

Рабочие жидкости для гидросистем.

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

1. Характеристика рабочих жидкостей

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Водомасляные эмульсии представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

Смеси различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

2. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости. Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в табл.2.1.

Таблица 2.1

Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Рабочее давление в гидросистеме и **скорость движения исполнительного механизма** также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода.

Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость. При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей - ВМГЗ и МГ-30. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел - промышленных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

3. Гидравлические линии

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой **гидролиниями**.

Гидролинии должны обладать:

- достаточной прочностью;
- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствием утечек жидкости;
- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис.2.1). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукав уменьшает пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

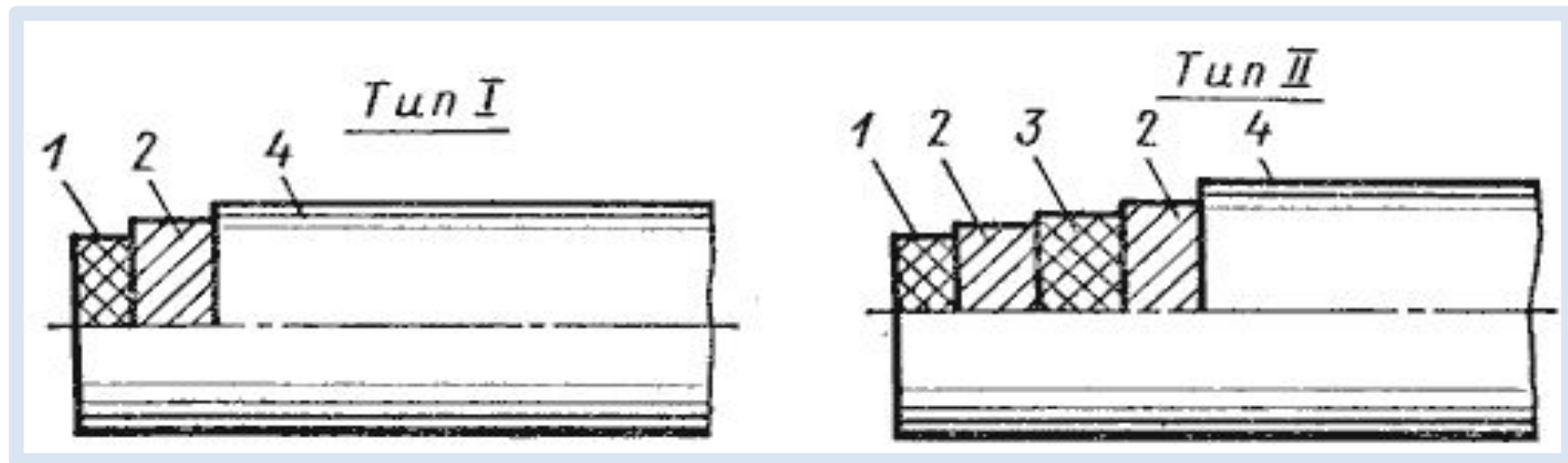
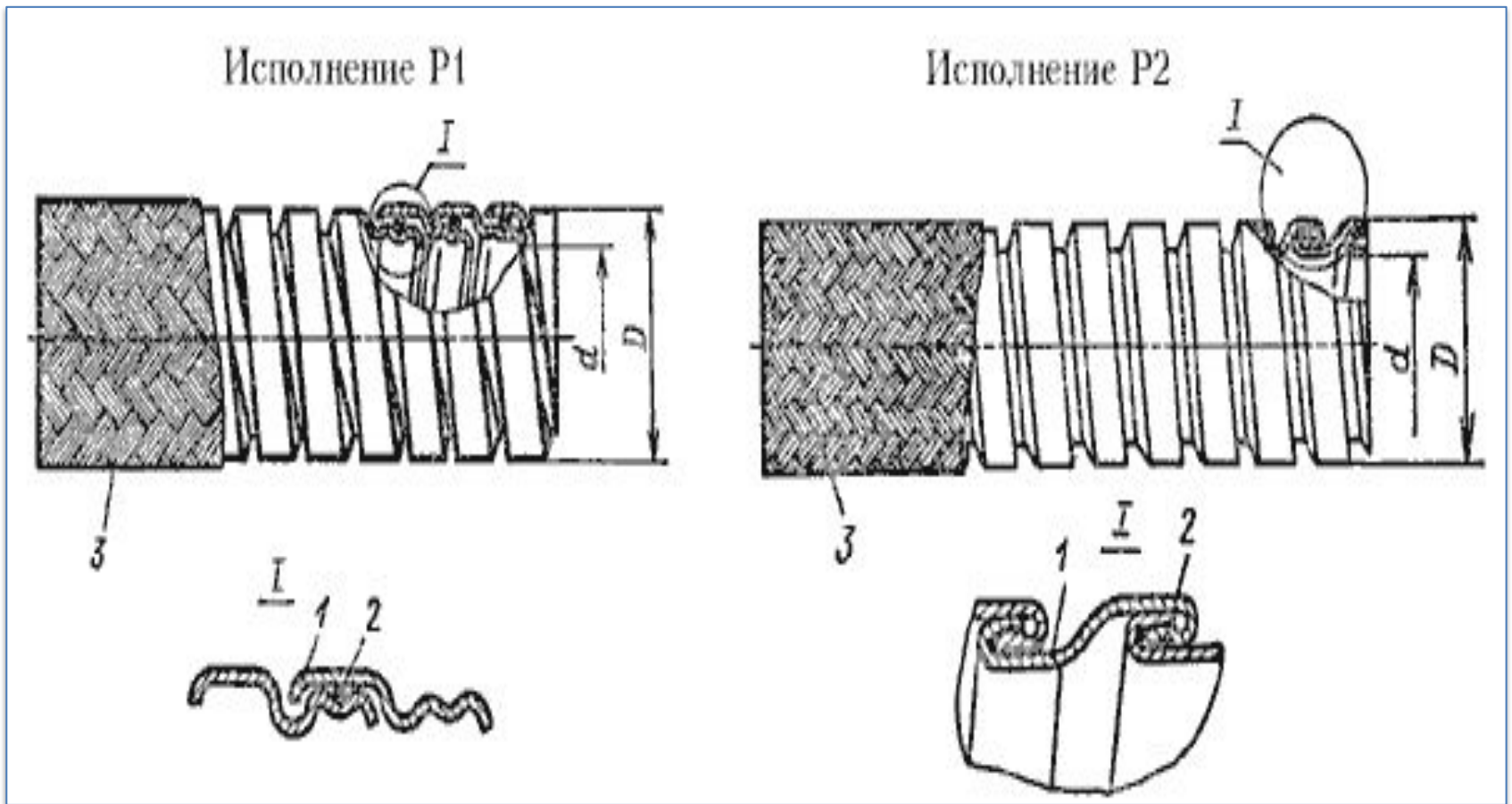


