

Министерство образования и науки Российской Федерации

Ивановский государственный химико-технологический университет

А.М. Козлов, Н.Р. Кокина, В.Н. Блиничев

**Уплотнения вращающихся валов
и подвижных штоков**

Учебное пособие

Иваново 2016

УДК 62-762

Козлов, А.М.

Уплотнения вращающихся валов и подвижных штоков: учеб. пособие / А.М. Козлов, Н.Р. Кокина, В.Н. Блиничев, под ред. В.Н. Блиничева; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. -Иваново, 2016. – 72с.

В издании представлены классификация и основные конструкции уплотнений вращающихся валов, а также штоков и поршней, совершающих возвратно-поступательное движение. Показаны достоинства и недостатки различных групп уплотнений и предложены методы их расчета.

Предназначено для студентов изучающих курс "Технологические машины и оборудование", также может быть полезным для студентов других технологических специальностей дневного и заочного отделений.

В связи с большим количеством примеров конкретного конструктивного оформления различных типов уплотнений данное пособие может быть рекомендовано студентам как альбом конструкций уплотнений, необходимый при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Табл. 3. Ил. 73. Библиогр. 13 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУ ВО Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Мизонов В.Е. (Ивановский государственный энергетический университет);

доктор технических наук, доцент Тувин А.А. (Ивановский государственный политехнический университет).

© Козлов А.М., Кокина Н.Р., Блиничев В.Н., 2016
© ФГБОУ ВО “Ивановский государственный химико-технологический университет”, 2016

Оглавление

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УПЛОТНЕНИЯХ.....	4
2. УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ И ПОРШНЕЙ, СОВЕРШАЮЩИХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ ДВИЖЕНИЯ.....	6
2.1 Классификация уплотнений для соединений с возвратно-поступательным движением.....	6
2.1.1. Уплотнения резиновыми кольцами.....	6
2.1.2. Манжетные уплотнения.....	8
2.3. Сальниковые уплотнения.....	12
2.4. Расчет необходимой величины затяжки нажимной втулки сальникового уплотнения.....	14
2.5. Дифференциальные уплотнения.....	16
2.6. Бесконтактные уплотнения.....	20
2.6.1. Щелевые уплотнения.....	20
2.6.2. Бесконтактное сальфонное уплотнение.....	21
3. УПЛОТНЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ.....	22
3.1. Классификация уплотнений вращающихся валов.....	22
3.2. Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой.....	22
3.2.1. Набивки сальников.....	25
3.3. Сальниковые уплотнения валов с твердой набивкой.....	30
3.4. Манжетные уплотнения.....	32
3.5. Торцовые уплотнения вращающихся валов.....	39
3.5.1. Вторичные уплотнения в виде колец.....	44
3.5.2. Способы установки контрколец.....	45
3.5.3. Способы демпфирования торцевых колебаний колец пары трения торцового уплотнения.....	46
3.5.4. Трения в торцовых парах.....	48
3.5.6. Гидростатические торцовые уплотнения.....	53
3.5.7. Примеры применения торцовых уплотнений.....	55
3.6. Бесконтактные уплотнения.....	59
3.7. Комбинированные и специальные уплотнения.....	66
3.7.1. Магнитно-жидкостные уплотнения.....	68
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	71

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УПЛОТНЕНИЯХ

Разработка и внедрение в химическую промышленность машин и агрегатов большой единичной мощности и производительности накладывает серьезные требования к повышению их надежности и долговечности, так как даже небольшой простой такого оборудования наносит большой ущерб производству.

Опыт эксплуатации различных машин, аппаратов и агрегатов показывает, что уплотнительные устройства являются одними из основных элементов, от которых во многом зависят надежность и долговечность оборудования в целом.

Несмотря на то, что узел уплотнения по объему занимает сравнительно небольшую часть машины или аппарата, от него зависит качество работы всего оборудования.

При выходе из строя уплотнения машины и аппараты становятся неработоспособными, а в отдельных случаях появляется опасность аварии. Потребность в остановке оборудования, разборке узлов с целью замены изношенных деталей также в значительной степени определяются состоянием уплотнительных устройств.

Поэтому при проектировании оборудования необходимо особое внимание обращать на конструирование узла уплотнения.

К уплотнениям предъявляются все более жесткие требования по их герметичности, долговечности, компактности, способности надежно работать при высоких параметрах по движению, температуре, скоростям вращения валов, скоростям движения оттоков в агрессивных, абразивных и радиоактивных средах.

Утечка среды через уплотнения приводит:

- во-первых, к потере подчас очень дорогих компонентов;
- во-вторых, загрязняет окружающую среду газовыми и жидкостными выбросами;
- в-третьих, делает невозможным работу оборудования как под вакуумом, вследствие непрерывного подсоса воздуха, так и при переработке вредных и радиоактивных сред.

Следовательно, наилучшим уплотнением будет то, которое при наименьших затратах энергии, минимальных габаритах и стоимости обеспечит практически нулевую утечку.

Все уплотнительные устройства по характеру уплотняемых соединений и степени сложности герметизации разъемов можно раздеть на **три группы**:

- 1) уплотнение для неподвижных соединений (герметизация крышек, днищ, фланцевых разъемов трубопроводов и так далее);
- 2) уплотнение для соединения с возвратно-поступательным движением деталей (уплотнения штоков и поршней);
- 3) уплотнения для соединений с вращательным движением (уплотнения вращающихся валов).

Данные группы уплотнений расположены по мере повышения сложности герметизации соединений.

Наиболее просто уплотнить неподвижные соединения, хотя при высоких давлениях (30 МПа и более) - это уже достаточно серьезная проблема (что можно видеть на примере колонн синтеза метанола и аммиака)

Схемы уплотнений неподвижных соединений показаны на рис.1.

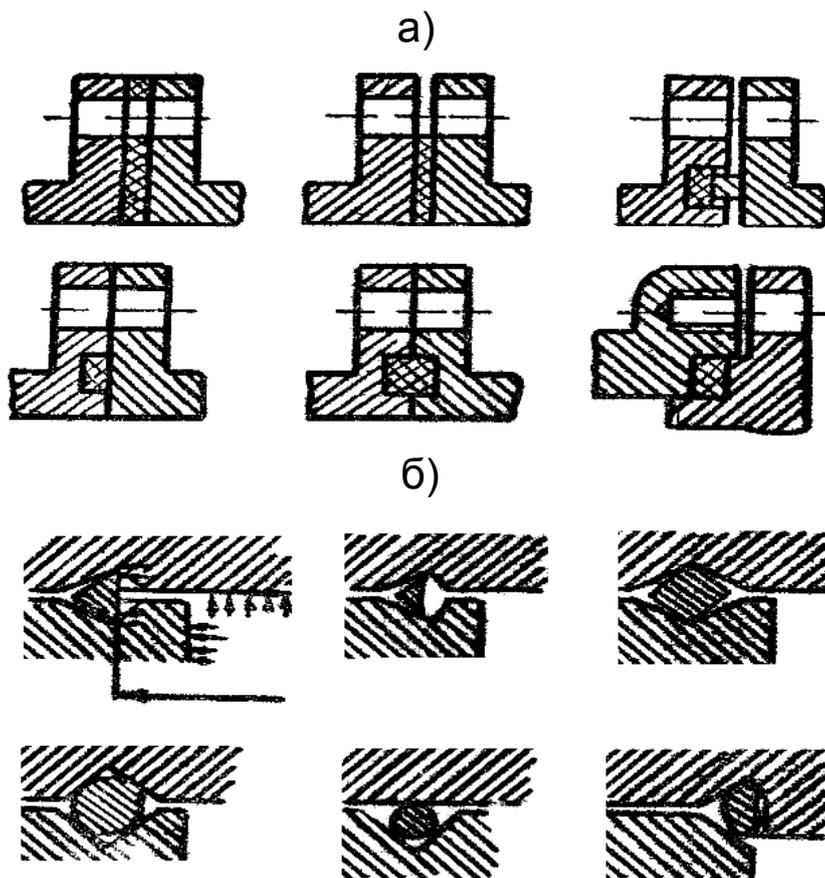


Рис 1. Схемы уплотнений неподвижных соединений:
а - при сравнительно небольших давлениях до 10 МПа (плоские прокладки); б - для аппаратов высокого давления (фасонные прокладки).

Уплотнения этой группы достаточно подробно рассматриваются в курсе «Основы расчета и конструирования химических машин и аппаратов» и потому не вошли в объем настоящего пособия.

