распределение масла в гидроприводе осуществляется с помощью двухклапанных коробок 6. Выпуск воздуха из системы производится в дренажный трубопровод через клапаны 7. Гидропривод выполнен с закрытой системой

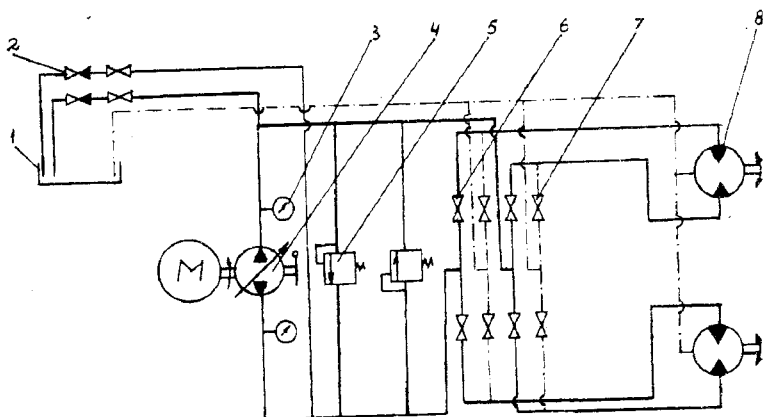


Рис. 4.15. Гидросхема якорно-швартовного шпиля.

питания. При появлении вакуума в сливных трубопроводах гидропривод подпитывается из бака 1 через обратные клапаны 2 системы подпитки. В гидроприводе используется масло Т-46. Управление шпилем осуществляется дистанционно.

В шпиле для снижения частоты вращения валов гидромоторов применены двухступенчатые редукторы.

В правилах Регистра допускается включение якорных машин в групповой гидропривод. Шпиль ШГ-3 гидрофицирован включением его в групповой гидропривод. Шпиль ШГ-3 предназначается для подъема якоря массой в 400 кг. Скорость подъема якоря и выбирание швартова этим шпилем – 18 м/мин. Тяговое усилие на швартовном барабане – 15 кН. Расход масла в гидромоторе равен 180 л/мин при давлении 5,5 МПа. Гидросхема этой машины представлена на рис. 4.16. В шпиле применен высокомоментный гидромотор. От перегрузок гидромотор защищен перепускными клапанами, в схему включен байпасный клапан. Распределитель имеет пружинный возврат золотника в среднее положение и гидроуправление. На выходе гидропривода установлен регулятор расхода рабочей жидкости для ограничения скорости.

Гидропривод якорно-швартовных машин часто имеет два источника питания рабочей жидкостью. На рис. 4.17 приведена гидросхема шпиля ШЭГ-8 с двумя источниками питания: питанием от индивидуального насоса и из системы группового гидропривода.

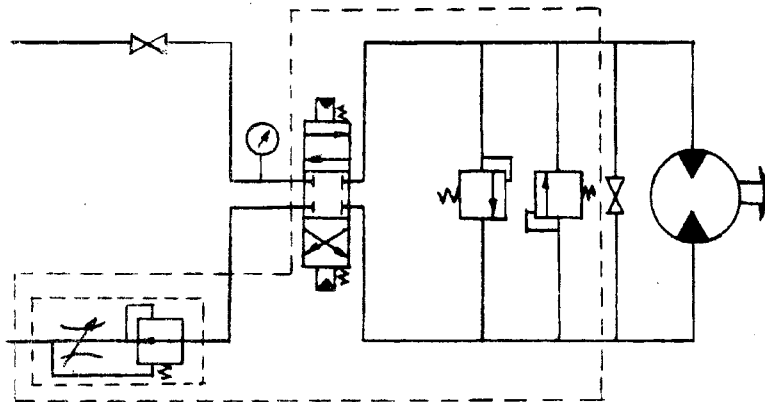


Рис. 4.16. Гидросхема шпиля ШГ-3.

На схеме позицией 1 обозначен индивидуальный насос шпилья, 2 – дроссель, 3 – предохранительный клапан, 4 – пневмогидроаккумулятор, 5 – распределитель, 6 – регулятор скорости, 7 – гидротормоз, 8 – распределитель гидротормоза, 9 – распределитель регулятора скорости и 10 – распределитель холостого хода.

Из гидросхемы видно, что насос 1 постоянной подачи может обеспечивать питание гидромотора шпилья и осуществлять подачу в групповой гидропривод. Для этого открываются запорные клапаны, показанные на схеме слева. Заполнение системы маслом производится с помощью ручного насоса из масляного бака через фильтр. Все это представлено на схеме слева. Основной и вспомогательный насосы при действии шпилья от системы питания группового привода отключаются обратными клапанами. Всасывание насоса 1 может осуществляться из масляного бака либо из системы группового привода. На холостом ходу основной насос работает “на себя” через распределитель 10 и дроссель 2, поддерживающий на сливе определенный подпор, необходимый для подзарядки гидроаккумулятора 4. Защита от перегрузок в приводе обеспечивается предохранительным клапаном 3. Включается шпиль в работу переключениями распределителей. Распределителем 10 насос включается “на работу”. Для расторможения используется распределитель 8. Управление гидромотором шпилья осуществляется распределителем 7.

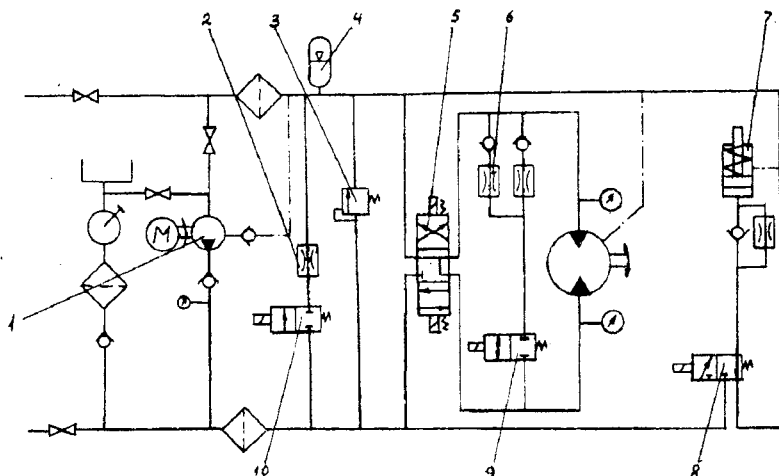


Рис. 4.17. Гидросхема шпилья ШЭГ-8.

телем 5. Изменение скорости – распределителем 9. Наибольшая скорость достигается при отключенном распределителе 9. Уменьшается скорость включением распределителя за счет перепуска части подачи насоса через регулятор скорости 6. Для фильтрации масла в системе установлены фильтры в нагнетательной и сливной линиях. Дренажные трубопроводы насоса и гидромотора оснащены обратными клапанами для защиты при повышении давления в сливной линии. Перевод шпиля на работу от системы группового гидропривода осуществляется при выключенном насосе 1 открыванием запорных клапанов. В этом режиме управление шпилем выполняется распределителями 8 и 5.

Индивидуальный гидравлический привод используется в автоматических швартовных лебедках. Гидросхема такого привода изображена на рис. 4.18. В гидропривод лебедки входят: 1 – насос подпитки, 2 – насос с регулятором постоянного давления, 3 – насос постоянной подачи, 4 – предохранительный клапан, 5 – фильтр, 6 – распределитель автоматического режима работы лебедки, 7 – нерегулируемый высокомоментный гидромотор, 8 – обратный клапан, 9 – распределитель, используемый для включения подачи насоса 3. Все насосы имеют общий электропривод. Насос 1 служит для подпитки закрытой системы питания основного насоса. Масло, идущее на перелив, проходит через фильтр 5. Для защиты исполнительных линий и гидромотора 7

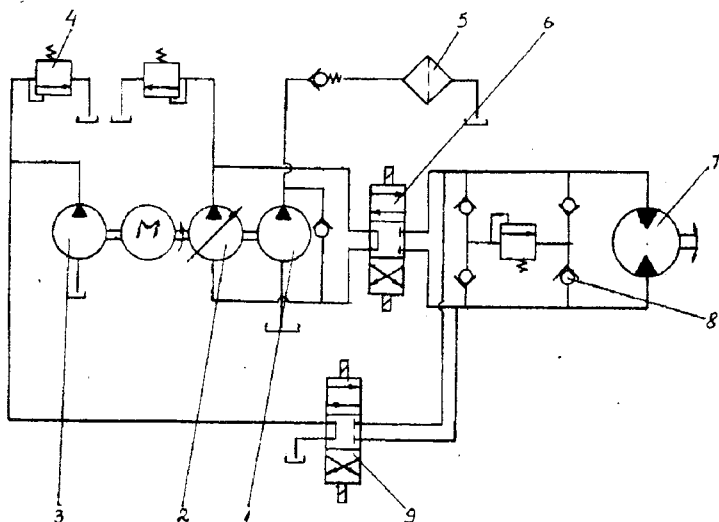


Рис. 4.18. Гидросхема привода автоматической швартовной лебедки.

используется один предохранительный – перепускной клапан, включающийся в исполнительные линии посредством обратных клапанов 8. При швартовке могут использоваться два насоса: основной 1 и дополнительный 3, существенно увеличивающий скорость выбирания швартова.

В автоматическом режиме лебедки постоянное натяжение швартова создается за счет поддержания неизменным давления с помощью насоса 2, имеющего регулятор постоянного давления. При уменьшении натяжения швартов выбирается, т.к. со снижением давления нагнетания регулятором увеличивается подача насоса. Если натяжение не меняется, то насос создает подачу достаточную только для покрытия перетечек. В случае увеличения натяжения и стравливания швартова насос 2 работает с упомянутой выше подачей, а гидромотор 7 переходит под действием швартова в режим насоса, перекачивающего рабочую жидкость через перепускной клапан. Швартовный барабан лебедки в этом режиме отдает швартов. Давление, на которое отрегулирован перепускной клапан, выше давления, поддерживаемого регулятором насоса 2.

В лебедке осуществляется контроль за длиной вытравленного швартова с помощью командоаппарата. После срабатывания этого аппарата лебедка автоматически переводится на ручное управление с подачей световых и звуковых сигналов.

Швартовные лебедки включаются на судах в групповой привод. На рис. 4.19 представлена гидросхема автоматической швартовной лебедки, включенной в групповой гидропривод постоянного давления. На схеме 1 – регулятор давления при стравливании швартова, 2 – гидромотор, 3 – распределитель, 4 – обратный клапан, 5 – регулятор расхода, 6 – регулятор давления при автоматическом выбирании швартова, 7 – запорный клапан.

К лебедке подводятся два трубопровода от магистральных линий группового привода. В нагнетательном трубопроводе поддерживается постоянное давление. При ручном управлении лебедкой используется распределитель 3. В любой операции со швартовом рабочая жидкость поступает из магистрали через разобщительный клапан 7, регулятор давления 6, ограничитель расхода 5, обратный клапан 4, распределитель 3 в гидромотор 2.

Для перевода лебедки в автоматический режим работы золотник распределителя устанавливается влево. В этом режиме швартов выбирается при уменьшении усилия в нем, когда давление в гидродвигателе становится меньше давления, на которое отрегулирован регулятор 6.

Стравливается швартов при повышении усилия в нем, при давлении, которое превышает давление регулировки регулятора 1. При этом срабатывают обратные клапаны и масло, дросселируясь в регуляторе, перемещается с нагнетания на всасывание гидромотора 2. Регуляторы 1 и 6 заблокированы для одновременной регулировки. Давление для стравливания швартова устанавливается на 20% больше давления на выборе.

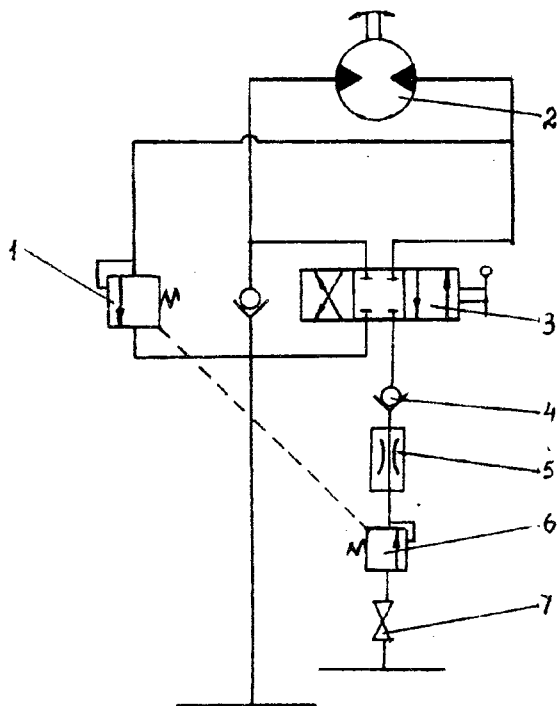


Рис. 4.19. Гидросхема автоматической швартовной лебедки, включенной в групповой привод.

Предел разброса срабатываний зависит от потерь на трение в машине и чувствительности регуляторов. Расход рабочей жидкости определяется перетечками в гидроприводе и скоростью изменения осадки судна.

4.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

4.7.1. Гидропривод подъемной машины

Судовые гидравлические краны и лебедки различного назначения имеют близкие по устройству приводы. На рис. 4.20. изображена гидросхема механизма подъема, который может использоваться в кране либо как привод лебедки.