Рис.2.1. Схемы конструкции рукавов с оплеткой:
1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка;
3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением - до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.



4. Соединения

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

Неразборные соединения применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по наружному конусу (рис.2.3) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте раструба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки. 0

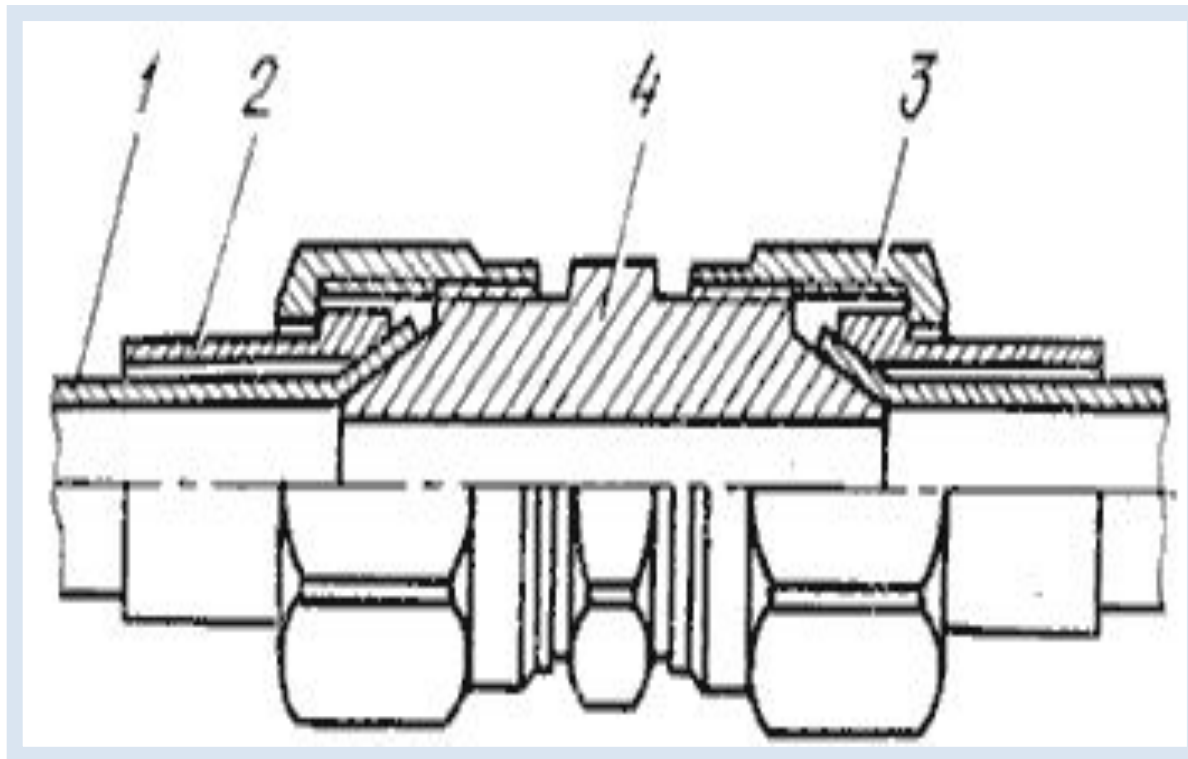


Рис.2.3. Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис.2.4) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накидной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжной накидной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекос труб.

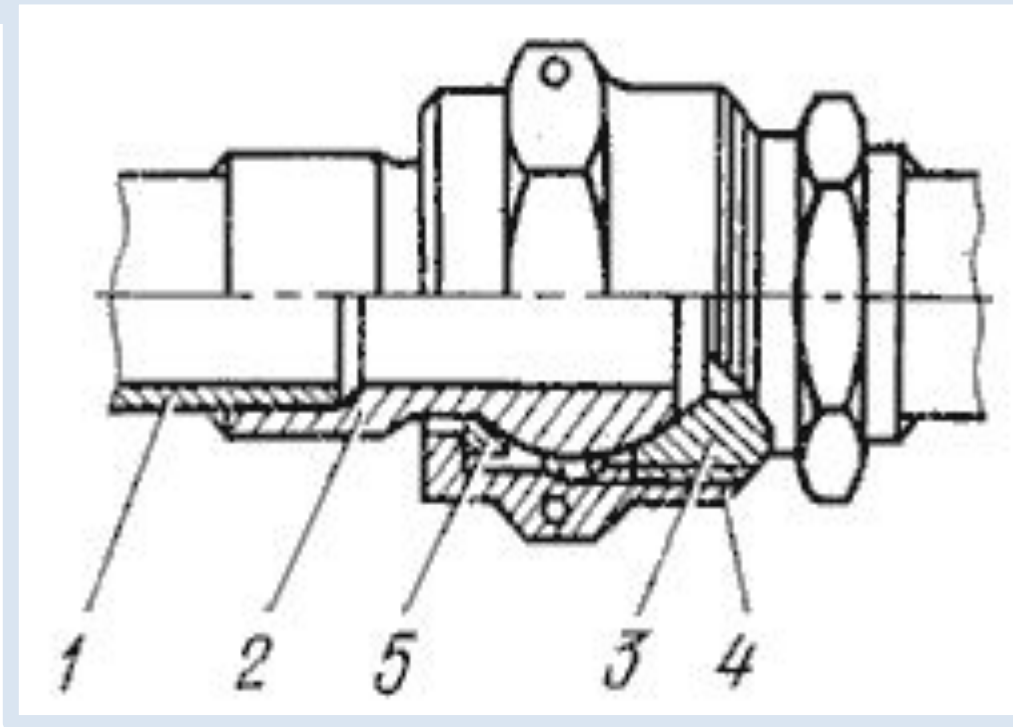


Рис.2.4. Соединение по внутреннему конусу

Соединение с врезающимся кольцом (рис.2.5) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накидной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