Уже значительно сложнее уплотнить соединения с возвратно-поступательным движением деталей и самая трудная задача - полностью герметизировать зазор между корпусом машины или аппарата с вращающимся валом. Большая сложность уплотнения вращающихся валов связана с тем, что вал, наряду с вращательным движением, имеет постоянные радиальные биения (колебания) вследствие наличия в любой машине динамической, возмущающей силы, возникающей при наличии эксцентриситета центра тяжести масс относительно оси вращения. Чем

больше радиальное биение вала, тем сложнее уплотнить зазор между валом и корпусом, так как в этом случае больше вероятность образования "пульсационной" щели, приводящей к утечке.

2. УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ И ПОРШНЕЙ, СОВЕРШАЮЩИХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ ДВИЖЕНИЯ

Штоки и поршни, совершающие возвратно-поступательное движение, являются частью гидравлических и пневматических машин и агрегатов (прессов, насосов, устройств для замыкания и размыкания форм литьевых машин, рам и плит фильтпрессов, устройств ножевого съема осадка в центрифугах, пневматических цилиндров, поршней двигателей внутреннего сгорания, гидравлических и пневматических тормозов автомашин и так далее), а также запорной арматуры (задвижки, вентили, краны).

Скорости осевого перемещения у штоков и поршней могут быть различными и естественно, оказывают существенное влияние на надежность и долговечность работы узла уплотнения.

2.1. Классификация уплотнений для соединений с возвратно-поступательным движением

По принципу действия уплотнения поршней и штоков подразделяется на **контактные** и **бесконтактные**.

К **контактным** уплотнениям можно отнести: кольцевые, манжетные, сальниковые и дифференциальные.

К **бесконтактным** уплотнительным устройствам - щелевые и сильфонные. Щелевые уплотнения в свою очередь подразделяются на простые щелевые, лабиринтные и с деформируемой втулкой.

2.1.1. Уплотнения резиновыми кольцами

Широко применяемые резиновые кольца являются малогабаритными контактными уплотнениями, обеспечивающими во многих случаях приемлемую степень надежности и долговечности.

Уплотнение резиновыми кольцами применяются для запираения жидкостей при давлении $100 \text{ кг/см}^2=10 \text{ МПа}$, а с применением занятных шайб из фторопласта до $200 \text{ кг/см}^2=20 \text{ МПа}$ и выше.

Кольца могут применяться круглого, прямоугольного и Х-образного поперечного сечения кольца диаметром $d=1,4-9 \text{ мм}$ при диаметре уплотняемого цилиндра $D=5-400 \text{ мм}$.

Материалом колец является, как правило, малостойкая резина.

Практически все кольца устанавливаются с предварительным натягом, что позволяет в рабочем состоянии иметь отношение $\frac{P_r}{P_c} > 1$, где

P_r - радиальное давление уплотняющего кольца;

P_c - давление уплотняемой жидкости.

Для того, чтобы любое уплотнение работало без утечки, необходимо в первую очередь создать условия, при которых P_r будет больше P_c .

Во избежание выдавливания и затягивания резинового кольца в зазор, последний должен быть небольшим.

Обычно принимают для подвижных соединений относительный натяг $\frac{k}{d} \approx 0,1 - 0,2$, при отрицательных температурах до 0,3.

Во избежание заполнения канавки при обжатии кольца и набухании его в масле принимают

$$\frac{S_1}{S_2} = 1,3;$$

где S_1 - площадь поперечного сечения канавки;

S_2 - площадь поперечного сечения кольца.

К **недостаткам** резиновых колец можно отнести:

а) прилипание резины к сопряженным металлическим поверхностям в состоянии покоя;

б) значительные силы трения при срабатывании штоков с места;

в) выдавливание резины в зазоры.

Эти недостатки значительно ослаблены в комбинированных кольцевых уплотнениях, в которых резиновые кольца используют в сочетании с кольцами из пластмассы (например, фторопласта-4) (рис.2).

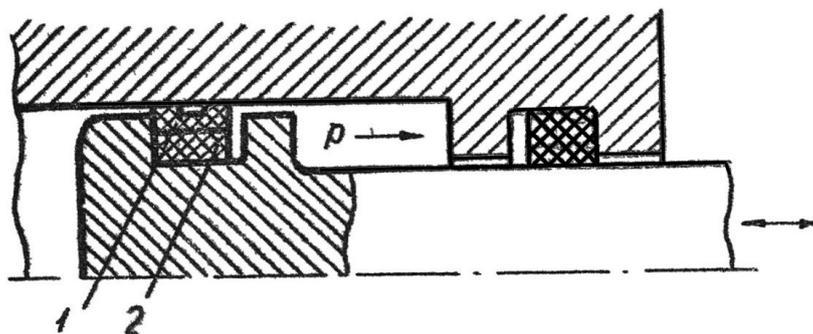


Рис. 2. Комбинированное кольцевое уплотнение поршня и штока:

1 - пластмассовое кольцо; 2 - резиновое кольцо

В подобных уплотнениях силы трения уменьшаются до минимума и они успешно используются при давлениях до 35 МПа и температурах от +80°С до +250°С.

На практике используются уплотнительные кольца и канавки разной формы. Наиболее часто применяемые разновидности уплотнительных колец и канавок представлены на рис.3.

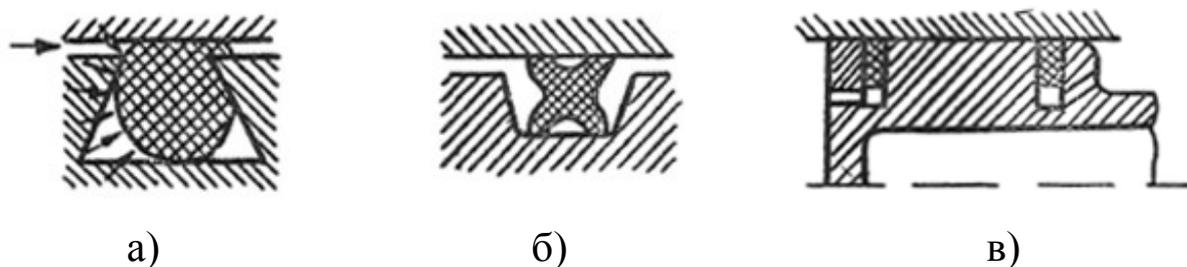


Рис. 3. Разновидности уплотнительных колец и канавок:
а - круглого сечения; б - Х-образные кольца; в - прямоугольного сечения.

Х-образные кольца обеспечивают более надежную герметизацию при меньшем обжатии кольца и не подвержены спиральному скручиванию.

2.1.2. Манжетные уплотнения.

Манжетные уплотнения по сравнению с резиновыми уплотнительными кольцами допускают применение при более высоких давлениях, имеют меньшую утечку жидкости при работе и большую долговечность, хотя их конструкции немного сложнее и габариты больше, а так же выше силы трения и потери энергии в уплотнениях при движении.

Манжеты бывают нормальные (рис.4а), шевронные (рис.4б) и прямоугольные однолопастные (рис.4в).

В качестве материала нормальных манжет применяется резина, шевронных – прорезиненная хлопчатобумажная ткань и резина, капрон, полихлорвинил, прорезиненный текстолит, кожа и др. В случаях специального использования манжеты могут быть выполнены из ковкого чугуна, нержавеющей сталей и никелевых сплавов (рис.6).

Наиболее широкое применение нашли нормальные и шевронные манжеты (рис.4а, б).

Манжеты применяются при давлении жидкости приблизительно до 50 МПа и скорости перемещения штоков и поршней до 10-12 м/с [1].