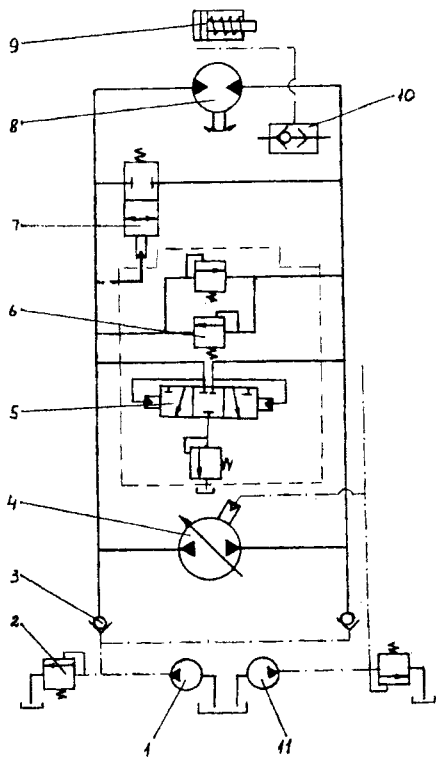


Рис. 4.20. Гидросхема подъемной машины.

вод лебедки.

В составе гидропривода подъемной машины находятся: 1 – насос подпитки, 2 – переливной клапан, 3 – обратный клапан, 4 – насос переменной подачи с реверсированием потока перекачиваемой жидкости, 5 – распределитель слива масла из основного контура, 6 – предохранительные клапаны, 7 – клапан разгрузки при предельных положениях элементов механизма подъема, 8 – гидромотор, 9 – гидроцилиндр тормоза, 10 – челночный клапан и 11 – насос системы управления.

Во время работы привода насос 4 управляется с помощью сервопривода, получающего питание из системы управления с насосом 11. Масло из системы управления поступает и к гидроцилиндру 9, проходя через рас-

пределитель управления и челночный клапан. Клапаны 6 защищают гидропривод от перегрузок, а распределитель 5 служит для слива части масла из основного контура с целью охлаждения. Переливной клапан после распределителя 5 вместе с системой подпитки, оснащенной обратными клапанами 3, обеспечивают создание на сливе противодействия, необходимого для нормального всасывания насоса 4. Клапан 7 срабатывает при предельных положениях элементов подъемного механизма и разгружает гидропривод. Импульс клапан 7 получает из основного контура через челночный клапан.

Индивидуальный гидропривод применяется в грузовых лебедках. Принципиальная схема такого привода приведена на рис. 4.21. В состав гидропривода входят аксиально-поршневой насос 1 регулируемой подачи и гидромотор 4 с необходимой для их работы аппаратурой и трубопроводами. Насос приводится в действие электродвигателем и снабжен регулятором мощности по давлению нагнетания. В гидроприводе лебедки применен нерегулируемый высокооборотный аксиально-поршневой гидромотор. Управление лебедкой осуществляется распределителем 2. При подъеме груза прием рабочей жидкости насосом выполняется из бака 3. Отработавшая в гидромоторе жидкость направляется в тот же бак; в этом случае гидропривод действует при открытой системе питания. Во время спуска груза гидропривод действует при закрытой системе питания, бак отключается, распределитель управляется вручную, скорости подъема или спуска груза уменьшаются или увеличиваются при соответствующем изменении степени дросселирования рабочей жидкости в распределителе.

Увеличение дросселирования жидкости в распределителе при подъеме груза приводит к возрастанию давления нагнетания и при по-

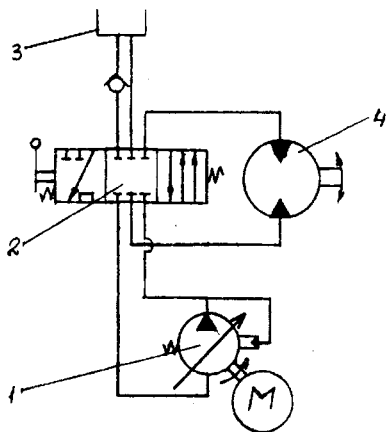


Рис. 4.21. Схема гидропривода грузовой лебедки.

стоянной мощности насоса – к соответствующему уменьшению подачи. Уменьшение подачи жидкости в гидромотор приводит к снижению частоты вращения вала гидромотора, т.е. к снижению скорости подъема груза. При достижении предельного давления регулирования регулятором мощности насос переводится на нулевую подачу. Гидропривод оказывается запертым насосом, лебедка останавливается и надежно удерживает груз. Такой режим работы гидропривода наблюдается и при попытке подъема груза с весом выше грузоподъемности лебедки.

При спуске груза насос находится под действием давления, создаваемого в гидромоторе опускаемым грузом. Давление нагнетания насоса в этом случае зависит от степени дросселирования рабочей жидкости в распределителе, т.е. от скорости опускания груза. При нейтральном положении рукоятки распределителя насос запирается и происходит снижение его подачи до нуля.

Автоматическое затормаживание грузового барабана нормально заторможенным гидравлическим тормозом производится при аварийных причинах падения давления нагнетания насоса. На случай аварии гидромотора, трубопровода или самого гидротормоза предусмотрен ножной тормоз грузового барабана.

На рис. 4.22. представлена схема гидропривода шлюпочной лебедки. В таких гидроприводах используют высокооборотные гидромоторы с редукторами. Питание гидропривода осуществляется от системы группового гидропривода. Включение гидропривода производится вручную, остальные операции автоматизированы и применена блокировка.

При подъеме шлюпки рабочая жидкость идет через распределитель в гидромотор; из гидромотора она сливается через два нормально открытые конечные выключателя, обратный клапан, клапан блокировки ручного управления и регулятор расхода. После срабатывания конечного выключателя при крайнем верхнем положении шлюпбалок слив идет через дроссель и ограничитель расхода до момента выключения гидромотора. Спуск шлюпки заблокирован клапаном блокировки (на схеме слева), т.к. после срабатывания конечных выключателей слив рабочей жидкости возможен только через него. Эта блокировка снимается при растормаживании привода. Блокировка всех операций осуществлена с помощью распределителя блокировки ручного управления. Он нормально закрыт и открывается только после задания управления лебедкой вручную.

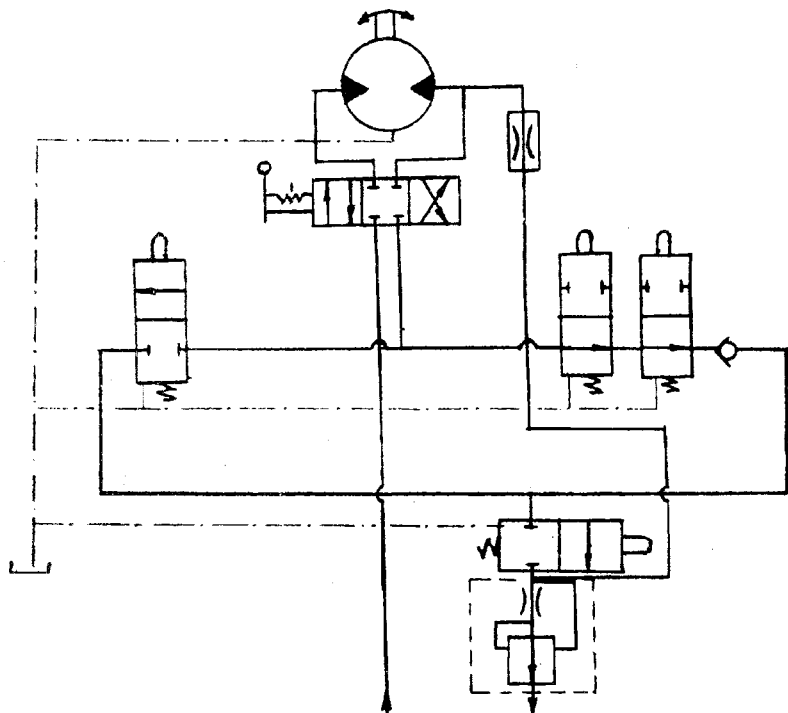


Рис. 4.22. Схема гидропривода шлюпочной лебедки.

4.7.2. Гидропривод сдвоенного крана 2КЭГ12018

Одиночный кран имеет грузоподъемность 120 кН при скорости подъема груза в пределах от 2 до 36 м/мин. Вылет стрелы при этом может быть до 18 м, высота подъема груза – 25 м. Число рабочих циклов в час – 42. У сдвоенного крана грузоподъемность – 240 кН, вылет стрелы – 18м, высота подъема груза 25 м и количество рабочих циклов – 30.

Угол поворота одиночного крана – 200°.

Угол поворота сдвоенного крана не ограничен.

Рабочая жидкость в гидроприводе – масло Т46.

Масса масла в кране – 1600 кг.

Масса крана – 78300 кг.

Кран может действовать во время крена судна до 5° и дифференте – 2°.

Кран состоит из двух одиночных кранов, установленных на поворотной платформе. Одиночные краны могут работать вместе и независимо друг от друга. Грузы с весом от 120 до 240 кН перегружаются двумя кранами, работающими синхронно на общую траверсу, при этом один кран является ведущим, другой – ведомым. Управление сдвоенным краном ведется из кабины ведущего крана.

В кабине ведущего крана размещен пульт выбора режимов работы – раздельной и синхронной.

Осковой поворотной части крана является корпус. Внутри корпуса находятся все механизмы, на него навешена стрела и такелаж, в верхнюю часть корпуса встроена кабина с двумя пультами управления. На пультах размещены рукоятки управления. В пульте управления механизмом подъема для рукоятки проделаны три паза: два продольных для двух скоростей подъема и поперечный – соединяющий продольные пазы посередине. Пульт, на котором управляют поворотом крана и меняют наклон стрелы, имеет два перекрещивающихся паза. При перемещении рукоятки по поперечному пазу выполняется поворот крана, по продольному – подъем и опускание стрелы.

Под кабиной установлен воздушный маслоохладитель, рядом с ним – механизм изменения вылета стрелы, внизу размещены механизм подъема, поворота и насосная станция. Механизм подъема оснащен двумя гидромоторами, остальные механизмы имеют по одному гидромотору. В состав насосной станции входят бак, пять насосов и один электродвигатель с редуктором для всех насосов, два электроподогревателя.

Кран оборудован системой синхронизации для совместной работы кранов на общую траверсу и всеми видами защиты. В этих системах применены электрические датчики и конечные выключатели.

Гидропривод сдвоенного крана состоит из гидроприводов ведущего и ведомого кранов, а также гидропривода поворота платформы (рис. 4.23).

Система управления и подпитки одиночного крана с гидроаккумуляторами 12 имеет бак 19 для циркуляционного масла и бак 20 с запасным маслом. Насос 18 подает масло через фильтр 17. При загрязнении фильтра масло пропускается в систему в обвод через клапан 16. Система обслуживает сервоприводы 15 и специальные клапаны 13 насосов 14. На сливном трубопроводе системы установлен маслоохладитель 22 и перепускной клапан 21, срабатывающий при повышении гидравлического сопротивления маслоохладителя.

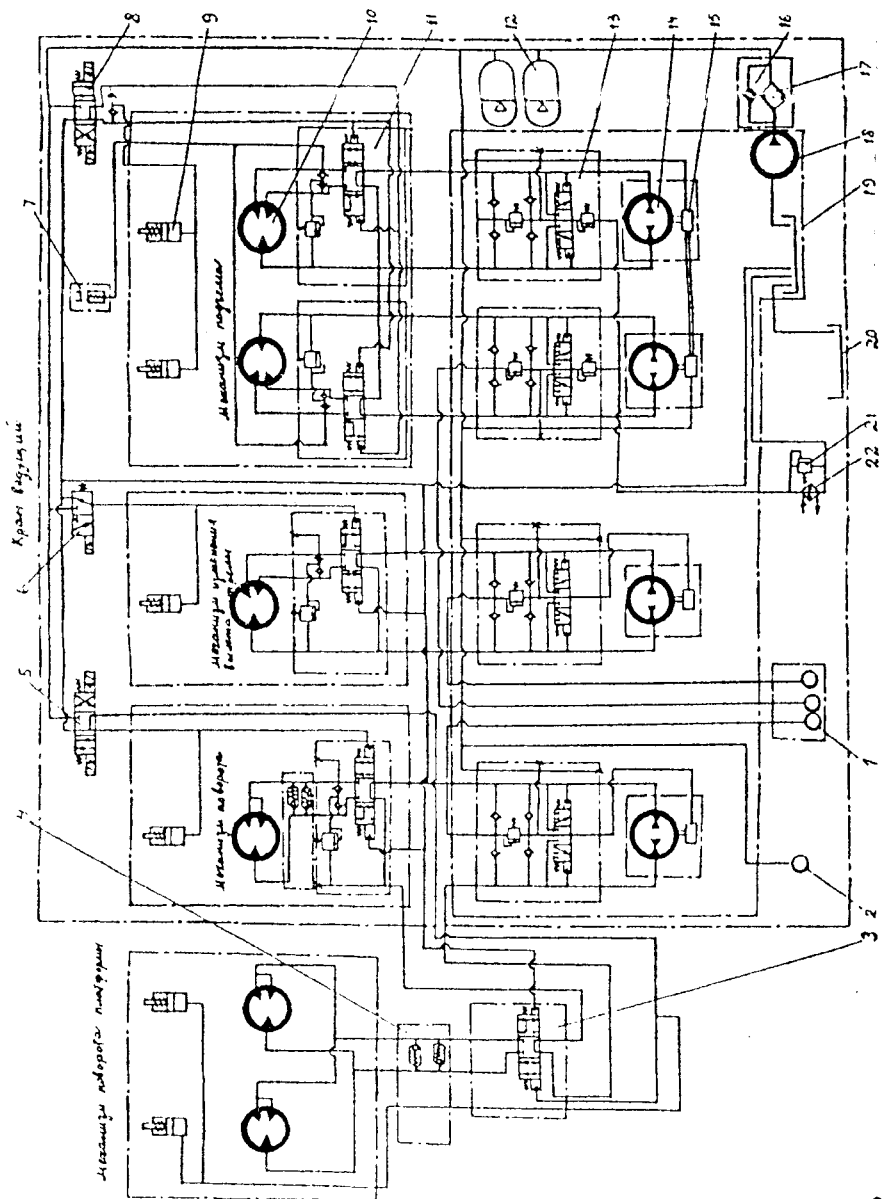


Рис. 4.23. Гидропривод сдвоенного крана.