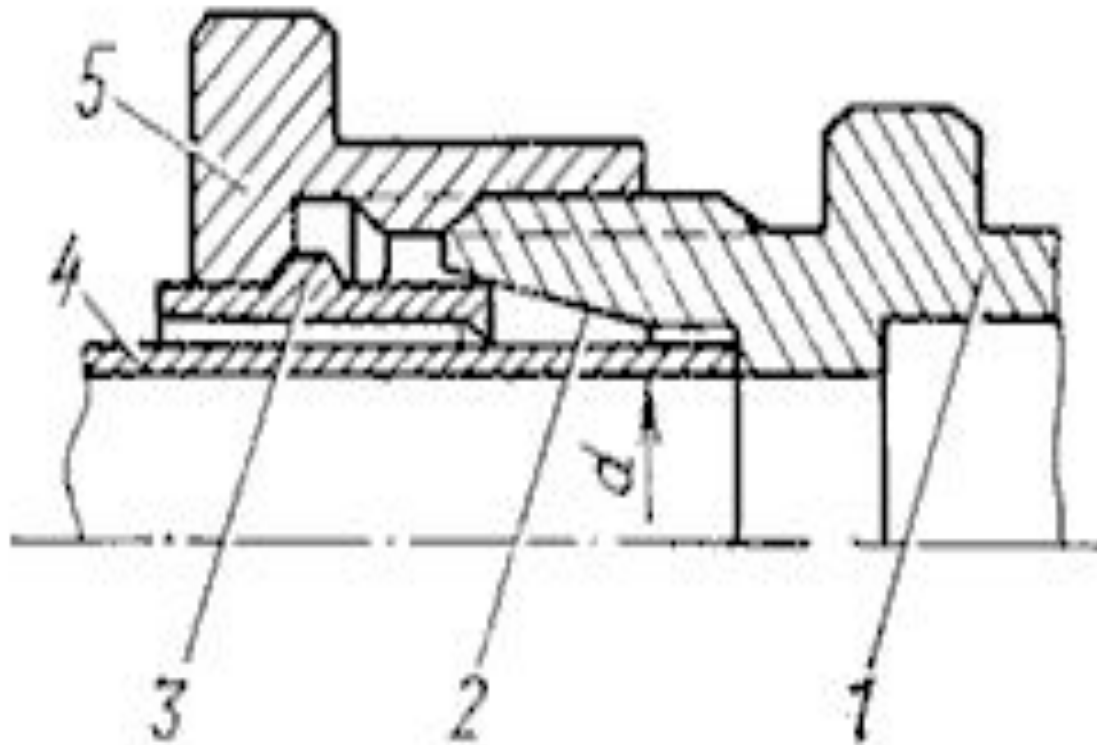


Рис.2.5. Соединение с врезающимся кольцом

К **неподвижным разборным соединениям** относится и *фланцевое соединение* (рис.2.6), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