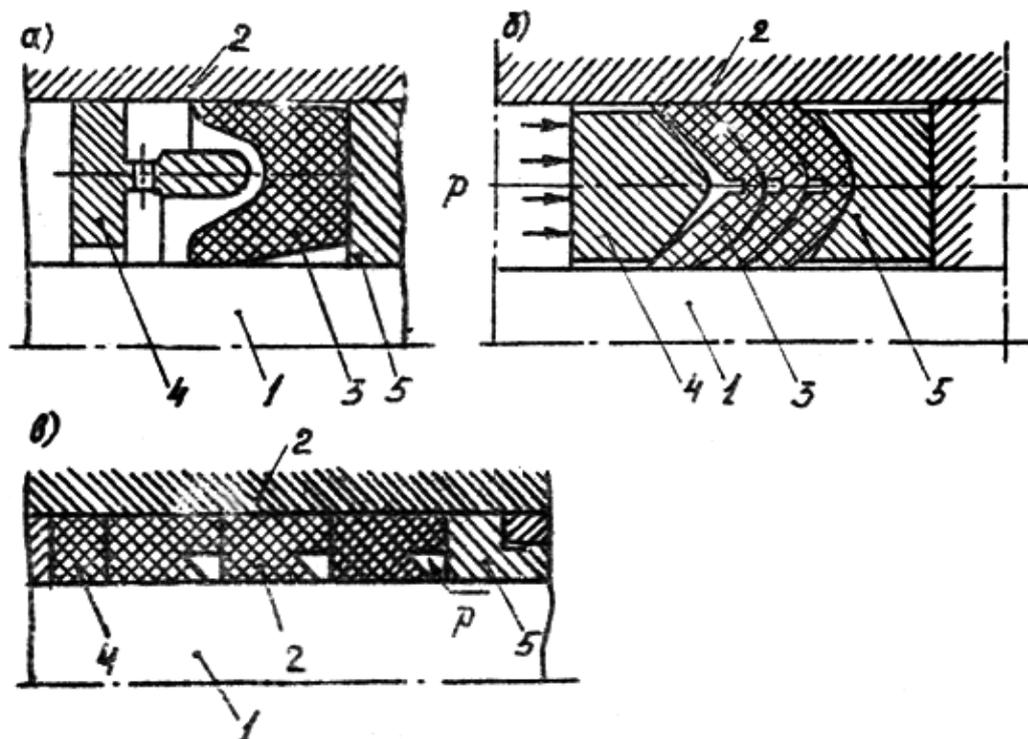


Рис.4. Типы манжетных уплотнений:

а - нормальная манжета (ГОСТ 6969-54); б - шевронные манжеты (ГОСТ 9041-59);
 в - однолопастные манжеты; 1-шток; 2-корпус; 3- манжеты; 4 - нажимные или
 подманжетные кольца; 5- упорные кольца.

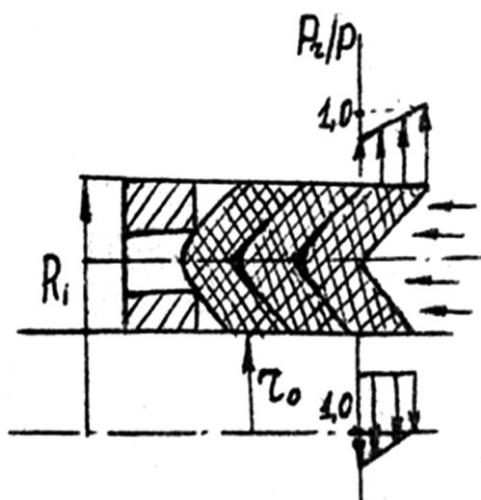


Рис.5. Схема распределения удельных давлений на запирающих поверхностях шевронных манжет

превышавшего диаметр гнезда под манжету.

На рис.5 показано примерное распределение удельных давлений на запирающих поверхностях шевронных манжет. Из данной схемы видно (величины давлений найдены по уровням Ляме), что внутренняя лопасть полностью запирает жидкость, т.к. отношение $\frac{P_r}{P}$ по всей запиравшей ее длине более 1. В то же время отношение $\frac{P_r}{P}$ для наружной лопасти почти по всей длине менее 1. Поэтому для запираения жидкости наружной лопастью необходимо предварительное упругое обжатие манжеты при сборке за счет наличия конического раструба,

К недостаткам резиновых манжет относится малая долговечность при высоких давлениях, прилипание манжет к стальным деталям при длительных перерывах в работе (например, при $P=500 \text{ атм}=50 \text{ МПа}$ и $V=0,6 \text{ м/с}$ службы резиновой манжеты составит всего 3 часа или 7800 рабочих циклов). Долговечность манжетных уплотнений удалось резко повысить при применении наполненных композиционных фторопластовых материалов (например, долговечность манжет из фторопласта, наполненного коксом, марки Ф4К20 в сотни раз выше по сравнению с резиновыми манжетами).

Металлические манжеты

Металлические манжетные уплотнения являются наиболее эффективными для запираания рабочей среды при весьма высоких температурах, например до 1200-1400 °С, а также в случаях, связанных с опасностью радиоактивного излучения.

Материал манжет должен быть менее твердым, чем материал цилиндра.

Необходимая герметичность уплотнения достигается за счет предварительного натяга между манжетой и стенкой цилиндра. Уплотнение выходит из строя при исчезновении натяга вследствие износа.

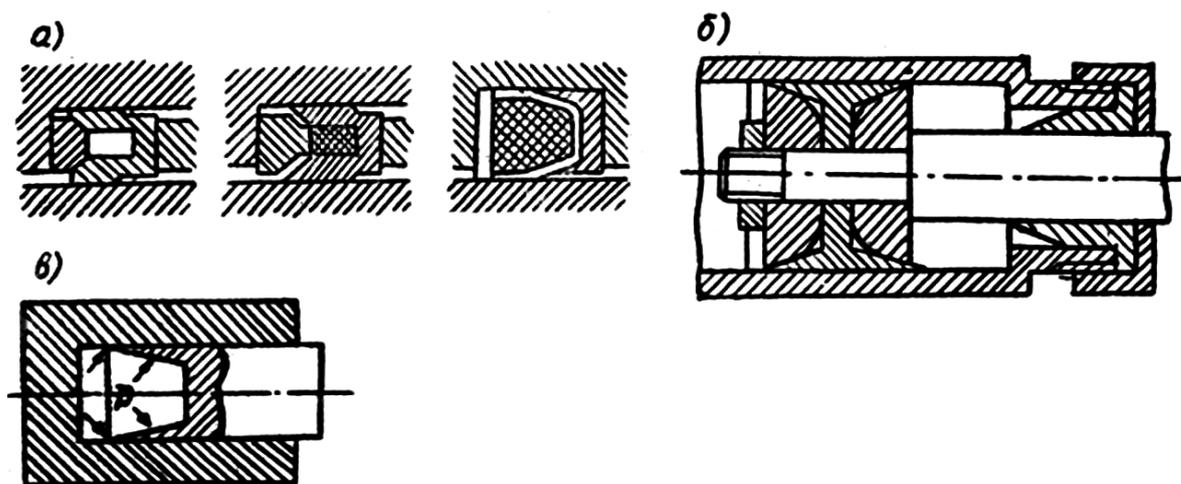


Рис. 6. Типы металлических манжет:
 а - разновидности металлических манжет; б- конусные металлические манжеты;
 в - уплотнительный конус на поршне.

Согласно работе [2], металлические манжеты способны выдерживать свыше 10 000 циклов, в масле при температуре 260%, пропуская при этом утечки масла не более 0,001 дм³ на каждые 1000 циклов.

Разновидности металлических манжет приведены на рис. 6,а. Поджатие манжеты обеспечивается с помощью распорного кольца и давления запираемой жидкости. На рис.6,б показаны металлические манжеты, выполненные в виде конусов. Конструкции уплотнений, аналогичные

манжетам, могут выполняться непосредственно на поршнях, образуя коническую наружную запираемую лопасть (рис.6,в).

Различные примеры применения манжетных уплотнений представлены на рис.7, 8.

На рис.7 показан способ уплотнения манжетами при переменном давлении среды с обеих сторон. При ходе поршня вправо "работает" и уплотняет 1-я манжета, а при обратном его движении рабочей является 2-я манжета.