Давление в системе поддерживается при помощи переливных клапанов, входящих в состав специальных клапанов 13. Это давление равно $2+2,5$ МПа.

У механизма подъема груза два индивидуальных гидропривода. В состав каждого такого привода входят погружной аксиально-поршневой насос-мотор 14; специальный клапан 13, установленный на станции; двухскоростной клапан 11, установленный на гидромоторе; гидромотор 10; гидроцилиндр 9 нормально замкнутого ленточного тормоза; распределитель 8; реле давления 7 и система трубопроводов.

При нейтральном положении рукоятки пульта распределитель 8 все управление гидропривода соединяет со сливным трубопроводом, в результате чего распределители двухскоростных клапанов отключают гидромоторы, срабатывают тормоза, насосы переводятся на нулевую подачу.

При переводе рукоятки в один из пазов пульта золотник распределителя 8 электромагнитами устанавливается в одну из рабочих позиций. Если он установлен в правую позицию, то масло пойдет в направлении правой стрелки, а левая указывает направление слива. Подача масла в правый трубопровод после срабатывания челночного клапана приведет к разоруживанию гидромоторов и к установке золотников распределителей двухскоростных клапанов 11 в левую позицию. Включасмая вслед за этим подача насосов будет направляться во все цилиндры гидромоторов и на гаке крана будет получена меньшая скорость подъема груза. Плавный поворот рукоятки "на себя" сначала приведет к страгиванию груза, а затем к постепенному увеличению скорости подъема. Это объясняется постепенным переводом рукояткой сервопривода насоса с нулевой на наибольшую подачу. Для остановки груза рукоятку необходимо плавно перевести в среднее положение, для спуска груза рукоятка переводится "от себя". Так, воздействуя на сервопривод, изменяют подачу насосов и, следовательно, скорость обработки груза.

При использовании левой позиции распределителя 8, т.е. при переводе рукоятки во второй продольный паз, золотники распределителей двухскоростных клапанов 11 будут установлены в правую позицию и масло насосами 14 будет направляться только в половину цилиндров гидромоторов. Это будет означать, что скорость обработки груза удвоится, но грузоподъемность крана должна быть снижена в двое.

Защита гидромоторов от перегрузки обеспечивается предохранительными клапанами, входящими в состав клапанов 11.

С помощью специальных клапанов 13 обеспечивается защита насосов 14 от перегрузки по давлению. Для этого в нем установлены два обратных клапана и предохранительный клапан. В клапанах 13 установлены подпиточные клапаны для подачи масла из системы управления в сливные магистрали гидроприводов. Избирательный гидроуправляемый распределитель клапана 13 служит для выпуска со сливной магистрали части нагретого масла с целью замены его маслом из системы управления. С помощью переливного клапана, включенного в состав специального клапана 13, в системе управления поддерживается необходимое рабочее давление.

Сервоприводы насосов 14 получают масло из напорного трубопровода системы управления, а слив отработавшего масла производится прямо в бак 19.

Для управления механизмом изменения вылета стрелы крана рукоятку на пульте перемещают по продольному пазу “на себя” или “от себя”; при этом рукоятка воздействует на микровыключатель распределителя 6 и сервопривод насоса. Распределитель двухскоростного клапана у этого гидропривода работает в двухпозиционном режиме; гидромотор – с включением в работу всех цилиндров; нагрев масла в системе невелик, поэтому оно работает без замены.

Механизм поворота ведущего крана отличается от аналогичного механизма ведомого крана, поскольку он предназначается не только для поворота ведущего крана, но и для поворота сдвоенного крана на общей платформе. Управление осуществляется распределителем 5. Если в распределителе используется правая позиция, то действует гидропривод ведущего крана и кран работает в индивидуальном режиме. В случае использования левой позиции распределителя 5 гидромотор механизма поворота ведущего крана отключается, а включаются гидромоторы механизма поворота платформы и обслуживаются они насосом механизма поворота ведущего крана. Защита отключенного гидромотора осуществляется предохранителями 4. Масло к механизму поворота платформы подается по маслопереходу 3. Гидропривод механизма поворота ведомого крана имеет упрощенную гидросхему.

Каждый кран оборудован четырьмя манометрами 1 и 2 для контроля за нагрузкой всех гидроприводов.

4.8. ГИДРОПРИВОД УСПОКОИТЕЛЯ КАЧКИ

Крылья успокоителя качки расположены по бортам судна по одному и служат для создания гидродинамического момента, противоположного кренящему моменту. При спокойном состоянии моря, во время швартовки и стоянки крылья успокоителя бортовой качки находятся в нишах корпуса судна. Вывод крыльев из ниш и заводка их в ниши осуществляется дистанционно из рулевой рубки или с местных постов управления успокоителем качки.

Гидросхема привода одного крыла успокоителя представлена на рис. 4.24. Источником энергии в гидроприводе является насос регулируемой подачи 9 с электродвигателем 10. Гидравлическая система управления обслуживается насосом постоянной подачи 12. Насос 9 через распределитель 7, магнитные фильтры 6, подводящее устройство 4 подает рабочую жидкость в полость неполноповоротного лопастного гидромотора 1. По-

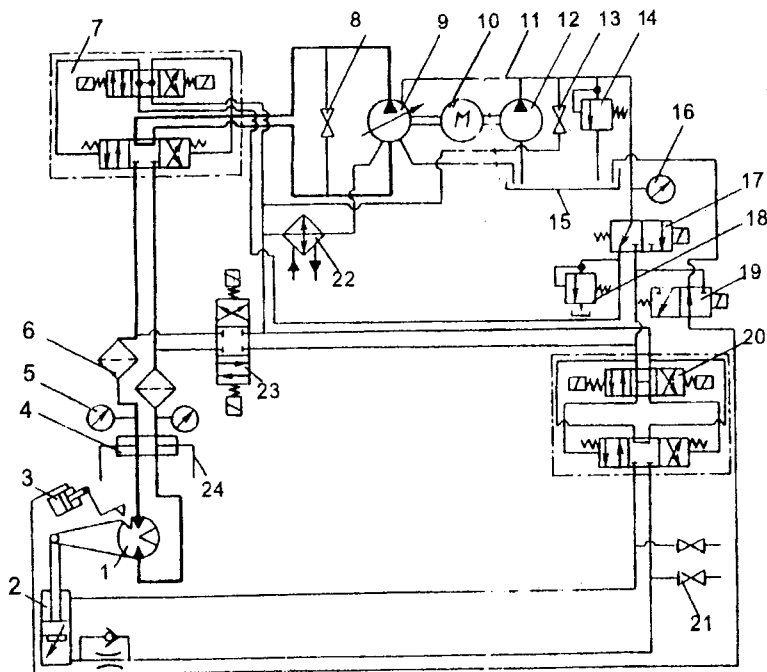


Рис. 4.24. Схема гидропривода успокоителя бортовой качки судна.

ворот крыла в определенном направлении совершается по сигналу электрической следящей системы, в состав которой входят гироскопы. Этот сигнал подается на электромагниты вспомогательного распределителя 7. При отсутствии сигнала благодаря пружинному возврату золотник вспомогательного распределителя находится в среднем положении. Рабочая жидкость, подаваемая насосом управления 12, свободно проходит через вспомогательный распределитель, охлаждается в охладителе 22, проходит через внутреннее пространство насоса 9, охладив его, направляется в бак 15, откуда насосом 12 снова подается в систему управления, а рабочая жидкость основного контура через распределитель 7 возвращается в насос 9. При подаче электрического сигнала срабатывает определенный электромагнит, перемещается в крайнее положение золотник вспомогательного распределителя, под действием рабочей жидкости из системы управления передвигается золотник основного распределителя 7 и рабочая жидкость поступает в гидромотор 1, осуществляющий поворот крыла. После поступления в электрическую следящую систему управления сигнала обратной связи происходит отключение электромагнита, возвращение в среднее положение золотников распределителя и переключение насоса 9 в работу на себя. Поворот крыла в исходное или какое-то другое положение выполняется при включении второго электромагнита. Контроль за работой гидропривода осуществляется по манометрам 5, а при помощи клапана 8 можно байпасировать распределитель 7.

Насос системы управления используется также и для выполнения операций по подготовке успокоителя качки к работе. Для этого во вторую позицию переключается распределитель 17. При таком положении золотника распределителя 17 рабочая жидкость поступает к распределителям 19, 20 и 23. В систему управления включены предохранительный клапан 14 и манометр 16.

Для освобождения стопора 3 используется распределитель 19. После включения электромагнита распределителя 19 рабочая жидкость подается в цилиндр стопора, происходит расстопоривание механизма поворота крыла. Для постановки на стопор электромагнит выключается, цилиндр через распределитель сообщается с дренажным трубопроводом, происходит застопоривание механизма поворота крыла.

Крыло выводят из ниши и вводят в нишу, используя распределитель 20. Он состоит из вспомогательного распределителя с пружинным возвратом, основного распределителя и двух электромагнитов. При включении определенного электромагнита срабатывает цилиндр 2, осуществляя ввод или вывод крыла с механизмом его поворота.

При использовании распределителя 23 крыло устанавливается в среднее положение гидромотором перед постановкой его в нишу.

После выполнения всех операций по подготовке успокоителя бортовой качки производится переключение распределителя 17 для работы на систему управления поворота крыла. Давление в этой системе значительно ниже давления при выполнении операций по подготовке успокоителя качки к работе. Предохранительный клапан 18 защищает систему управления от перегрузок в этом режиме. Байпасирование распределителя 17 можно осуществлять клапаном 13. Рабочая жидкость к механизму изменения подачи насоса 9 из системы управления подается по трубопроводу 11.

В случае отказа основного насосного агрегата крыло в нишу вводится вспомогательным агрегатом, трубопроводы от которого к цилиндру обозначены позицией 21, и гидромотору – 24.

4.9. ГРУППОВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

На судах, как правило, есть несколько групп различных по назначению палубных машин. Они используются в определенной последовательности, а одинаковые по назначению машины не работают все одновременно и нагружены они по разному. В таких случаях при гидрофикации используют не индивидуальный, а групповой гидропривод, в котором один насос или насосная станция обслуживает все гидродвигатели.

Очевидно, что применение группового гидропривода приводит к уменьшению числа насосных агрегатов, баков, охладителей, фильтров, арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры и массы рабочей жидкости. Мощность насосных агрегатов станций, естественно, выше мощностей насосных агрегатов отдельных индивидуальных гидроприводов. С повышением мощности повышается экономичность насосных агрега-

тов. Это является вторым преимуществом группового гидропривода. В групповом гидроприводе представляется возможность резервирования насосного оборудования на станциях. Это третье преимущество – оно связано с повышением живучести привода. Четвертое преимущество – выигрыш в стоимости при применении группового гидропривода.

В групповом гидроприводе коэффициент одновременности работы одинаковых по назначению машин меньше единицы. Например, для двух лебедок коэффициент одновременности равен 0,75; трех – 0,67; четырех – 0,62; пяти – 0,6; шести и более – 0,58. Следовательно, по сравнению с индивидуальным приводом в суммарной мощности привода в последнем случае можно выиграть почти половину мощности.

В групповой гидропривод могут объединяться машины при выполнении одного из условий:

1. Машины работают в разное время.
2. Гидродвигатели соединены последовательно и работают в разное время или рассчитаны на работу при перепаде давления, равном приблизительно половине от полного, при одинаковой мощности последовательно соединенных гидродвигателей.
3. В системе есть регуляторы давления и расхода, поддерживающие давление и расход постоянными, независимо от того, работает ли машина, нагружена ли она.

4.9.1. Групповой гидравлический привод вспомогательных машин

Принципиальная схема группового гидропривода с несколькими различными потребителями рабочей жидкости приведена на рис. 4.25.

Этот привод работает от одной насосной станции с двумя насосами 1. Это насосы с регуляторами давления, поддерживающими в линии нагнетания постоянное давление. Для защиты от перегрузки установлены предохранительные клапаны. Обратные клапаны применены для отключения неработающего насоса. Реле давления предназначены для выключения насоса при прекращении подпитки. Позицией 2 обозначен нерегулируемый гидромотор. На нагнетании к нему установлен регулятор расхода 5 и двухпозиционный распределитель с дистанционным

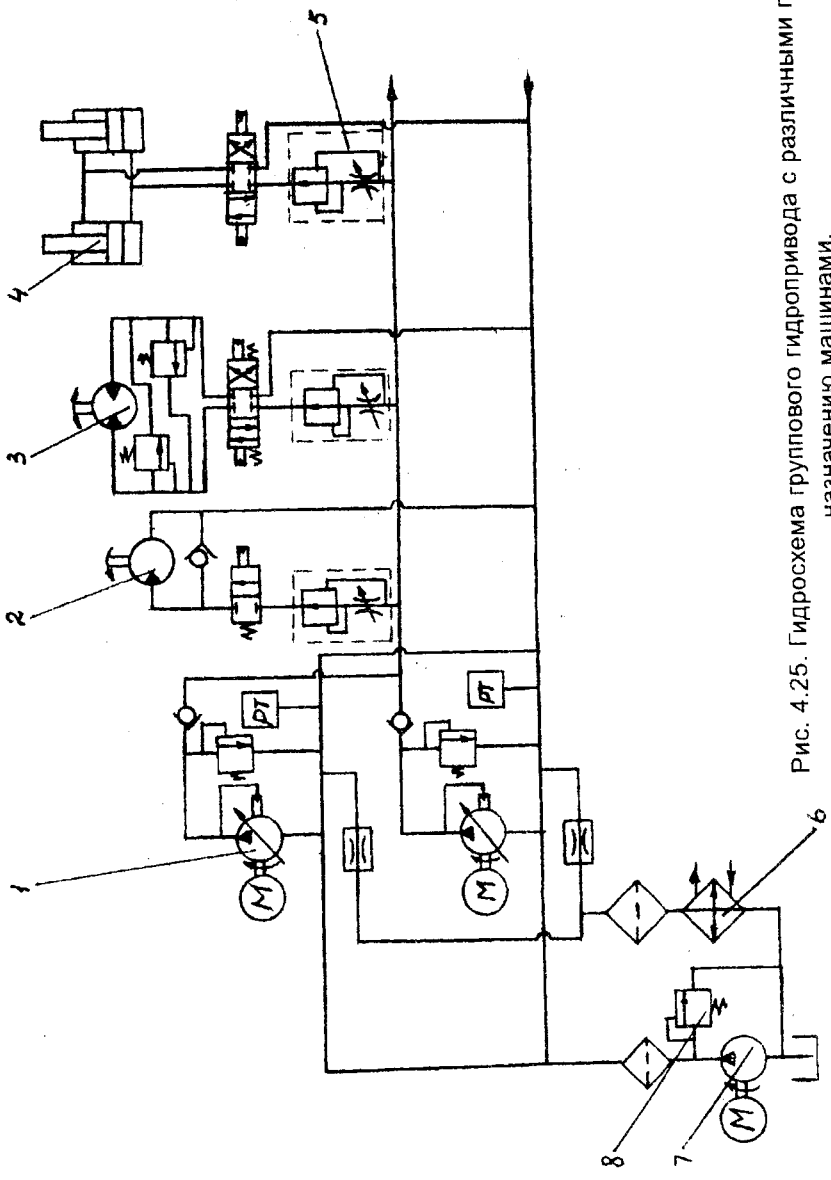


Рис. 4.25. Гидросхема группового гидропривода с различными по назначению машинами.