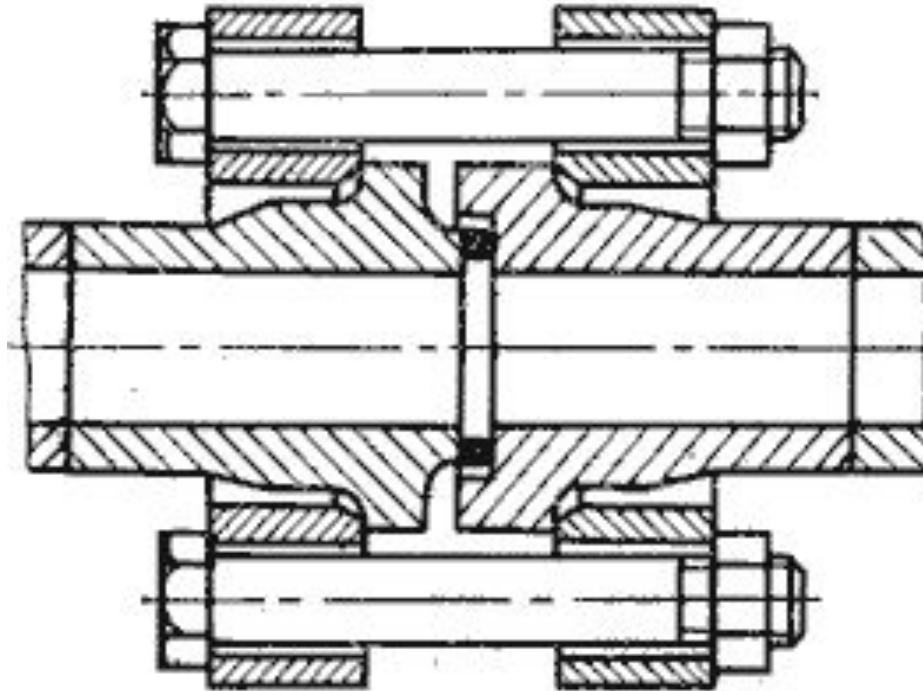


Рис.2.6. Фланцевое соединение

Другим примером **подвижного соединения** является свернутый в спираль трубопровод (рис.2.7, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.