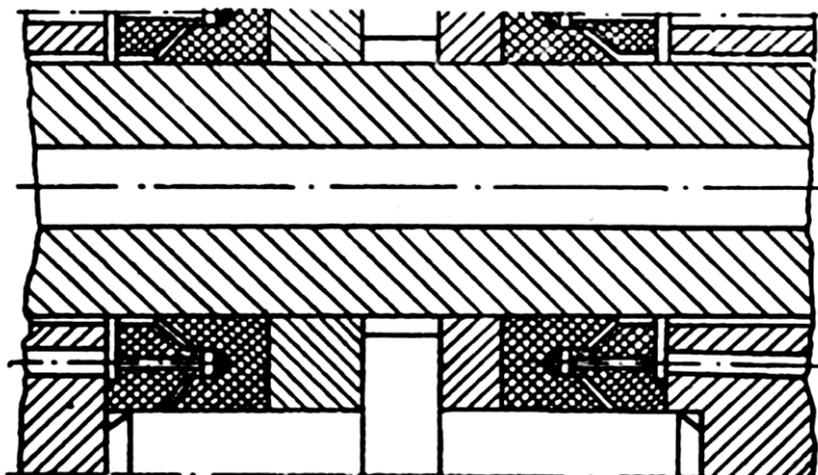


Рис. 7. Способ уплотнения при переменном давлении с обеих сторон

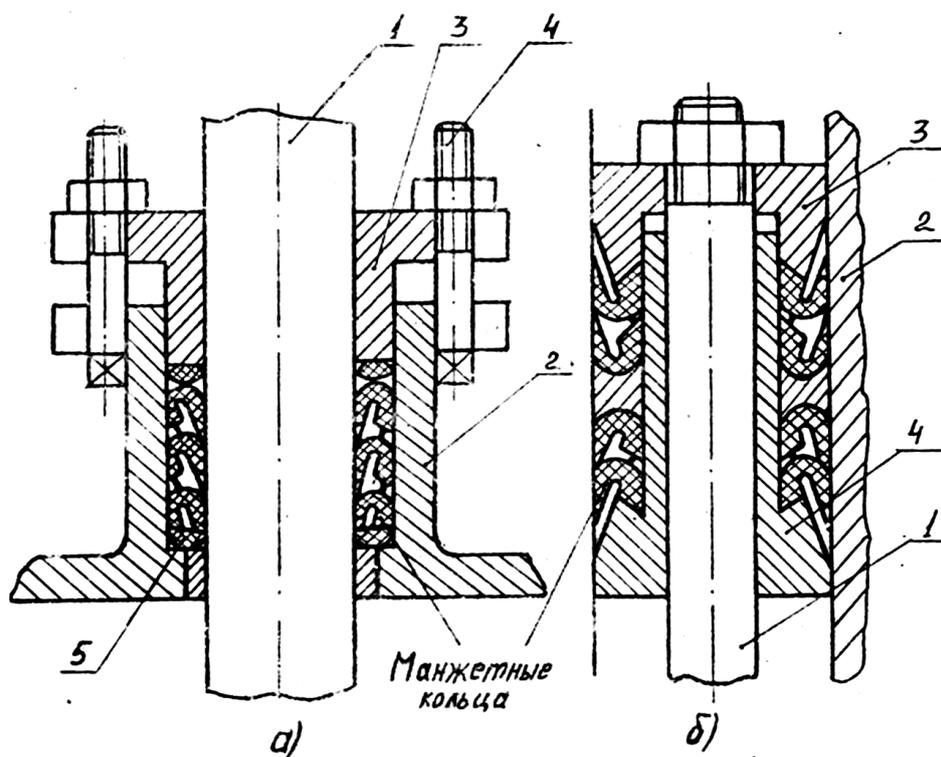


Рис. 8. Уплотнение с язычковыми манжетами:
 а - уплотнения штоков цилиндра; б - уплотнение поршня; 1- шток; 2- корпус;
 3 - нажимная втулка; 4,а - шпилька; 4,б - упорное кольцо.

На рис.8,б показано уплотнение поршня "язычковыми" манжетами, явившимися модернизацией шевронных манжет. В этой конструкции одна пара манжет работает при всасывании, а другая пара - при разряжении. Для уплотнения кислот, щелочей, воздуха, пара и газа такие манжеты выпускаются из резиноасбестового композиционного материала, которые значительно долговечнее и надежнее кожаных манжет.

2.3. Сальниковые уплотнения

Сальниковые уплотнения не имеют принципиальных отличий от манжетных. Отличие сальниковых уплотнений от манжетных заключается в обязательном осевом поджатии набивок для создания P_r , равного или большего давления среды.

Форма и материал сальниковых набивок могут быть самыми разнообразными. Наиболее подробно о набивках будет сказано в разделе сальниковых уплотнений вращающихся валов.

Применяют сальники, поджатые пружинами со стороны, противоположной давлению среды (рис.9,а) или со стороны давления (рис.9,б), а также без пружин.

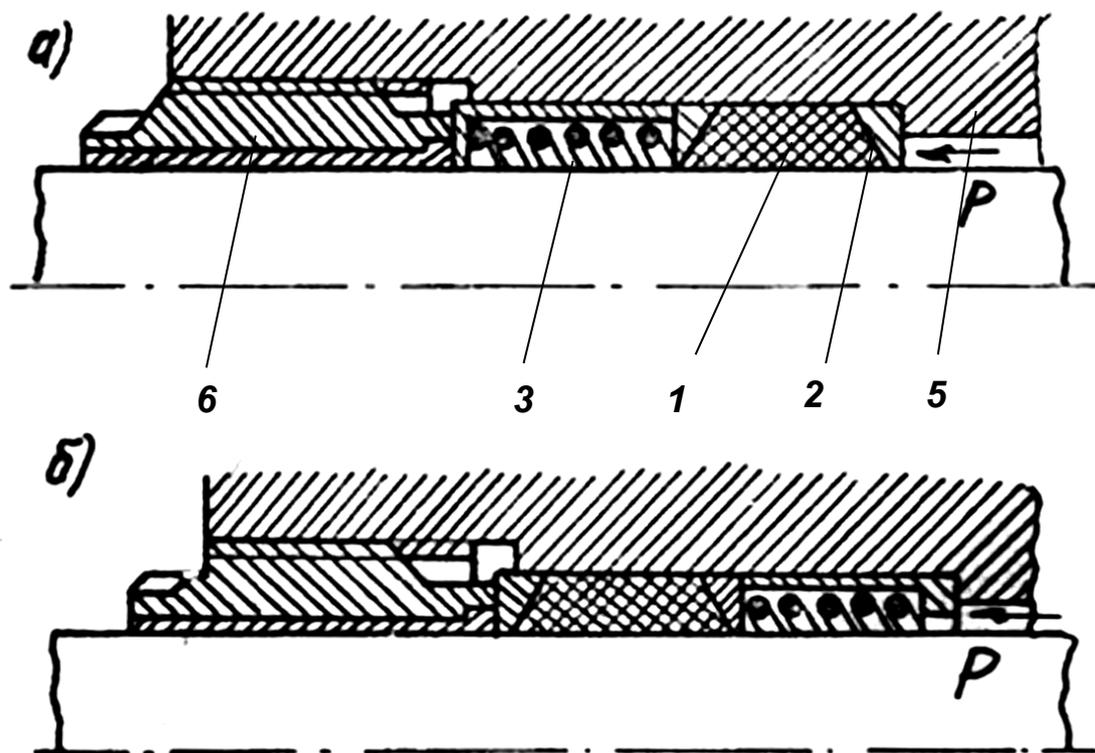


Рис. 9. Подпружиненные сальники:

1-набивка; 2- нажимные кольца; 3-пружина; 4-шток; 5-корпус; 6-резьбовая нажимная втулка.

Область применения таких уплотнений обычно при давлениях от 0 до 10 МПа.

Для уплотнения среды с большим давлением используются комбинированные набивки (рис.10) или же набивки из фторопластовых колец.

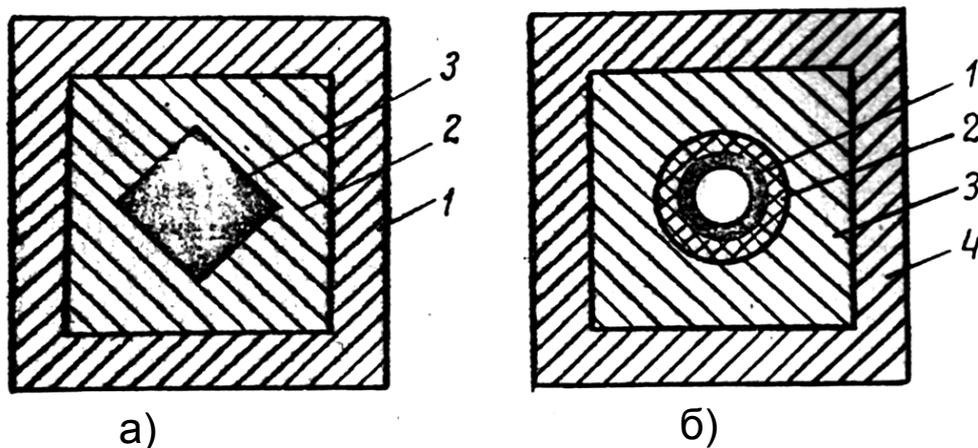


Рис. 10. Набивки с резиновым сердечником и комбинированного типа:
 а - с резиновым сердечником: 1,2 - плетеная из нити оболочка; 3 - резиновый сердечник;
 б - комбинированная: 1 - резиновое кольцо; 2 - прорезиненное кольцо; 3,4 - плетеные оболочки.

Применение 6 - 8 рядов таких набивок позволяет уплотнить давление среды до 20-40 МПа.