гидроуправлением и пружинным возвратом. Такой привод может применяться, например, для привода компрессора воздуха хозяйственных нужд. Этот привод не реверсируется. Гидромотор 3 может использоваться в лебедке или других палубных машинах. Гидроцилиндры 4 предназначены для использования в закрытиях палуб и переборок. Поскольку рабочая жидкость может нагреваться, ее направляют в маслоохладитель 6, отбирая через дроссели из сливной линии. Подпитка закрытой системы производится насосом 7. Избыток подачи этого насоса удаляется через переливной клапан 8, отрегулированный на определенное давление. Этот насос может использоваться также и для работы системы управления. На схеме указано, что линии нагнетания и слива продолжают. Это означает подключение к групповому гидроприводу остальных палубных машин: якорных и швартовых лебедок и шпилей различного назначения.

4.9.2. Гидравлический привод закрытий корпуса судна.

Групповой гидравлический привод на судах с горизонтальным способом погрузки используется в закрытиях корпуса. Насосная станция такого привода выполняется по схеме, изображенной на рис. 4.26.

Гидропривод с этой насосной станцией обеспечивают работу закрытий и механизированной автомобильной платформы (АМП) при крене судна до 5° , дифференте до 3° при температуре воздуха от -30° до $+40^\circ\text{C}$. Номинальное давление в гидроприводе – 16 МПа, подача одного насоса – 50 л/мин, рабочая жидкость – масло МГЕ-10А, управление – электрогидравлическое с местных пультов.

На станции установлено два насоса, осуществляющих прием масла из бака. На баке смонтирована воздушная головка, предотвращающая поступление в бак загрязненного воздуха; стакан для залива в бак масла с фильтром; указательная колонка; самозапорный спускной клапан; датчик температуры масла и датчик положения уровня масла в баке. Для отключения неработающего насоса от напорного трубопровода на станции используются обратные клапаны по одному на каждый насос. Для защиты насосов и напорной линии от перегрузки применены два предохранительных клапана. Клапаны отрегулированы на разное давление. Клапан, установленный после фильтра, осуществляет защиту при нормальной рабо-

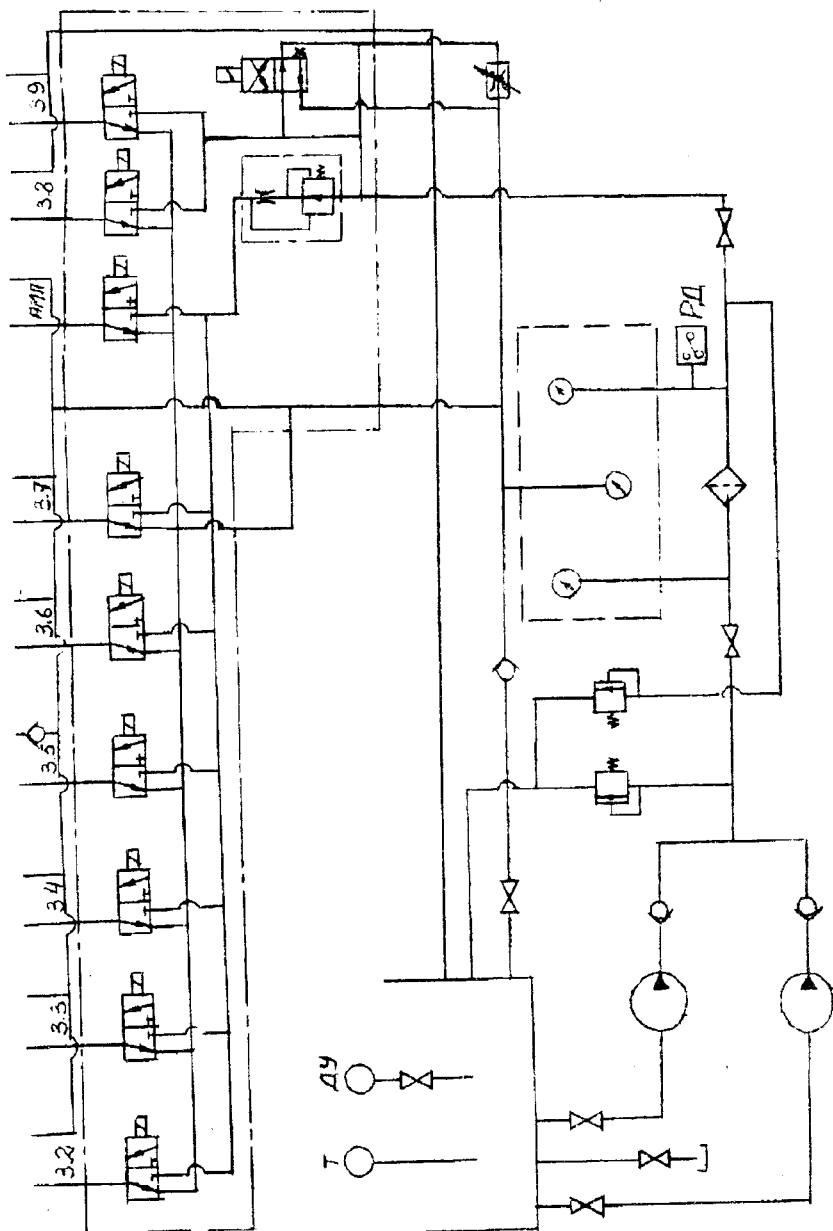


Рис. 4.26. Групповой гидропривод закрытий судна.

те насосной станции. Клапан до фильтра осуществляет защиту насоса при высоком сопротивлении фильтра. Давления их регулировки соответственно равны $16^{+0,5}$ и $17^{+0,5}$ МПа. Контроль за работой гидропривода выполняется по манометрам, выведенным на щит. Реле давления используется для подачи светового сигнала о наличии давления в напорном трубопроводе станции. Давление в трубопроводе поддерживается с помощью дросселя и обратного клапана. На станции установлена панель, от которой расходятся трубопроводы ко всем закрытиям и к автомобильной платформе. На панели имеется девять трехходовых двухпозиционных распределителей для подключения гидроприводов закрытий к насосной станции, ограничитель расхода и четырехходовый двухпозиционный распределитель с электромагнитным управлением, используемый для разгрузки насоса на холостом ходу гидропривода. При бездействующих приводах закрытий этот распределитель перепускает масло из напорного в сливной трубопровод, разгружая насос. Для подключения к станции какого-либо потребителя по сигналу от его распределителя упомянутый распределитель переключает насос со слива в бак на работу потребителя.

Гидросхема привода закрытия проема палубы представлена на рис. 4.27. Подача масла к гидроприводу осуществляется от панели насосной станции. На месте управления приводом установлен пульт, на котором имеются два распределителя и ограничитель расхода. Слева на схеме изображены цилиндры гидрополиспафта механизма подъема закрытия с диаметром плунжеров 280 и ходом 1800 мм.

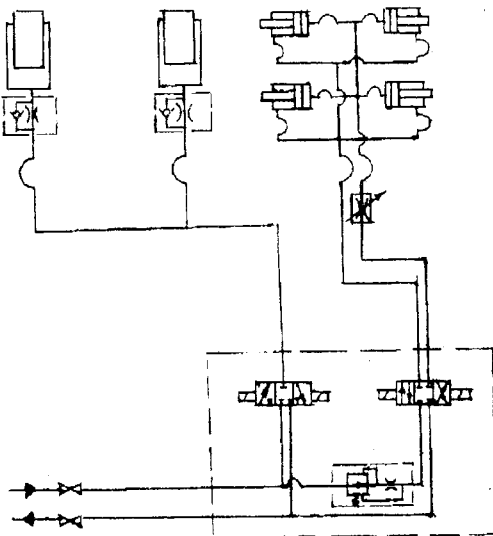


Рис. 4.27. Гидросхема закрытия проема палубы

Справа показаны гидроцилиндры стопорения с диаметром поршня 80 и ходом 320 мм.

Для подъема закрытия масло подается через распределитель в цилиндры гидрополиспада. После окончания подъема срабатывает конечный выключатель, переключая масло на цилиндры стопорения через их распределитель. Масло при этом направляется в поршневые полости цилиндров, под рабочим давлением находятся и цилиндры гидрополиспада. Время одновременной работы обоих механизмов устанавливается с помощью реле времени. После срабатывания механизма стопорения и реле времени цилиндры гидрополиспада включаются на слив для опускания закрытия на стопоры. После постановки закрытия на стопоры распределитель гидрополиспада устанавливается в нейтральное положение при помощи реле времени.

Для опускания закрытия масло одновременно подается на подъем и расстопоривание закрытия. После расстопоривания и срабатывания реле времени гидрополиспад переводится на выпуск масла для опускания закрытия. После срабатывания конечного выключателя и реле времени распределитель этого механизма переводится в нейтральное положение. Задержка необходима для окончательной посадки закрытия на место.

4.9.3. Гидропривод угловой кормовой аппарели

Устройство кормовой угловой аппарели показано на рис. 4.28. Аппарель состоит из нижней секции 1, верхней секции 5, опорного основания 7. В походном положении секции аппарели не складываются. Для изменения положения секций при различных операциях с аппарелью используются цилиндры 3. Постановка аппарели в походное состояние выполняется лебедками подъема 8, крепление к колоннам – гаками 4. Поворот опорного основания осуществляется гидравлическими цилиндрами 6. Для отталкивания аппарели от колонн служат гидроцилиндры 2.

Гидропривод аппарели состоит из двух гидроприводов: привода, осуществляющего перемещение и регулировку положения опорного основания аппарели, нижней и верхней секций, поворот стопорных гаков,

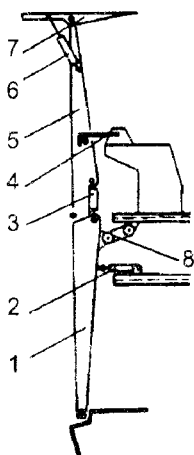


Рис. 4.28. Схема устройства кормовой угловой аппарели.

стопорных гаков 9 и распределитель 10 выбора рабочих давлений в гидроприводе.

Радиально-поршневые насосы 2, обслуживающие рассматриваемый привод, имеют подачу по 20 л/мин. При использовании левой рабочей позиции распределителя 10 включается в действие переливной клапан низкого давления; используя правую рабочую позицию этого распределителя, переводят гидропривод на высокое давление, поскольку в этом случае включается второй переливной клапан. Золотник распределителя 10 находясь в нейтральном положении обеспечивает разгрузку насосов 2 от давления. Так работает насосная станция в трех характерных для нее режимах.

При низком давлении выполняются операции со стопорными гаками. Цилиндры опорного основания аппарели и межсекционные цилиндры действуют при высоком давлении.

В разгрузочном устройстве 6 с помощью предохранительного клапана осуществляется защита цилиндров от перегрузки по давлению. Для обеспечения свободного действия опорного основания аппарели его гидроцилиндры с помощью двухпозиционного электроуправляемого распределителя включают на слив в бак при пополнении системы из сливной линии.

Гидросхема второго привода представлена на рис. 4.30.

и привода лебедок подъема и отталкивающих цилиндров. Эти приводы действуют от своих насосных станций, но могут действовать и от одной, поскольку они имеют общий нагнетательный и сливной трубопроводы.

На рис. 4.29 представлена принципиальная гидросхема первого привода.