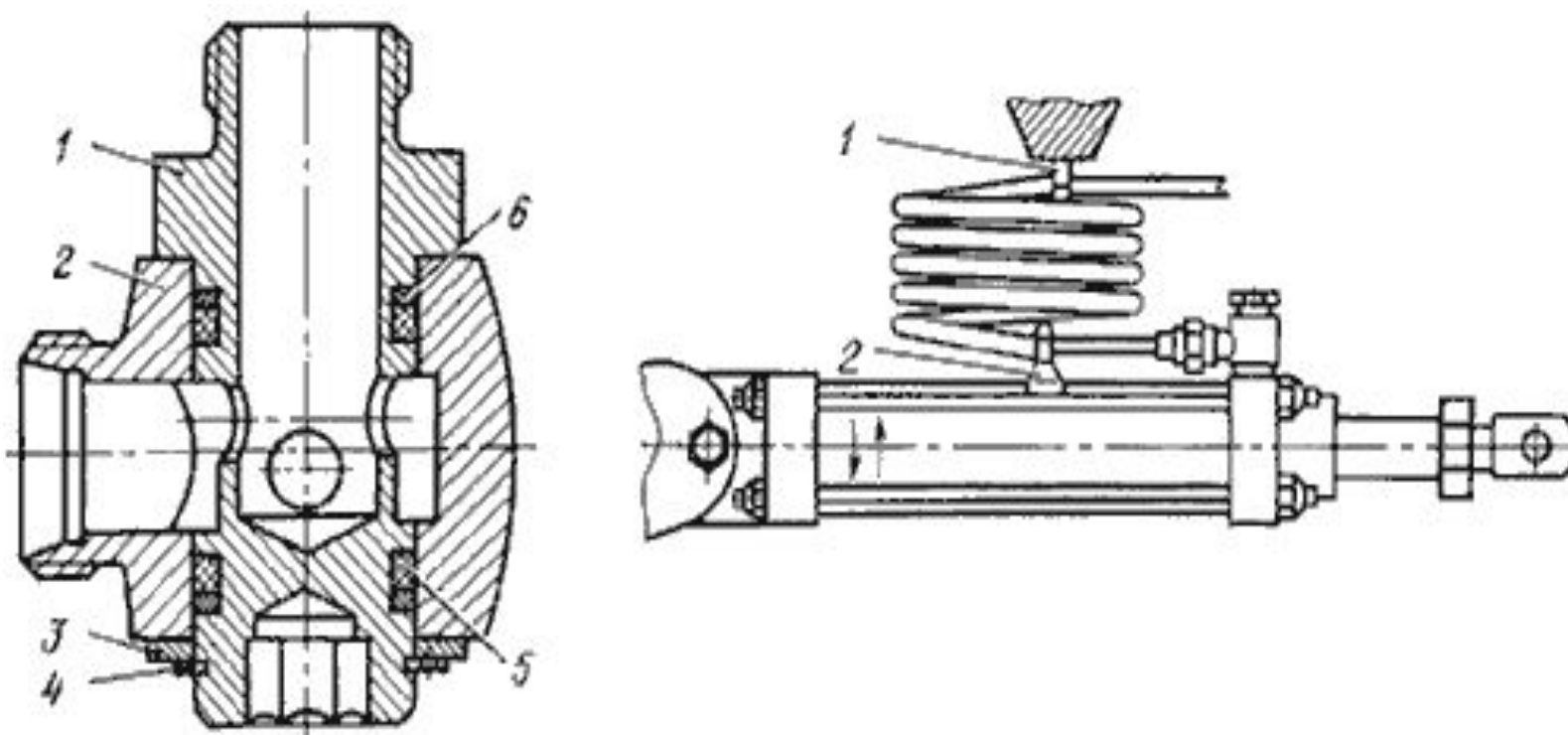


Рис.2.7. Подвижное разборное соединение:
а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры

определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис.2.8, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис.2.8, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накидной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