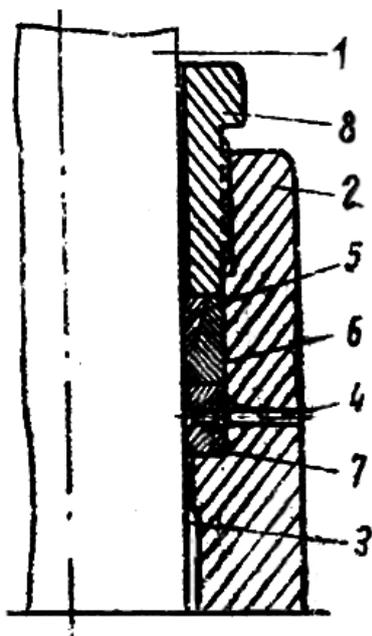


Рис.11. Уплотнение поршня гидравлического пресса, имеющего радиальную нагрузку:

1- поршень; 2- корпус уплотнения; 3 - зазор; 4,7 - смазочные отверстия и кольца; 5- уплотнительные кольца (текстиль прографиченный рис 13); (кожаное кольцо рис 14.); 6- резиновые кольца; 8- нажимная втулка.

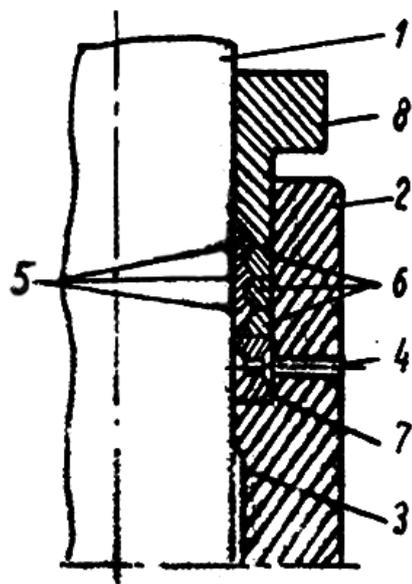


Рис. 12. Уплотнение поршня гидравлического пресса больших размеров:

На рис.11 и рис.12 показаны примеры применения сальниковых уплотнений в гидравлических прессах.

В таких уплотнениях уже 3-х рядов достаточно для герметизации давлений 20-25 МПа.

При подаче смазки в отверстие 4 долговечность таких уплотнений может достигать 1500-2000 часов.

2.4. Расчет необходимой величины затяжки нажимной втулки сальникового уплотнения

Известно, что осевое усилие в сальнике с мягкой набивкой изменяется по его высоте. Это изменение вызвано силами трения набивки о шток и корпус сальника.

Рассмотрим схему сил, действующих в сальнике (рис.13).

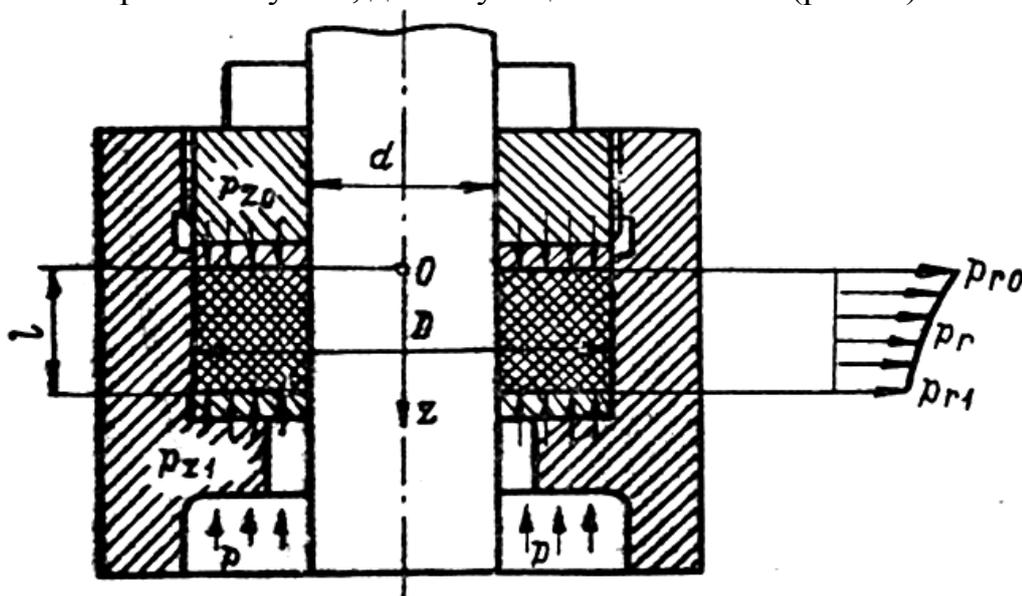


Рис. 13 Схема сил, действующих в сальнике.

Запишем изменение осевого усилия в набивке на расстоянии X от верха сальника и на длине dz. Это изменение выразится через аналогичное изменение осевого давления Pz

$$\frac{dF}{dz} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dPz}{dz} = -\pi \cdot D \cdot Pz \cdot K \cdot f - \pi \cdot d \cdot Pz \cdot K \cdot f, \quad (1)$$

где F – необходимое усилие поджатия сальника;

Pz – осевое давление в набивке;

f – коэффициент внешнего трения;

K – коэффициент радиального давления в уплотнении, численно равный

отношению $K = \frac{P_r}{P_z}$ в одном сечении, где P_r – радиальное давление набивки на шток и корпус.

Обычно этот коэффициент меньше 1 и зависит от типа набивки и величины усилия поджатия.

В правой части уравнения (1) первый член численно равен силе трения набивки о корпус, а второй, соответственно, силе трения набивки об шток или вал на высоте dz .

Разделив переменные, решаем уравнение (1) относительно переменного по высоте сальника осевого давления Pz :

$$Pz = Pz_0 \cdot e^{-\frac{4Kfz}{D-d}}, \quad (2)$$

где Pz_0 - максимальное значение осевого давления в месте контакта набивки с нажимной втулкой.

Следовательно, изменяя z от 0 до 1, можно построить эпюру значений осевого давления по высоте сальника. Умножив значения Pz на K , получим эпюру значений радиального давления, которая изображена на рис.13. Для определения необходимого условия поджатия сальника равного

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) Pz_0 \quad (3)$$

нужно знать условия нормального уплотнения сальниковой набивкой. Обычно эти условия записываются для минимального радиального давления в конце сальника Pz_1 .

$$Pz_1 = \alpha \cdot P_c, \quad (4)$$

где α - для ответственных узлов принимают равным 1, а для других случаев этот коэффициент меньше 1 и им задаются, но при этом также должно быть соблюдено условие

$$K \cdot Pz_0 = Pr_0 > P_c, \quad (5)$$

P_c – давление среды.

Находим при $z = l$ и $Pz_1 = \alpha \cdot P_c$:

$$Pz_0 = \frac{\alpha \cdot P_c}{K} \cdot e^{\frac{4Klf}{D-d}}. \quad (6)$$

Подставив выражение (6) в уравнение (3), найдем величину необходимого усилия поджатия сальника как функцию давления среды и габаритов уплотнения.

Учитывая, что коэффициент внешнего трения зависит от давления Pz (уравнение 7) и подставляя эту зависимость в уравнение (1):

$$f = \frac{b}{\sqrt{K \cdot Pz}}, \quad (7)$$

где b – опытный коэффициент, получим выражение для максимального значения осевого давления

$$Pz_0 = \left(\sqrt{\frac{\alpha P_c}{K}} + \frac{2bl\sqrt{K}}{D-d} \right)^2 \quad (8)$$

Длину сальниковой набивки принимают в зависимости от запираемого давления и диаметра уплотняемой поверхности.

Ширину набивки, согласно работе [3], принимают:

$$h = \frac{D-d}{2} = (1,4 - 2,5)\sqrt{d} \quad (9)$$

$$\text{Длина набивки } l = (6 - 10)h. \quad (10)$$

Зная распределение радиального давления, длину набивки и диаметр уплотняемой поверхности, легко подсчитать силу трения набивки о подвижный шток или вал:

$$F_{mp} = \pi \cdot d \cdot l \cdot f \frac{Pr_0 + Pr_1}{2} \quad (11)$$

По уравнению (11) легко определить момент сопротивления для преодоления силы трения о уплотнение:

$$M_{mp} = F_{mp} \cdot r_{вала}; \quad (12)$$

$$r_{вала} = d_e / 2.$$

Зная силу и момент трения, легко рассчитать величину потребляемой мощности на преодоление сил трения:

$$N_T = K_1 \cdot M_{mp} \cdot V \quad (13)$$

2.5. Дифференциальные уплотнения

Дифференциальным называется такое уплотнение, в котором благодаря разности площадей воспринимающих давление запираемой среды и площади, контактирующей с набивкой, на уплотняющих поверхностях создается давление, превышающее давление уплотняемой среды. Следовательно, в таких уплотнениях давление на уплотняемых поверхностях создается самой уплотняемой средой.