В состав этого гидропривода входят: бак 1, электроприводные насосы 2, распределитель 3 управления гидромоторами стопорных гаков, распределитель 4 управления межсекционными гидроцилиндрами, распределитель 5 для управления цилиндрами опорного основания аппарели, разгрузочное устройство 6, гидроцилиндры опорного основания аппарели 7, межсекционные гидроцилиндры 8, гидромоторы

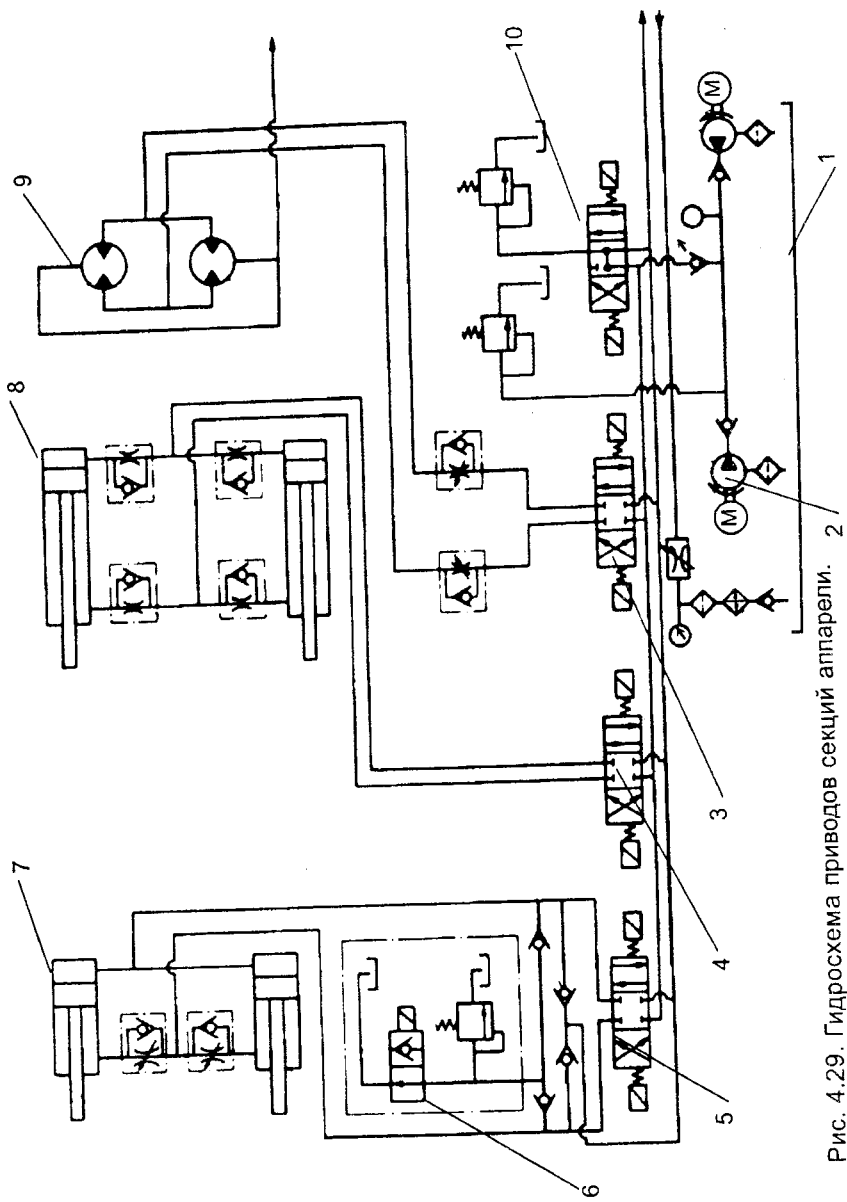


Рис. 4.29. Гидросхема приводов секций аппарата. 2

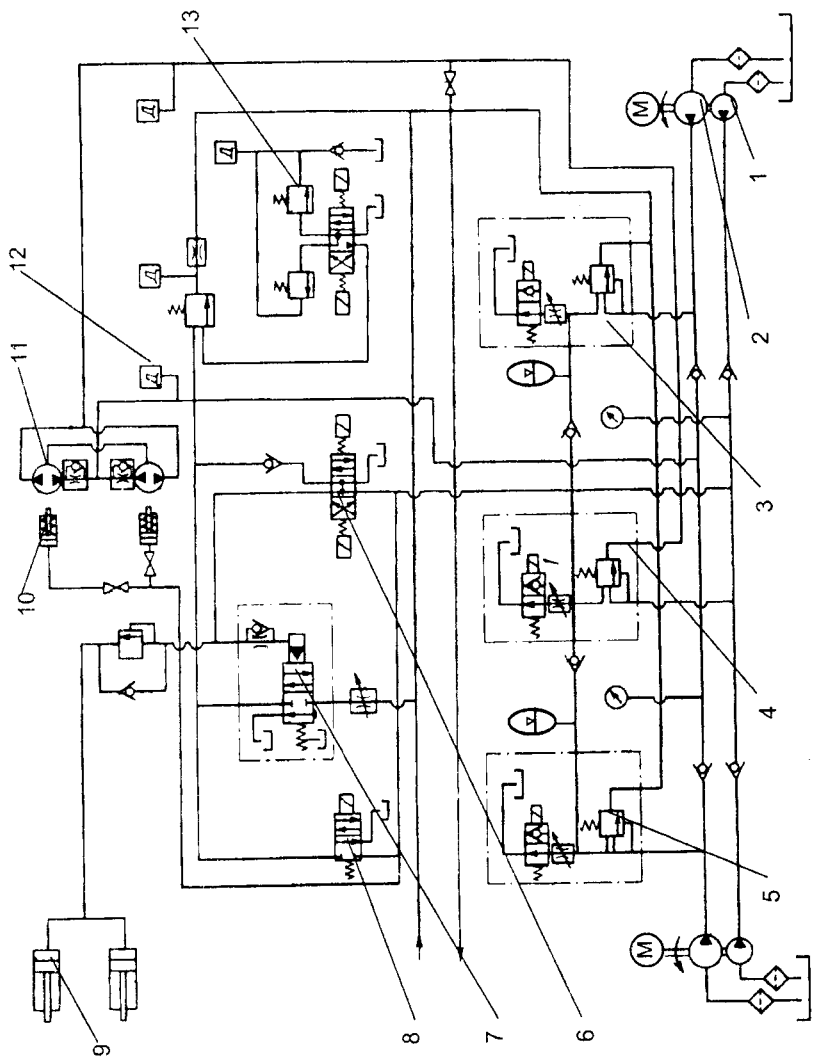


Рис. 4.30. Гидросхема привода опускания и подъема аппарели.

В составе насосной станции второго гидропривода находятся радиально-поршневые насосы 1 с подачей 20 л/мин каждый и такие же насосы 2 с подачей по 60 л/мин; разгрузочные устройства 3 правого насоса и 5 левого насоса, обозначенных позицией 2; разгрузочное устройство 4, используемое для разгрузки насосов 1. Разгрузочные устройства насосов одинаковы и состоят из электроуправляемых распределителей слива рабочей жидкости в бак на холостом ходу привода и переливных клапанов, отрегулированных на определенное рабочее давление. Гидроаккумуляторы, установленные в линии разгрузочных устройств, обеспечивают растормаживание лебедок в случае отказа насосов 1.

За пределами станции находятся распределитель 6, обеспечивающий подачу рабочей жидкости от насосов 1 к цилиндрам отталкивания аппарели от колонн 9 или к гидромоторам 11 лебедок подъема и опускания аппарели; распределитель 7, служащий вместе с регулируемым дросселем для ограничения скорости опускания аппарели; распределитель 8, необходимый для подачи рабочей жидкости к гидротормозам 10 после выключения насосов 1; реле давления 12, по сигналу которого выключаются насосы 1 и включается распределитель 8 и устройство 13 для автоматического управления гидромоторами при погрузке.

4.9.4. Гидропривод закрытий трюмов

На отечественных судах универсального назначения для закрытий трюмов используется групповой гидравлический привод. Он, как правило, разделен на две группы с носовой и кормовой насосными станциями. У такого привода открытая система питания, рабочее давление – 16 МПа. Гидроцилиндры имеют диаметр 220 и ход поршня 425 мм. Рабочая жидкость – гидравлическое масло АМГ-10.

Принципиальная схема гидропривода изображена на рис. 4.31. На этом рисунке представлена схема насосной станции и схемы гидроприводов закрытий двух люков. Позицией 1 обозначен предохранительный клапан; 2 – насос; 3 – двухходовый двухпозиционный распределитель с гидроуправлением, обеспечивающим свободный слив жидкости при разгрузке насоса; 4 – трехходовой двухпозиционный гидроуправляемый распределитель, предназначенный для подачи рабочего импульса на распре-

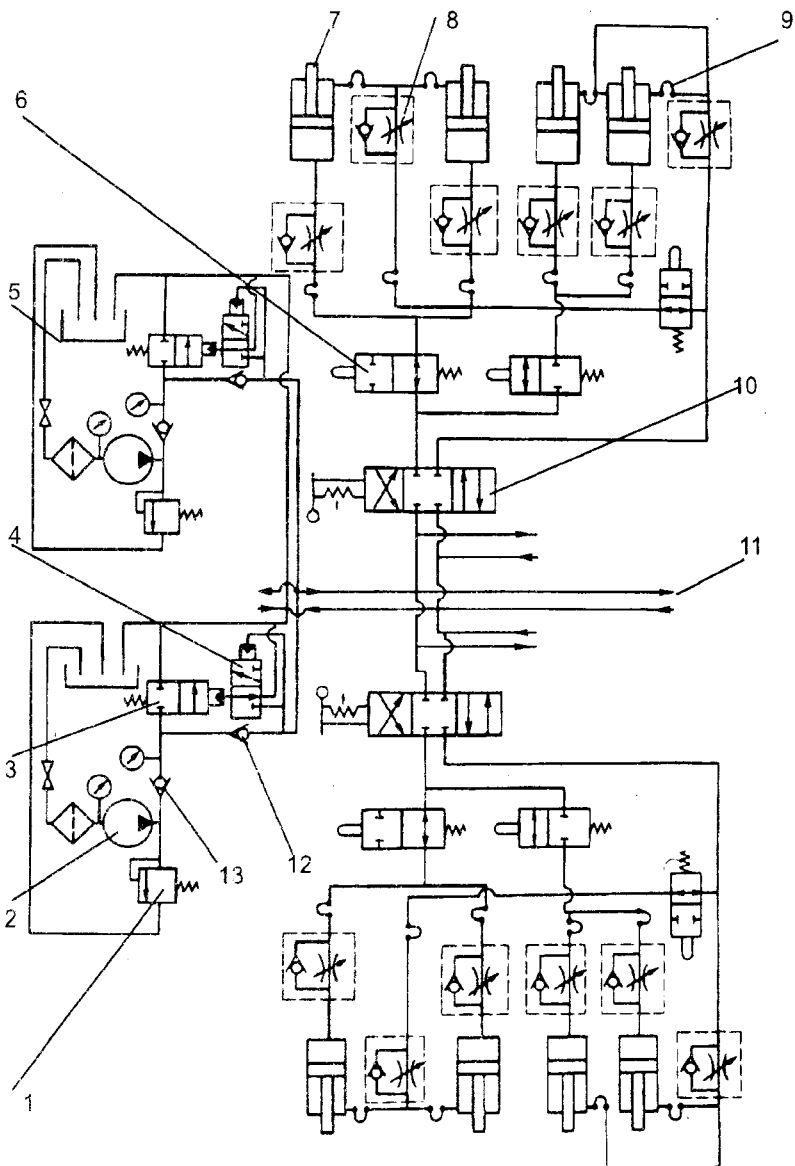


Рис. 4.31. Гидропривод закрытий трюмов судов универсального назначения.

делитель 3; 5 – бак; 6 – двухходовый двухпозиционный распределитель с приводом от толкателя; 7 – цилиндр двухстороннего действия; 8 – ограничитель расхода; 9 – гибкий трубопровод; 10 – распределитель управления с ручным приводом и 11 – нагнетательная и сливная линии гидропривода; 12, 13 – обратные клапаны.

После пуска любого насоса станции давление в нагнетательной линии поднимается до давления, при котором насос разгружается. Это давление меньше давления регулировки предохранительного клапана 1 и больше рабочего давления гидропривода. Под действием давления в нагнетательной линии распределитель 4 переводится во вторую позицию, рабочая жидкость, поступая через него в распределитель 3, переводит и его тоже во вторую позицию. Происходит переключение насоса на слив в бак. В этот момент срабатывает обратный клапан 12 и отключает насос от нагнетательной линии. Второй невключенный насос также выключен от нагнетательной линии обратным клапаном и соединен со сливом, что позволяет пускать насос без нагрузки.

Чтобы открыть люк, распределитель 10 ставится в правую позицию. Рабочая жидкость через открытый распределитель 6, открытый ограничитель расхода 8 поступает в цилиндры 7. Слив жидкости из штоковых полостей цилиндров производится через закрытый ограничитель расхода 8, правый открытый распределитель 6, распределитель 10 в сливную линию. В конце открывания створки срабатывают два распределителя 6. Левый распределитель надежно отключает левую пару цилиндров. Створка оказывается открытой. Если продолжать открывать люк, то теперь жидкость поступает в правую пару цилиндров через специально открытый для этого распределитель 6. Так оказывается открытой вторая створка, при этом срабатывает правый распределитель 6 для обеспечения закрывания створок крышки люка.

Для закрывания люка распределитель 10 ставится в левую позицию. Рабочая жидкость теперь направляется в штоковые полости цилиндров. Сначала в правую пару, при этом в конце опускания срабатывает толкатель правого распределителя 6 и открывает его для прохода рабочей жидкости. Теперь можно опустить вторую створку и подготовить систему для

следующего открывания люка, т.е. поставить остальные распределители 6 в исходное рабочее положение.

Во время работы привода давление, создаваемое насосом, определяется нагрузкой. При включении двух насосов время подъема крышек сокращается в соответствии с изменением подачи.

На судах для насыпных грузов также используется групповой гидропривод люковых закрытий.

Этот привод предназначен для работы при крене до 8° , дифференте до 3° и при температуре от -30° до $+50^\circ\text{C}$. Рабочее давление – 10 МПа, в приводе применены винтовые насосы. Подача насосов – 75 л/мин. Рабочая жидкость – гидравлическое масло АМГ-10.