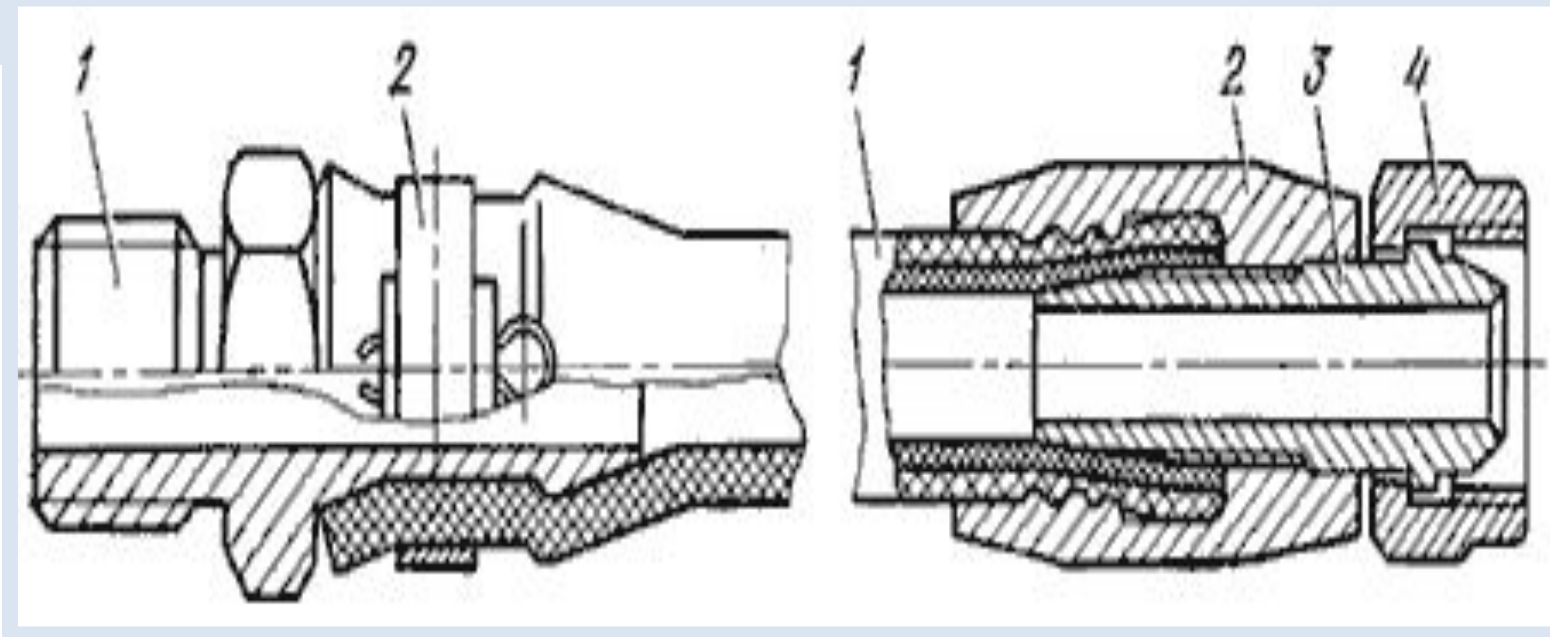


Рис.2.8. Заделка концов рукавов:

а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

5. Расчет гидрولينий

Целью расчета гидрولينий является определение внутреннего диаметра трубопроводов, потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений и толщины стенок труб.