Дифференциальное уплотнение предназначается для тех случаев, когда необходимо уплотнить большие давления и требуется повышенная степень герметизации. Чем выше давление, тем надежнее герметизация ходкости дифференциальным уплотнением.

Для нормальной работы уплотнений должны быть обеспечены некоторые условия:

- 1) определенное отношение площади, на которую передается давление жидкости, к площади поперечного сечения уплотнительного элемента;
- 2) свободное относительное движение деталей уплотнения;

3) отсутствие выдавливания уплотнения в зазоры и заклинивания подвижных деталей;

Различают дифференциальные уплотнения с плавающим стержнем и плавающим кольцом.

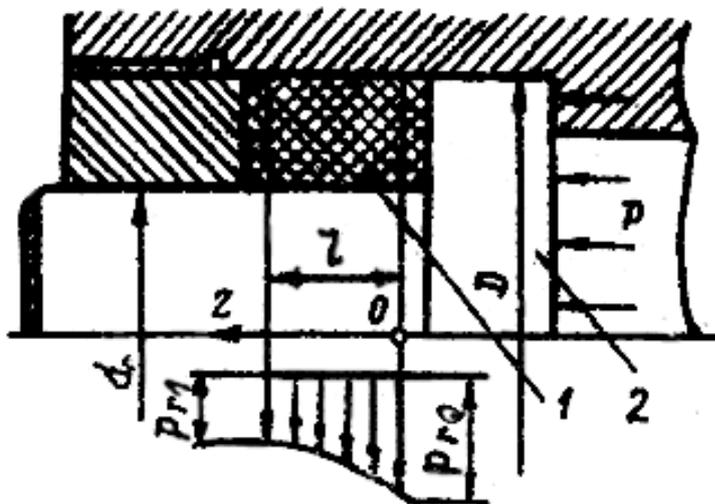


Рис. 14. Дифференциальное уплотнение с плавающим стержнем:
1 - набивка; 2 – стержень.

На рис.14 изображена схема дифференциального уплотнения с плавающим стержнем.

Из данной схемы видно, что уплотняемая среда давит на площадь

$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}$, в то время как усилие от этого давления воспринимается

значительно меньшей площадью $F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$.

И чем больше разница в этих площадях, тем выше значения радиальных давлений (P_r).

Определение необходимого соотношения между диаметром поршня и наружным диаметром уплотнения $\left(\frac{d}{D}\right)$.

Усилие, действующее на поршень от давления среды

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 P \quad (14)$$

Изменения этого усилия, а соответственно, и давления по оси z , будет определяться точно так же, как и для сальников с мягкой набивкой, силами трения набивки о поршень и о стенку корпуса уплотнения:

$$\frac{dF}{dz} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{dP_z}{dz} = -\pi K_f (D + d) P_z. \quad (15)$$

Решение уравнения (15) относительно Pz позволяет, как известно, получить следующее уравнение:

$$Pz = Pz_0 \cdot e^{-\frac{4Kfz}{D-d}}. \quad (16)$$

Запишем условие равновесия плавающего стержня:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) Pz_0 + \int_0^l \pi \cdot D \cdot K \cdot f \cdot Pz \cdot dz. \quad (17)$$

Поставляем выражения (14) и (16) в уравнение (17) и решаем относительно $\frac{d}{D}$.

Минимальное отношение $\frac{d}{D}$ будет:

$$\text{а) } \frac{Pr_0}{D} = 1,$$

$$\frac{d}{D} \geq \frac{N-1}{2} + \sqrt{\frac{(N-1)^2}{4} + (1-K)N}; \quad (18)$$

$$\text{б) для } \frac{Pr_1}{D} = 1,$$

$$\frac{d}{D} \geq \frac{N-1}{2} + \sqrt{\frac{(N-1)^2}{4} + (N-K)}, \quad (19)$$

$$\text{где } N = e^{\frac{4Klf}{D-d}}.$$

Например, принимая $f=0$; $K=0,67$

$$\left(\frac{d}{D}\right)_{min} = \sqrt{1-K} = 0,57.$$

В настоящее время такие уплотнения успешно применяются в неподвижных соединениях и небольших скоростях перемещения, например, в запорных вентилях (ГОСТ 4340-68-4361-68).

Дифференциальное уплотнение с плавающим кольцом

Значительно большее применение нашли дифференциальные уплотнения с плавающим кольцом (рис.15).

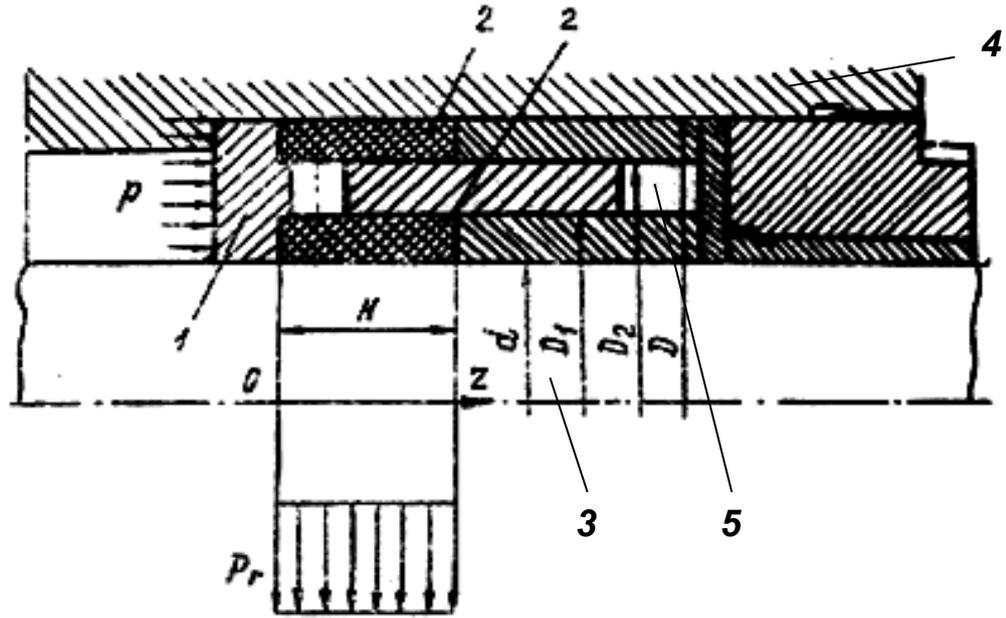


Рис. 15. Дифференциальное уплотнение с плавающим кольцом:
 1- плавающее кольцо ; 2- набивки; 3 -шток; 4- корпус;
 5- полости для выравнивания давлений.

Тогда аналогично выражению (15) запишем:

$$\frac{dF}{dz} = \left[\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \right] \frac{dPz}{dz} = \pi (D_1 + d + D + D_2) K_f Pz \quad (20)$$

Уравнение (20) запишем в следующем виде:

$$\frac{dPz}{Pz} = - \frac{4K_f [(D_1 + d) + (D + D_2)]}{\left[(D^2 - d^2) - (D_2^2 - D_1^2) \right]} dz \quad (21)$$

Обозначим
$$A = - \frac{4K_f [(D_1 + d) + (D + D_2)]}{\left[(D^2 - d^2) - (D_2^2 - D_1^2) \right]} \quad (22)$$

Интегрируя уравнение (21), получим:

$$Pz = Pz_0 \cdot e^{Az} \quad (23)$$

Запишем условие равновесия плавающего кольца:

$$F = \frac{\pi}{4} \left[(D^2 - d^2) - (D_2^2 - D_1^2) \right] P + \int_0^H K_f Pz \pi (D_1 + D_2) dz \quad (24)$$

Обозначив
$$S_y = \frac{\pi}{4} \left[(D^2 - d^2) - (D_2^2 - D_1^2) \right]$$

$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ уравнение (24) можно записать в следующем виде:

$$PS = S_y Pz + K_f \pi H (D_1 + D_2) Pz \quad (25)$$

Откуда
$$\frac{Pz}{P} = \frac{S}{S_y + K_f \pi H (D_1 + D_2)} \quad (26)$$

$$\text{Но } \frac{Pr}{Pz} = K, \text{ тогда } \frac{Pr}{P} = \frac{KS}{S_y + K\pi fH(D_1 + D_2)} \quad (27)$$

Принимая $\frac{Pr}{P_0} = 1$, получим условие минимального значения:

$$S \geq \frac{1}{K} S_y + 2\pi fH \frac{P_1 + P_2}{2} \quad (28)$$

Для надежной работы дифференциального уплотнения в нем предусматривается сообщение между собой уплотнительных полостей с целью выравнивания в них давлений. Несоблюдение этого требования не обеспечивает надежности герметизации.