В состав гидропривода (черт. 4.32) входят следующие элементы: 1 – обратный клапан; 2 – электроприводной винтовой насос; 3 – фильтр; 4 – манометровый клапан; 5 – манометр; 6 – бак; 7 – дроссель; 8 – распределитель управления; 9 – распределитель переключения; 10 – регулятор расхода; 11 – распределитель обеспечения слива; 12 – цилиндр одностороннего действия; 13 – цилиндр двухстороннего действия; 14 – ограничитель расхода; 15 – запорный клапан.

При открывании крышки люка рабочая жидкость от насосной станции идет через фильтр, запорные клапаны, распределитель управления 8, обратные клапаны в нижние полости цилиндров двухстороннего действия 13 и цилиндры одностороннего действия 12 через распределитель обеспечения слива 11. Слив из верхних полостей цилиндров 13 осуществляется через ограничитель расхода 14 и регулятор расхода 10. Второй поток слива идет через распределитель обеспечения слива 11 и дроссель 7.

Действием цилиндров крышка сначала переводится в вертикальное положение, а затем в горизонтальное до соприкосновения с упором на палубе, на котором она остается все время погрузо-разгрузочных операций. При повороте крышки на угол 85° срабатывает распределитель переключения 9 распределителя слива 11. После переключения распределителя 11 начинается слив рабочей жидкости из цилиндров одностороннего действия через регулятор расхода, т.к. в них закончен рабочий ход плунжеров, а продолжающие действовать цилиндры двухстороннего дей-

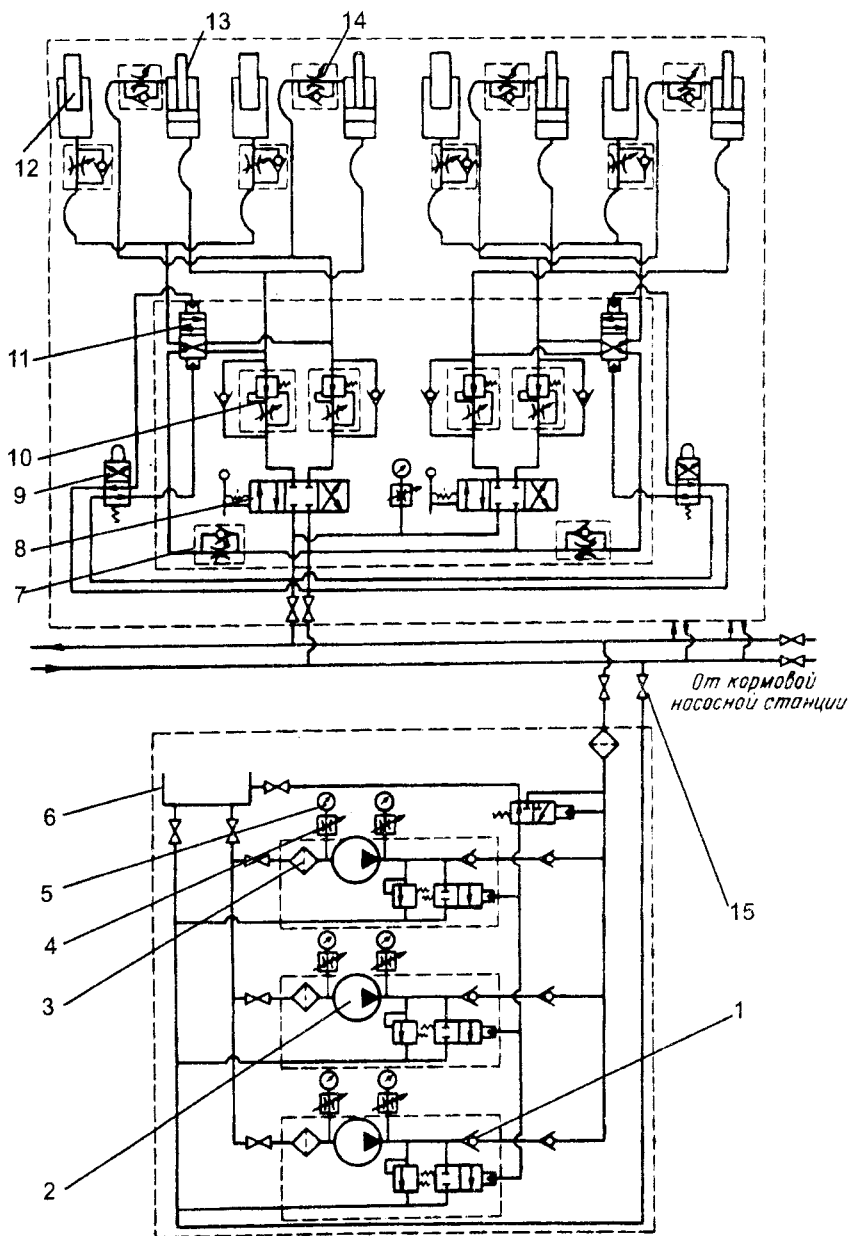


Рис. 4.32. Гидропривод закрытия трюмов судов для насыпных грузов.

ствия включаются в параллель с дросселем 7, отрегулированным на давление 7 МПа. Так осуществляется опускание крышки на упоры палубы.

При закрывании крышки все операции выполняются в обратном порядке.

На схеме оконтурованы насосные агрегаты и другие агрегатированные элементы гидропривода.

Расчет параметров гидростанции группового привода люковых закрытий служит примером общей методики расчета насосной станции любого группового гидропривода.

Исходными данными для такого расчета являются следующие сведения.

По трюмам: количество трюмов, количество створок в закрытии, количество цилиндров, обслуживающих створку.

По цилиндрам: тип цилиндра, его внутренний диаметр, ход штока.

По давлениям – номинальное давление в нагнетательной линии.

По трубопроводам: длина всасывающего трубопровода, длина нагнетательной линии, длина сливной линии.

По рабочей жидкости – кинематический коэффициент вязкости.

Назначается время открывания трюмов.

Первый раздел расчета – определение расчетных параметров насосов. Второй – выбор насоса и его приводного двигателя. Третий раздел расчета связан с назначением параметров насосной станции по параметрам избранного оборудования.

В первом разделе расчета используются следующие формулы, позволяющие определить параметры насосов.

Время открывания одного трюма определяется по формуле

$$\tau_{\text{тр}} = \frac{\tau}{n}, \text{ мин.},$$

где τ – время, затрачиваемое на открывание трюмов,

n – количество трюмов.

Время открывания створки $\tau_{\text{ст}}$, мин $\tau_{\text{ст}} = K \frac{\tau_{\text{тр}}}{Z}$,

где K – коэффициент, учитывающий чистое время открывания,

Z – количество створок в закрытии.

Как правило $K = 0,4$.

Скорость движения штока гидроцилиндра v , мм/с

$$v = \frac{S}{\tau_{\text{ст}}},$$

где S – ход штока.

Подача насосов q , м³/с

$$q = \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} v Z_{\text{ц}},$$

где v должно быть в м/с, $Z_{\text{ц}}$ – количество одновременно работающих цилиндров.

Часовая подача насосов Q , м³/ч. $Q = 3600q$.

Внутренний диаметр трубопровода d , мм $d = 10^3 \sqrt{\frac{4q}{\pi v}}$,

где v – скорость рабочей жидкости в трубопроводе, м/с.

Число Рейнольдса $Re = 21,21 \cdot 10^3 \frac{Q}{v d}$,

где Q в л/мин.

Коэффициент сопротивления трубопровода при ламинарном режиме движения жидкости

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Потеря давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$, МПа $\Delta p_{\text{тр}} = 0,8 v Q l / d^4$,
где подставляются v в сСт, Q в л/мин, l в м и d в мм.

При расчете местных сопротивлений в трубопроводах рекомендуется пользоваться следующими данными: коэффициент сопротивления ζ при входе в трубу равен 0,5; при выходе – 1; на изгибе трубы – 0,3; в присоединительных штуцерах и проходниках – 0,15; в обратном клапане – 3; в муфте – 1,5; в вентиле – 5.

Потеря давления на местных сопротивлениях в МПа $\Delta p_{\text{м}} = 0,21 \Sigma \zeta Q^2 / d^4$, где $\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов сопротивлений трубопровода, Q подставляется в л/мин, d в мм.

Потеря давления в трубопроводах $\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}$.

Давление нагнетания насоса $p_{\text{н}} = p + \Delta p + \Delta p_{\text{р}} + p_{\text{сл}}$,

где $\Delta p_{\text{р}}$ – сопротивление распределителя, $p_{\text{сл}}$ – противодавление на сливе.

Мощность приводов насосов $N_{\text{плв}} = \frac{Q \cdot p_{\text{н}}}{10^3 \cdot \eta_{\text{н}}}$ кВт.

Этим оканчивается второй раздел расчета и представляется возможность по каталогам выбрать насос и его приводной двигатель.

В третьем разделе назначаются параметры насосной станции, т.е. выбирается способ резервирования насосов для обеспечения ее безотказности, рассчитываются параметры насоса и его привода.

При пассивном резервировании, т.е. когда при открывании люковых закрытий используется все насосное оборудование станции, параметры насосных агрегатов получаются путем деления мощности приводов насосов на их количество.

В случае активного резервирования мощность привода каждого насосного агрегата равна $N_{\text{пдв}}$.

4.9.5. Гидропривод лацпорта.

Насосная станция гидропривода лацпорта обслуживает десять гидроцилиндров. Два цилиндра является основными. Они выполняют открывание и закрывание. Восемь цилиндров осуществляют вспомогательные операции при открывании и задривании.

Станция оборудована двумя насосами мощностью по 10 кВт. Подача насоса – 30 л/мин. Давление – 17,5 МПа. Запас масла на станции – 200 л.

На схеме гидропривода (рис. 4.33) слева и справа показанные гидроцилиндры, обеспечивающие открывание и закрывание лацпорта, сверху – удерживающие его в открытом состоянии, в середине схемы – цилиндры механизма задривания.

Для открывания лацпорта масло подается в правый трубопровод, сливается через левый. Сначала масло поступает в поршневые полости четырех цилиндров механизма задривания. После срабатывания всех цилиндров открывается проход масла в поршневые полости цилиндров подъема и отрыва лацпорта от проема. Производится отрыв лацпорта от проема и его подъем. Одновременно с этим срабатывают цилиндры фиксаторов, приводя их в рабочее состояние. Каждая операция после ее выполнения сопровождается сигнализацией. После окончания открывания насосная станция выводится из действия.

Операции при закрывании лацпорта выполняются в обратном порядке.

4.9.6. Гидропривод устройства для экстренной отдачи якоря

Необходимость обеспечения безопасности мореплавания и универсальные возможности гидропривода привели к применению такого привода в устройстве для экстренной отдачи якоря. Это устройство позволяет управлять отда-

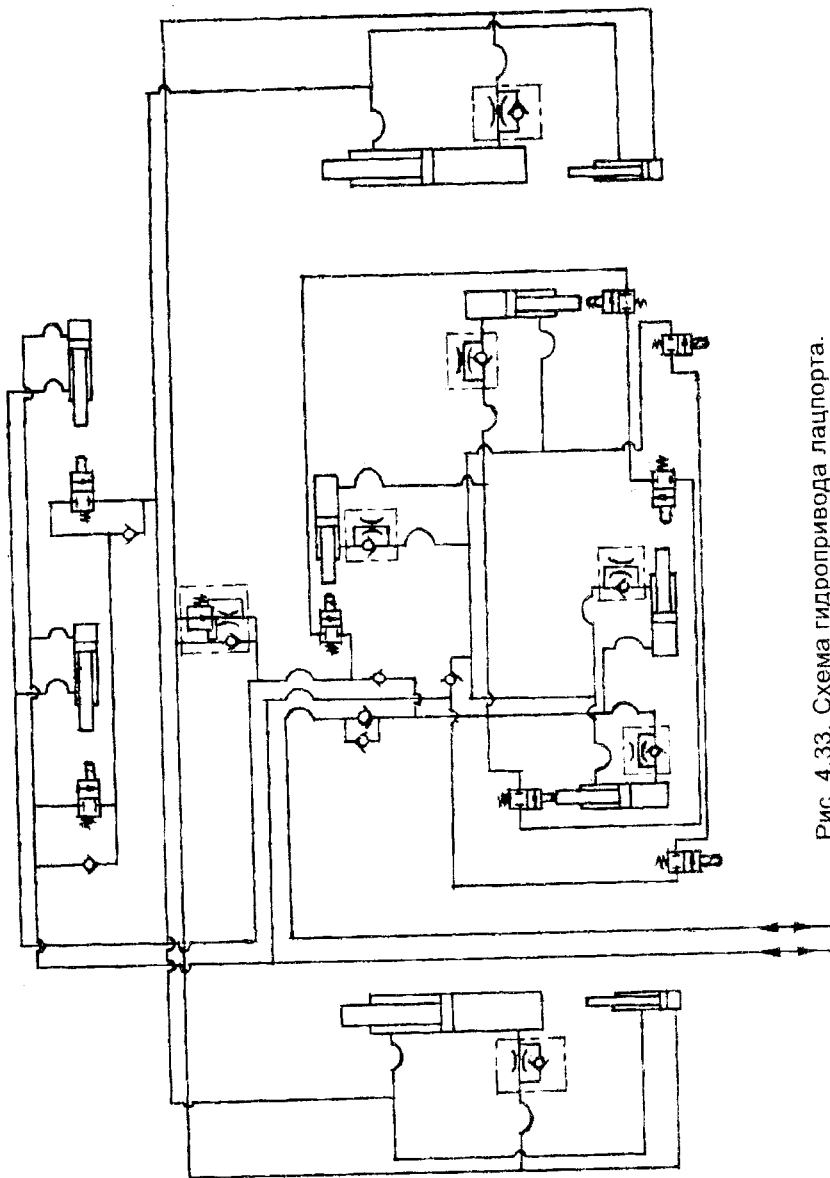


Рис. 4.33. Схема гидропривода лацпорта.