Внутренний диаметр (условный проход) трубопровода d определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}},$$

или

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{u}},$$

где Q - расход жидкости, м³/с для (2.1) и л/мин для (2.2);

u - скорость движения жидкости, м/с;

d - внутренний диаметр трубопровода, м для (2.1) и мм для (2.2).

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл.2.2).

Таблица 2.2

Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости

	Трубопроводы							
	Всасывающие	Сливные	Нагнетательные					
P_H , МПа	—	—	2,5	6,3	16	32	63	100
$U_{рж}$, м/с	1,2	2	3	3,5	4	5	6,3	10

Потеря давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине каждого участка трубопровода определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{дл}} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{\text{рж}}^2}{2},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;
 λ - коэффициент гидравлического трения;
 l - длина трубопровода, м.

Если на пути движения рабочей жидкости встречаются местные сопротивления, то потеря давления в местных сопротивлениях определяется по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{ж}} = \rho \zeta \frac{v_{\text{РЖ}}^2}{2},$$

где ζ - коэффициент местных сопротивлений.

Значения коэффициентов ζ для наиболее распространенных видов местных сопротивлений принимают следующими: для штуцеров и переходников для труб $\zeta = 0,1 \dots 0,15$; для угольников с поворотом под углом 90° $\zeta = 1,5 \dots 2,0$; для прямоугольных тройников для разделения и объединения потоков $\zeta = 0,9 \dots 2,5$; для плавных изгибов труб на угол 90° с радиусом изгиба, равным $(3 \div 5)d$ $\zeta = 0,12 \dots 0,15$; для входа в трубу $\zeta = 0,5$; для выхода из трубы в бак или в цилиндр $\zeta = 1$.

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения λ рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу

$$\lambda = \frac{75}{Re},$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне $Re = 2300 \dots 100000$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Если

$$Re > 10 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}},$$

где $\Delta_{\text{э}}$ - эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб $\Delta_{\text{э}} = 0,05$ мм, для латунных - $\Delta_{\text{э}} = 0,02$ мм, для медных - 0,01, для труб из сплавов из алюминия - 0,06, для резиновых шлангов - 0,03), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}.$$

Потери давления в гидроаппаратуре $\Delta P_{га}$ принимают по ее технической характеристике после выбора гидроаппаратуры. После этого суммируют потери давления

$$\Delta P = \Delta P_{дл} + \Delta P_{м} + \Delta P_{га}$$

При выполнении гидравлического расчета *производят проверку бескавитационной работы насоса*. Вакуум у входа в насос определяют по формуле

$$P_в = \rho g \left(h_s + h_{мп} \frac{\alpha v^2}{2g} \right),$$

где h_s - расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке; $h_{мп}$ - потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений во всасывающей гидролинии; v - скорость движения жидкости во всасывающей гидролинии; α - коэффициент Кориолиса.

Рекомендуемый (с запасом на бескавитационную работу насоса) вакуум $P_в$ у входа в насос должен быть не более 0,04 МПа. Если $P_в > 0,04$ МПа, то нужно увеличить диаметр всасывающего трубопровода или расположить бак выше оси насоса. При этом считается, что рабочая жидкость находится в баке с атмосферным давлением $P_{атм} = 0,1$ МПа. Таким образом, разность давлений в баке $P_в$ (с атмосферным или избыточным давлением) и на входе в насос $P_в$ не должна быть меньше 0,06 МПа.

Определение толщины стенок является проверочным расчетом на прочность жестких труб, подобранных по ГОСТу. Толщину стенки трубы определяют по формуле

$$\delta = \frac{Pd}{2\sigma_s} n,$$

где P - максимальное статическое давление;

σ_s - допускаемое напряжение на разрыв материала труб, принимаемое равным 30...35% от временного сопротивления;

n - коэффициент запаса, $n = 3...6$, для гнутых труб принимается равным на 25 % ниже.

С учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее 0,5 мм, а для медных - не менее 0,8...1,0 мм.