2.6. Бесконтактные уплотнения

2.6.1. Щелевые уплотнения

Наиболее часто встречаются уплотнения золотников, поршней в насосах, когда, например, поршни собираются с малыми зазорами, получаемыми пришлифовкой, примерно из расчета 1 мкм на каждые 2,5 мм диаметра.

При рабочем давлении этот зазор может сильно увеличиваться за счет упругих деформаций цилиндра.

При использовании пришлифовки отношение длины уплотняемой поверхности к диаметру цилиндра берут $\frac{l}{d} \approx 0,75 - 1,5$ при давлении соответственно, $2-2000 \text{ кг/см}^2 = 0,2 - 200 \text{ МПа}$.

Щелевые уплотнения имеют малое трение и применяются в гидравлических устройствах при любых давлениях жидкости и скорости перемещения поршня.

Рассмотрим определение утечки жидкости через щелевые уплотнения при ламинарном течении. Известно, что при малых щелевых зазорах устанавливается ламинарное истечение жидкости.

Величина утечки может быть рассчитана по уравнению (29):

$$Q_y = \pi d S U, \quad (29)$$

где d – диаметр штока; S – радиальный зазор; U – средняя скорость движения жидкости в зазоре, определяемая из уравнения для расчета потери давления при протекании жидкости через зазор (ΔP).

Из уравнения Бернулли запишем уравнение для определения перепада давления:

$$\Delta P = P - Pa = \Delta P_f + \Delta P_V + \Delta P_M, \quad (30)$$

где P – давление среды; Pa – давление жидкости в полости, в которую происходит истечение из зазора; ΔP_f – перепад давления на длине втулки,

расходуемый на преодоление жидкостного трения; ΔP_V – перепад давления, расходуемый на создание скоростного напора; ΔP_M – перепад давления, расходуемый на преодоление местных сопротивлений на входе в зазор и на выходе из него.

Запишем значение перепадов:

$$\Delta P_f = \frac{12\eta\zeta U}{K_{\text{э}} S^2}; \quad (31)$$

$$\Delta P_V = \frac{\gamma}{2g} (U^2 - U_0^2); \quad (32)$$

$$\Delta P_M = \Delta P_{\text{ВЫХ}} + \Delta P_{\text{ВХ}} = \zeta_M \frac{\gamma}{2g} U^2, \quad (33)$$

$\zeta_M = \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент местных сопротивлений на входе в зазор и на выходе из него.

Подставляя (31), (32), (33) в уравнение (30) и принимая скорость жидкости перед входом в зазор $U_0 = 0$, получим квадратное уравнение относительно искомой средней скорости (U):

$$\frac{\gamma}{2g} (1 + \zeta_M) U^2 + \frac{12\eta\zeta}{K_{\text{э}} S^2} U - (P - Pa) = 0, \quad (34)$$

где $K_{\text{э}}$ – коэффициент эксцентricности расположения штока относительно цилиндра $K_{\text{э}} = 1 - 2,5$.

При турбулентном истечении жидкости, наступающем при 0,05 мм, утечку можно рассчитать следующим образом:

$$Q_y = \mu S_U \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}, \quad (35)$$

где μ – коэффициент расхода ($\mu < 1$);

$$\Delta P = P - Pa;$$

$S_U = \pi S(S + d)$ – площадь поперечного сечения зазора.

2.6.2 Бесконтактное сальфонное уплотнение

В тех случаях, когда утечка жидкости не допускается, а ход движения штока или поршня сравнительно невелик, целесообразно применение сальфонных уплотнений, особенно в вакуумных установках.

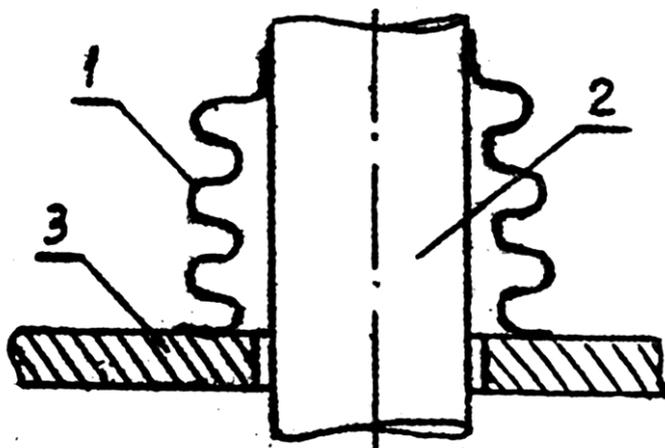


Рис 16. Сильфонное уплотнение:
1 - сильфон; 2 - шток; 3 - корпус.

Принцип действия уплотнения ясен из рис.16. Уплотнение чрезвычайно просто и надежно в работе. Долговечность определяется допустимым числом циклов деформации сильфона. Сильфон в данном уплотнении герметично прикрепляется одним концом к штоку (2), а другим концом к корпусу (3). Естественно, что ход штока ограничен деформационной способностью сильфона, что является недостатком данного

вида уплотнений.

3. УПЛОТНЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ

3.1. Классификация уплотнений вращающихся валов

В насосах, центробежных компрессорах, турбинах, гидropередачах, мельницах и в аппаратах с мешалками применяются различные уплотнения валов вращательного движения. Как уже ранее отмечалось, наиболее сложной задачей является разработка надежных конструкций уплотнений зазора между неподвижным корпусом и вращающимся валом, особенно при больших давлениях среды $P \geq 100 \text{ кг/см}^2$ (10 МПа) и высоких значениях линейных скоростей поверхности валов $V \geq 20 \text{ м/с}$.

Эта сложность заключается в том, что все вращающиеся валы имеют радиальные биения, с увеличением которых величина утечки уплотняемой среды резко возрастает во многих уплотнениях. Поэтому в настоящее время имеется достаточно большое количество уплотнений, которые могут быть разделены на пять основных групп:

- 1 - сальниковые уплотнения с мягкой и твердой набивкой;
- 2 - манжетные уплотнения;
- 3 - торцовые уплотнения;
- 4 - бесконтактные уплотнения;
- 5 - комбинированные и специальные уплотнения.

3.2. Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой в свою очередь подразделяются на две подгруппы:

- 1) сальниковые уплотнения без принудительного натяжения;

2) сальниковые уплотнения с аксиальным натяжением.

Сальниковые уплотнения вращающихся валов являются достаточно простыми уплотнениями, в которых путем подбора надлежащей набивки удается надежно герметизировать зазор (вал-корпус) только для тех машин, у которых радиальные биения валов минимальны и давление среды невелико $P \leq 5 \text{ кг/см}^2$ (0,5 МПа).

Сальники с мягкой набивкой без принудительного натяжения представляют собой простейшее уплотнение в виде концентрических выточек в корпусах или специальных втулках, в которые закладываются уплотнительные материалы.

Примеры применения сальников с мягкой набивкой без принудительного натяжения показаны на рис.17, где последнее используется для уплотнения выходов валов из редукторов.