чей якоря из рулевой рубки. Для выполнения такой операции якорное устройство должно быть предварительно подготовлено.

В этом устройстве гидропривод применен для управления ленточными тормозами якорных машин. Он выполнен с открытой системой питания и постоянным давлением в напорной линии. Для поддержания давления в пределах 9+11 МПа используются пневмогидроаккумуляторы. Их зарядка производится от воздушного баллона при давлении 8 МПа. Рабочая жидкость в гидроприводе – гидравлическое масло МГЕ-10А.

Схема гидропривода представлена на рис. 4.34.

В состав гидропривода входят: бак; электроприводной аксиально-поршневой насос; пневмогидроаккумуляторы; гидроцилиндры ленточных тормозов шпелей; аппаратура управления, защиты, сигнализации и контрольно-измерительные приборы.

Электроприводной насос при выключении отсекается от нагнетательного трубопровода обратным клапаном. Защита насоса осуществляется предохранительным клапаном. Включение и выключение насоса на подкачку производится с помощью двух реле давления. Третье реле является указателем о наличии давления в системе.

Давление в системе поддерживается с помощью четырех основных и пятого подключаемого аккумулятора. Это поршневые гидроаккумуляторы. Их заполнение воздухом осуществляется от баллона со сжатым воздухом. Возможно заполнение и сжатым воздухом от главной энергетической установки. Рядом последовательных наполнений пятого аккумулятора новыми порциями воздуха с следующим сжатием его и перепуском в остальные аккумуляторы производится зарядка гидропневмоаккумуляторов воздухом с помощью судовых средств. Зарядка должна производиться очищенным и сухим воздухом. Для защиты от перегрузки воздушной системы применен предохранительный клапан.

Подача масла на растормаживание осуществляется через дроссель 1 и распределитель 2 с дистанционным электрическим управлением и вручную. Дроссель стабилизирует поток и давление. Растормаживание осуществляется с помощью гидроцилиндра, нагруженного пружиной. Для затормаживания распределитель 2 переводится на вторую позицию и слив масла производится через дроссель 3 с одновременным заполнением левой подтормаживающей полости гидроцилиндра.

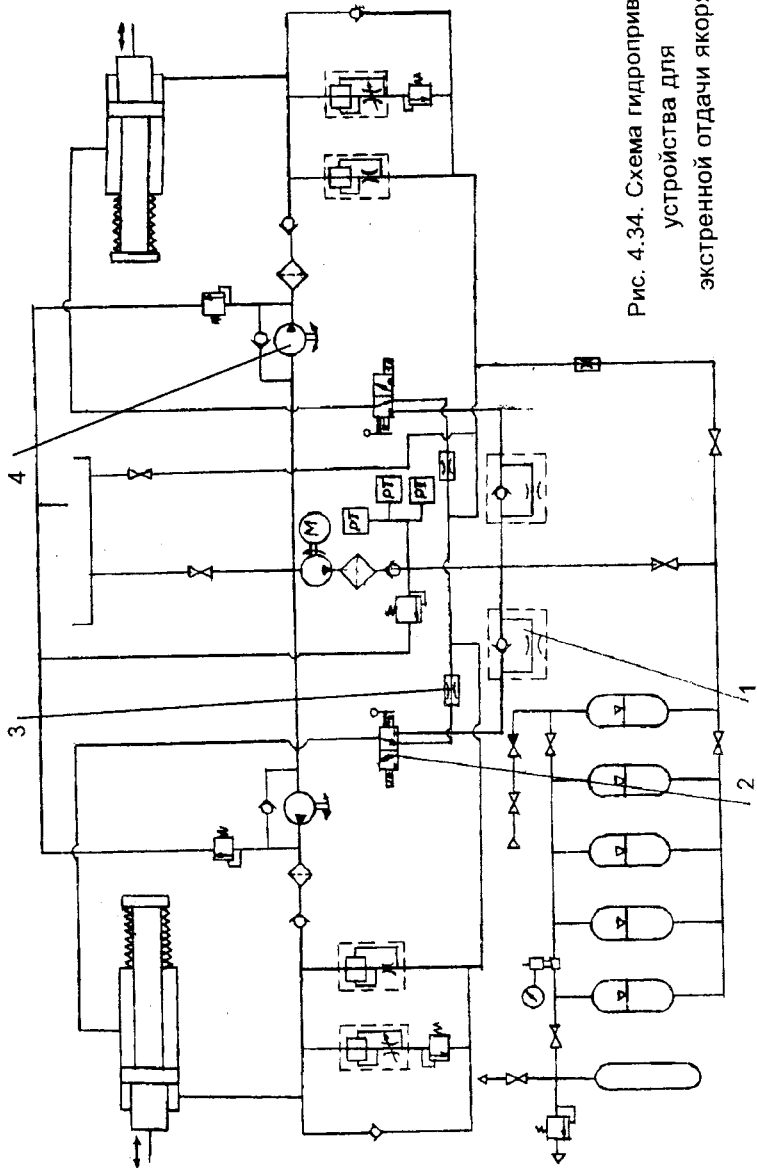


Рис. 4.34. Схема гидропривода
устройства для
экстренной отдачи якоря.

При экстренной отдаче якоря скорость стравливания якорной цепи ограничивается 100 метрами в минуту. Для поддержания такой скорости необходимо торможение цепи. Торможение в этом гидроприводе осуществляется системой подтормаживания. Она состоит из двух частей. В состав каждой части входят шестеренный насос 4, осуществляющий подачу масла из бака в подтормаживающую полость гидроцилиндра, с приводом от мультипликатора; центробежный регулятор скорости цепи и указатель длины вытравленной цепи, навешанные на этот же мультипликатор. Мультипликатор приводится в действие от шпильки. Подача насоса 4 определяется скоростью вытравливания якорной цепи. Вся подача насоса пропускается через фильтр и обратный клапан. Для поддержания при подтормаживании определенного давления используется регулирующая аппаратура, состоящая из ограничителя расхода и регулятора расхода с предохранительным клапаном, включенных параллельно. Основная часть слива рабочей жидкости идет через ограничитель расхода. С увеличением расхода через него растет гидравлическое сопротивление и увеличивается давление в подтормаживающей полости гидроцилиндра, определяющего натяжение тормозной ленты. При каждом противодавлении устанавливается определенный режим подтормаживания и, следовательно, определенная скорость стравливания якорной цепи, определенная подача насоса, определенный расход (равный подаче) через перепускные устройства. Режим подтормаживания задается регулятором расхода. Насос 4 от перегрузок защищен предохранительным клапаном. В период подъема якоря насос 4 реверсирует поток и направляет его “на себя” через обратный клапан. Обратный клапан, установленный подле регулятора расхода, обеспечивает поступление масла в подтормаживающую полость при отсутствии подачи шестеренного насоса 4. Максимальная скорость спуска якорной цепи задается центробежным регулятором скорости, навешенным на мультипликатор. При максимальной скорости он конечным выключателем переключает распределитель 2 на слив из растормаживающей полости. После переключения полость постепенно опорожняется через дроссель. Начинается торможение и уменьшение скорости вытравливания цепи. После уменьшения скорости центробежный регулятор переключает конечным выключателем распределитель 2 на растормаживание.

4.10. Гидравлические системы дистанционного управления

Гидравлические системы дистанционного управления применяются для пуска и останова нерегулируемых устройств и машин. К ним принадлежат приводы арматуры различных судовых систем, приводы водонепроницаемых дверей и перекрытий и других устройств и механизмов. Кроме того, гидравлические системы управления применяются для регулирования режимов работы гидроприводов судовых машин с переменными нагрузками и скоростями. Поэтому различают два типа систем дистанционного управления: системы управления конечным перемещением органа управления и системы управления направлением и скоростью выхода у исполнительной машины.

Любая система дистанционного управления выполняется в соответствии со следующими требованиями: удобство работы оператора, надежность, быстродействие и точность выполнения задания. Система должна фиксировать последнюю команду, оператор должен иметь возможность контролировать выполнение команды и команда должна выполняться быстро, но без возникновения гидравлических и инерционных ударов в механизмах и машинах.

Как правило, дистанционные системы управления сопровождаются системами сигнализации для контроля за выполнением команд, что усложняет систему управления, но повышает безаварийность работы.

Примером гидравлической дистанционной системы управления может служить система управления клинкетами грузовых и зачистных систем нефтеналивных судов, а также газозовов (черт. 4.35).

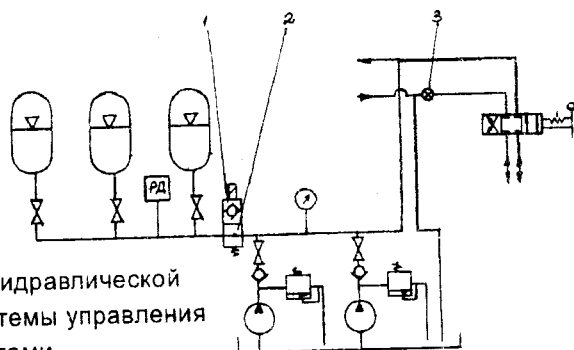


Рис. 4.35. Схема гидравлической дистанционной системы управления клинкетами.

Насосная станция и распределители системы находятся в центральном посту управления грузовыми операциями. От распределителей к каждому клинкету проведены два трубопровода. Клинкеты располагаются на грузовых, зачистных трубопроводах и перегородках внутри танков. После включения любого насоса через обратный клапан 1 производится зарядка пневмогидроаккумуляторов. По достижении в системе рабочего давления срабатывает реле и выключает насос. Питание системы в этом режиме происходит через блокировочный клапан 2. После снижения давления до 70% от рабочего блокировочный клапан отключается со включением насоса на зарядку аккумуляторов. Для контроля за срабатыванием гидропривода каждого клинкета на сливе устанавливаются вертушки-индикаторы 3.

На большегрузных судах с развитыми общесудовыми системами при рассредоточении клапанов по всей длине судна дистанционное либо автоматическое управление клапанами является обязательным. На рис. 4.36 изображенная схема насосной станции гидроприводов клапанов.

Станция обслуживается двумя винтовыми насосами. Тип насоса – трехвинтовой вертикальный насос марки ЭВ1/100-1,5/100БЗ. Давление нагнетания – 10 МПа, подача – 1,5 м³/час, мощность двигателя – 8 кВт. Масса насоса – 26 кг, масса агрегата – 195 кг. Давление регулирования предохранительных клапанов – 12+12,5 МПа. Станция выполнена с открытой системой питания. Бак емкостью 1000 л используется как фундаментная рама для всей станции. Станция оборудована двумя пневмогидроаккумуляторами

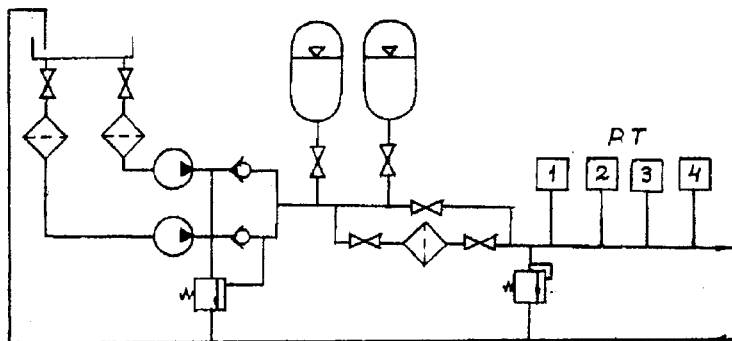


Рис. 4.36. Схема насосной станции гидравлической системы управления клапанами.

ми ПГА 2-35 емкостью по 35 л каждый. В качестве разделителей в гидроаккумуляторах используются поршни. Аккумуляторы поддерживают станцию в готовности к работе, они обеспечивают покрытие пиковых нагрузок. Воздушная полость гидроаккумулятора пополняется при давлении 6 МПа. Масляный бак снабжен датчиком уровня, включающимся при нижнем уровне масла. Автоматизация действия станции достигается путем пуска и останова насоса с помощью четырех реле давления. Насосная станция может работать в трех режимах: 1) местное управление, 2) дистанционное и 3) автоматическое. Для управления из центрального поста переключатель режимов, установленный на станции, ставится в положение “Дист.” Ключ выбора режимов на щите управления системой для одного из насосов ставится в положение “Авт.”, для второго – в положение “Резерв”. В этом случае первый насос реле давления № 2 запускается при давлении 8 МПа, а останавливается – при давлении 10 МПа реле давления № 4. Резервный насос запускается реле № 1 при давлении 7,5 МПа вместо дежурного насоса. Дежурный насос через установленное время останавливается и на его табло начинает мигать желтая лампочка и подается звуковой сигнал. Выключается насос реле № 3 при давлении 9 МПа.

Пуск станции по сигналу “Пожар” осуществляется автоматически. Запуск может осуществляться также из навигационной рубки.

ГЛАВА 5. РАСХОД ЭНЕРГИИ, ПОТЕРИ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ

В структурной схеме индивидуального гидропривода, изображенной на рис. 5.1, применены следующие обозначения: Н – объемный насос, НЛ – нагнетательный линия, ГА – гидроаппаратура, ГМ – гидромотор, СЛ – сливная линия и ПН – насос подпитки.

Эта схема используется для рассмотрения расхода энергии, потерь и тепловыделений в гидроприводе. Полезная мощность насоса, отдаваемая в нагнетательную линию, рассчитывается по формуле $N_n = p_n Q_n$.

Потеря мощности в нагнетательной линии $\Delta N_{нл} = \Delta p_{нл} Q_n$.

Потеря мощности в гидроаппаратуре связана с гидравлическими и объемными потерями. Эта потеря $\Delta N_{га} = \Delta N_{гаТ} + \Delta N_{гаО} = \Delta p_{га} Q_n + (p - \Delta p_{нл}) Q_{пга}$.

где $\Delta p_{га}$ – потеря давления в гидроаппаратуре;

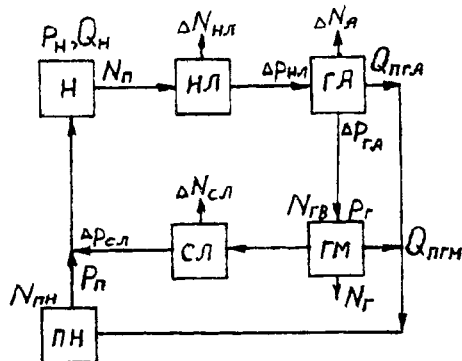


Рис. 5.1. Энергобаланс индивидуального гидропривода.

$(p_H - \Delta p_{\text{НП}})$ – давление, при котором происходит перетечка в гидроаппаратуре;

$Q_{\text{ПГА}}$ – перетечка рабочей жидкости в гидроаппаратуре.

Из схемы энергобаланса видно, что срабатываемый в гидромоторе перепад давления $p_{\text{ГМ}} = p_H - \Delta p_{\text{НП}} - \Delta p_{\text{ГА}} - \Delta p_{\text{СЛ}} - p_{\text{П}}$,

где $p_{\text{П}}$ – давление подпитки.

Срабатываемый в гидромоторе расход $Q_{\text{ГМ}} = Q_H - Q_{\text{ПГА}} - Q_{\text{ПГМ}}$,

где $Q_{\text{ПГМ}}$ – перетечка в гидромоторе.

Следовательно, внутренняя мощность в гидромоторе $N_{\text{ГМВ}} = p_{\text{ГМ}} Q_{\text{ГМ}}$.

Отдаваемая гидромотором мощность $N_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ}} \omega_{\text{ГМ}}$.

Чтобы учесть механические и объемные потери в насосе необходимо использовать мощность, которую он потребляет, а чтобы учесть механические потери в гидромоторе, необходимо пользоваться мощностью на его валу. При использовании этих мощностей можно записать формулы к.п.д. брутто и нетто для гидропривода:

$$\eta_{\text{гп}}^{\text{брутто}} = \frac{N_{\text{ГМ}}}{N_{\text{ПДВ}}}, \quad \eta_{\text{гп}}^{\text{нетто}} = \frac{N_{\text{ГМ}}}{N_{\text{ПДВ}} - N_{\text{ПН}}},$$

где $N_{\text{ПН}}$ – мощность, потребляемая подпиточным насосом. Гидравлические потери в линиях зависят от скорости рабочей жидкости, ее вязкости, а также от конструктивных особенностей линий. Для расчета гидравлических потерь используют уравнение Дарси-Вейсбаха, которое имеет следующую запись $\Delta p = \sum_1^n \lambda_i \frac{l_i}{\lambda_i} \frac{v_i^2}{2} \rho + \sum_1^m \zeta_k \frac{v_k^2}{2} \rho$.

Коэффициенты $\lambda = \frac{75}{\text{Re}}$, если $\text{Re} < 800$ и $D_y = 3+20\text{мм}$;

$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ при $\text{Re} < 800$ и $D_y = 25+250\text{мм}$;

$\lambda = \frac{10}{\text{Re}^{0,65}}$ если $800 < \text{Re} < 3000$;

$\lambda = 0,1(1,46 \frac{\Delta}{D_y} + \frac{100}{\text{Re}})^{0,25}$ при $\text{Re} > 3000$.

Потеря давления в изгибах гидравлических трубопроводов определяется отдельно по формуле

$$\Delta p = 0,00179 \lambda \frac{r}{D_y} \alpha \frac{v^2}{2} \rho,$$

где Δp в МПа, r – радиус изгиба трубы, D_y – внутренний диаметр трубы, α – угол изгиба, ρ – плотность рабочей жидкости.

Коэффициент λ определяется по справочникам в зависимости от Re и $\frac{D_y}{2r}$.

Потери давления на местных сопротивлениях линий гидропривода зависят от коэффициентов, характеризующих сопротивления и от скорости жидкости в линиях. Для определения коэффициентов местных сопротивлений ζ используют справочную литературу. По справочникам определяют ζ сопротивлений клапанов, сужений и расширений трубопроводов.

Наиболее характерными являются постоянные коэффициенты сопротивления входа в трубу (рис. 5.2) и коэффициенты сопротивления ответвлений в трубопроводах гидроприводов (рис. 5.3).

Объемные потери в гидроприводе связаны с наличием в гидромашинах зазоров. Зазоры в любой гидромашине обусловлены необходимостью обеспечения смазки, охлаждения, компенсации температурных расширений деталей, а также технологией изготовления.

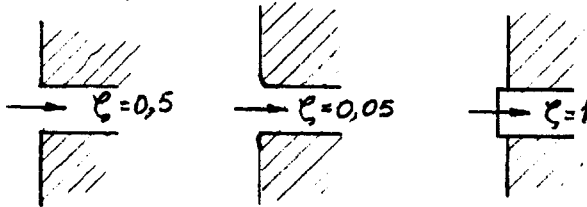


Рис. 5.2. Конструкции входа в трубу.

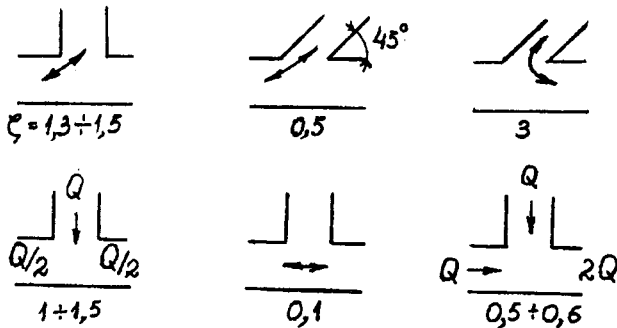


Рис. 5.3. Виды ответвлений в трубопроводах.

Их определяют по формуле

$$Q_n = \sum_1^n Q_{ni},$$

где Q_{ni} – перетечка через какой-то отдельный зазор.

Для определения перетечки через зазор между плоскими деталями используется формула

$$Q_{пл} = 83,3 \frac{\delta^3 b}{\nu \rho l} \Delta p,$$

где $Q_{пл}$ – перетечка через щелевой зазор в $\text{дм}^3/\text{с}$; δ – зазор, см; b – ширина щели, см; ν – коэффициент вязкости, сСт ; ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; l – длина щели, см; Δp – перепад давления в зазоре, МПа.

Перетечка через кольцевой зазор

$$Q_{ок} = 262 \frac{\delta^3 b}{\nu \rho D} \Delta p.$$

Все потери мощности в гидравлическом приводе являются тепловыми потерями, поскольку все гидравлические и механические потери связаны с их переходом в тепловую энергию. Следовательно, тепло, выделяющееся в гидроприводе, можно подсчитать по формуле

$$Q_{гр}^T = N_{пот} = (1 - \eta_{гп}) N_{пдв},$$

где $N_{пот}$ – потерянная мощность,

$\eta_{гп}$ – к.п.д. гидропривода,

$N_{пдв}$ – мощность, подведенная к насосу.

При циклической работе гидропривода Q^T определяется с учетом продолжительности работы привода и потерянной мощности в каждом режиме.

Тепло, которое выделяется при дросселировании, определяется по формуле

$$Q_{др}^T = \frac{\Delta p Q}{1000} \text{ кВт}$$

где Δp – перепад давления в дросселе в Па,

Q – секундный расход жидкости через дроссель, $\text{м}^3/\text{с}$.

Следует отметить, что при одном проходе через дроссель при перепаде в 10 МПа жидкость нагревается на 6°C .

Температуру жидкости в установившемся режиме работы гидропривода определяют с помощью уравнения

$$t_{уст} = \frac{Q_{гр}^T}{FK} + t_o,$$

где F – поверхность всех тепловыделяющих узлов гидропривода; K – коэффициент теплопередачи; t_0 – температура окружающей среды, °С.

Время нагрева рабочей жидкости определяется по формуле

$$\tau = \frac{MC_m}{FK} \ln \frac{t_{ycm} - t_0}{t_{ycm} - t},$$

где M – масса гидропривода, C_m – средняя теплоемкость, t – промежуточная температура жидкости.

Через поверхность гидропривода может передаваться 10÷20% выделяющегося в нем тепла. В объемном гидроприводе с регулированием изменения подачи насоса, в связи с изложенным выше, нет необходимости применять системы охлаждения рабочей жидкости.

В эксплуатации гидроприводов считается благоприятным режим с температурой масла 25÷40°С. При длительном режиме эксплуатации температура должна быть в пределах 40÷50°С. В кратковременных режимах температура может достигать 70÷90°С.

В работающем гидроприводе идет непрерывный процесс превращения гидравлических потерь в тепло. Это приводит к нагреву рабочей жидкости, одновременно с этим тепло передается через поверхности гидропривода в окружающую среду.

Расчет тепловыделений позволяет определить режим нагрева жидкости; ее установившуюся температуру; сделать, при необходимости, расчет системы охлаждения; определить размеры бака. При выполнении таких расчетов можно пользоваться численными значениями некоторых величин: плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, теплоемкость $C = 1,84 \text{ кДж/(кгК)}$; коэффициенты теплопередачи для неventилируемого помещения $K = 9\div 12$, для вентилируемого – $14\div 21$ и при размещении гидропривода на палубе $K = 25\div 40 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

Для гидропривода люкового закрытия расчет тепловыделения выполняется в следующей последовательности.

Расчетная формула к.п.д. гидропривода $\eta_{гп} = \eta_n \eta_{тр} \eta_{ц}$

$$\text{где } \eta_{тр} = \frac{p_n - \Delta p}{p_n}.$$

Здесь Δp – потери давления в трубопроводе.

Тепловыделение при открывании $Q_0 = N_{\text{пдв}}(1-\eta_{\text{гп}})$.

Мощность холостого хода гидропривода в паузах между открываниями отдельных створок закрытий

$$N_{\text{хх}} = \frac{Q\Delta p_{\text{хх}}}{10^3}, \text{ кВт},$$

где Q – подача насоса в $\text{м}^3/\text{с}$, $\Delta p_{\text{хх}}$ – сопротивление трубопроводов при холостом ходе насосов.

Тепловыделение за время работы гидропривода

$$\Sigma Q^{\Gamma} = \frac{\Sigma \tau_{\text{ст}}}{\tau_{\text{тр}}} Q_0^{\Gamma} + \frac{\Sigma \tau_{\text{хх}}}{\tau_{\text{тр}}} N_{\text{хх}},$$

где $\tau_{\text{тр}}$ – время, за которое открываются трюмы;

$\tau_{\text{ст}}$ – время открывания одной створки;

$\tau_{\text{хх}}$ – время паузы между открываниями створок.

Поверхность трубопроводов $F_{\text{тр}} = \pi d_{\text{н}} l$, м^2 ,

где $d_{\text{н}}$ и l – соответственно наружный диаметр трубы и длина трубопроводов.

Площадь поверхности бака в м^2 $F_6 = 0,065\sqrt{V^2}$,

где V – подача станции в литрах в течение 2 минут.

Температура рабочей жидкости после окончания работы гидропривода

$$t_{\text{ст}} = \frac{\Sigma Q^{\Gamma}}{FK} + t_0,$$

где $F = F_{\text{тр}} + F_6$, а t_0 – начальная температура масла.

Весьма значительны тепловыделения в гидроприводах с дроссельным регулированием выхода. Последовательность расчета тепловыделений в таком гидроприводе следующая.

Для расчета тепловыделений в гидроприводе лебедки с дроссельным регулированием на параллельном потоке исходными данными являются грузоподъемность лебедки, скорость подъема, высота подъема, время цикла.

В расчете первой определяется мощность на гаке

$$N_{\text{п}} = \frac{G \cdot v}{10^3 \cdot 60}, \text{ кВт},$$

где G – вес груза в Н, v – скорость в $\text{м}/\text{мин}$.

Затем к.п.д. лебедки $\eta_{\text{л}} = \eta_6 \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{н}}$,

где η_6 – к.п.д. барабана лебедки.

К.п.д. гидропривода $\eta_{гп} = \eta_{гм} \eta_{гп} \eta_{н}$.

Мощность гидропривода в кВт $N_{гп} = \frac{N_n}{\eta_{гп}}$.

Тепловыделения при подъеме груза в кВт с полной скоростью $Q_{гп}^T = N_{гп}(1 - \eta_{гп})$.

Тепловыделения в начале подъема груза в кВт, когда коэффициент использования подачи насоса меньше единицы $Q_{гп}^T = N_{гп}(1 - \eta_{гп} \eta_{иQ})$,

где $\eta_{иQ}$ – коэффициент использования подачи насоса.

Тепловыделения при спуске груза являются наибольшими. При спуске груза к потерям следует отнести тепло, эквивалентное энергии поднятого груза, поскольку она идет на дросселирование в ограничителе расхода. В расчете ее следует уменьшить из-за потерь на барабане. Кроме этого, необходимо учесть потери холостого хода насоса, которые переходят в тепло. Эта потеря может составлять $0,05N_{гп}$.

$$Q_{сп}^T = N_{гп} \eta_{б} + N_{хх}, \text{ кВт.}$$

Тепловыделения за время одного цикла в кВт

$$Q_{ц}^T = \frac{\tau_n}{\tau_{гп}} (Q_n^T + K Q_{гп}^T) + \frac{\tau_{сп}}{\tau_{гп}} Q_{сп}^T,$$

где τ_n , $\tau_{гп}$, $\tau_{сп}$ и K – соответственно время подъема, время цикла, время спуска и коэффициент, учитывающий время разгонного периода по всему времени подъема груза.

Установившаяся температура рабочей жидкости

$$t_{уст} = \frac{Q_{ц}^T}{FK} + t_c.$$