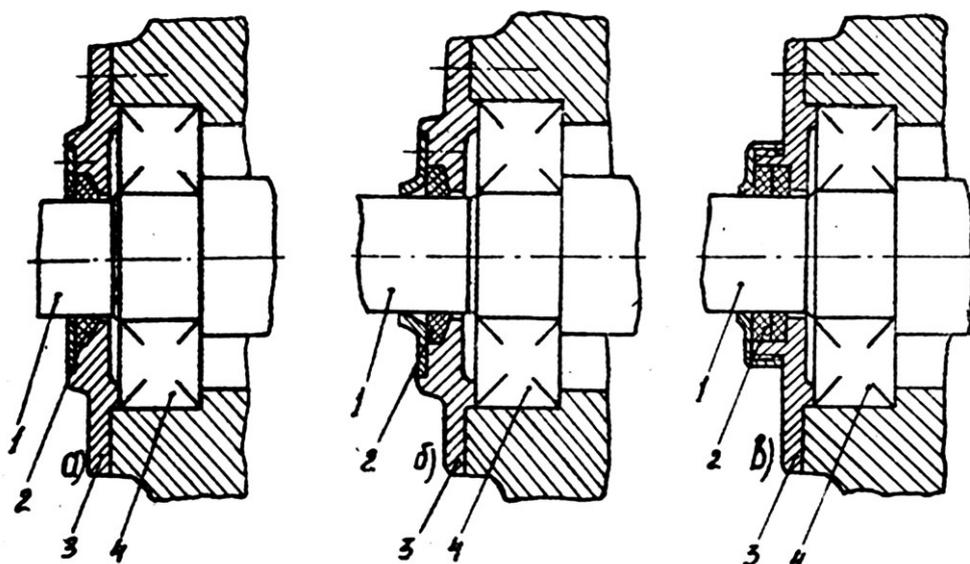


Рис.17 Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой без принудительного натяжения:
1 - вал; 2 - уплотнительное кольцо; 3 - крышка подшипника; 4 - подшипник.

Уплотнительная способность сальниковых уплотнений без принудительного натяжения зависит от упругих свойств уплотнительных колец. Поэтому они применяются лишь как защита подшипниковых узлов от пыли и утечки масла, а также в аппаратах без давления.

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой с принудительным (аксиальным) натяжением

Сальники с мягкой набивкой и осевым натяжением имеют значительно более широкую область применения (по сравнению с сальниковыми уплотнениями без натяжения).

Эти уплотнения лет 30 тому назад были основными уплотнениями насосов и аппаратов с мешалками. В настоящее время они вытеснены торцовыми уплотнениями и сейчас используются обычно как вторичные

уплотнения или же применяются в тех конструкциях, в которых отсутствуют большие радиальные биения валов и давление уплотняемой среды невелико.

Для аппаратов с мешалками нормализованы сальниковые уплотнения с мягкой набивкой и рубашками охлаждения, одно из которых изображено на рис.18.

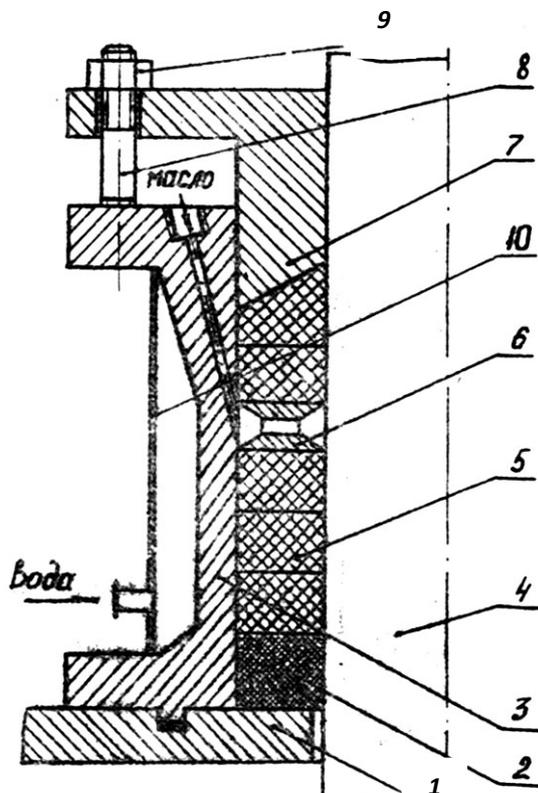


Рис 18 Сальник с мягкой набивкой и осевым натяжением:
 1 - корпус аппарата; 2- упорное кольцо; 3 - корпус сальника; 4 - вал; 5 - набивка;
 6 – смазочное кольцо; 7 - нажимная втулка; 8 - шпилька; 9 - гайка;
 10 - рубашка охлаждения.

Обычно при подаче в набивку масла под давлением в аппарате устанавливается уловитель масла, представляющий собой небольшую емкость в виде чашки, уплотняющейся в зазоре с валом сальником с мягкой набивкой без осевого натяжения. Скапливавшееся в чашке масло вытягивается из нее трубкой, подсоединенной к вакуумной системе.

Нормированное сальниковое уплотнение для исключения попадания в аппарат продуктов износа набивок имеет упорное кольцо 2, выполненное из антифрикционного материала (антегмит, углеграфит, бронзографит, текстолит и т.д.)

В уплотнениях насосов упорное кольцо носит название **грунд-буксы**.

Осевое натяжение в набивке создается нажимной втулкой 7, выполненной чаще всего из серого чугуна. Для снижения износа нажимная втулка иногда защищается со стороны вращающегося вала бронзовой втулкой.

Одним из самых больших недостатков всех контактных уплотнений (и сальников с мягкой набивкой в том числе) является большое тепловыделение

в месте контакта вала уплотняющими элементами. Высокие температуры в месте контакта набивок с валом приводят к быстрому термическому разрушению последних, поэтому значения этих температур стремятся как можно больше снизить целым рядом мероприятий:

а) путем подачи смазки в смазочное кольцо б и распределения ее по набивке, за счет чего уменьшается коэффициент трения и, соответственно, силы трения;

б) путем добавки в набивки материалов с высокими значениями коэффициента теплопроводности (графит, молибдендисульфит);

в) путем постановки охлаждающей рубашки 10.

Корпуса сальников 3 при отсутствии охлаждающей рубашки выполняются литыми из серого чугуна, а при наличии рубашки - сварными из конструкционных сталей.

Сальниковые уплотнения с мягкой набивкой и при линейных скоростях поверхности вала более 1 м/с применяются только при давлениях среды менее 0,5 МПа. И в то же время при очень малых линейных скоростях поверхности вала (например, в уплотнениях арматуры) сальники с мягкой набивкой надежно уплотняют среду с давлением 90 МПа и более.

К **достоинствам** сальников с мягкой набивкой с осевым натяжением можно отнести следующее: а) сравнительная простота; б) возможность легкого подбора типа набивки в соответствии с величиной давления, температурой среды и ее коррозионного воздействия; в) надежность уплотнения зазора между валом, штоком и корпусом при малых линейных скоростях их движения ($V \leq 0,05$ м/с).

Недостатки сальников с мягкой набивкой: а) большая чувствительность уплотнений к радиальным биениям вала; б) ненадежность уплотнения сред с давлением более 0,5 МПа при $v > 2$ м/с; в) большие потери мощности за счет преодоления значительных сил трения в сальниках; г) недолговечность набивок, что приводит к необходимости частого обслуживания (подбивки или смены набивок сальников).

Все вышеупомянутые недостатки резко снизили области применения сальников с мягкой набивкой с аксиальным натяжением. В то же время необходимо отметить, что для уплотнения штоков вентилях, кранов и задвижек сальники с мягкой набивкой являются на сегодняшний день единственно надежными уплотнениями. В этой связи представляет интерес рассмотреть типы применяемых в промышленности набивок.

3.2.1. Набивки сальников

В зависимости от типа среды, соприкасающейся с уплотняющим устройством, ее параметров, скорости движения вала или штока и конструкции самого уплотняющего устройства или сальника выпускается большое количество сальниковых набивок, отличающихся друг от друга

конструктивно, составами материалов, способом изготовления и их монтажом.

По основным признакам набивки можно разделить на четыре группы:

- 1) волокнистые (мягкие) набивки;
- 2) комбинированные набивки (из волокна с металлом);
- 3) набивки из резины и пластмасс;
- 4) металлические набивки.

Волокнистые набивки, в свою очередь, классифицируют по следующим признакам:

- по виду волокнистого основания - хлопчатобумажные, из лубяных культур, асбестовые, стеклянные, фторленовые, полифеновые, капроновые, смешанные, специальные;

- по способу изготовления (конструкции) - из чесанного волокна, крученые, плетеные, скатанные, дублированные, формованные, прессованные, смешанные;

- по применяемым пропитывающим материалам - набивки сухие, пропитанные маслами, жирами, восками с добавлением порошковых материалов, прорезиненные различными по составу клеями и резиновыми смесями, пропитанные синтетическими смолами и пластмассами, смешанные;

- по применяемым пропитывающим материалам – набивки сухие, пропитанные маслами, жирами, волокнами с добавлением порошковых материалов, прорезиненными различными по составу клеями и резиновыми смесями, пропитанные синтетическими смолами и пластмассами, смешанные;

- по вводимым специальным материалам – с резиновыми шнурами круглого, квадратного, прямоугольного, треугольного и других сечений, с пластмассовыми или резиновыми трубками, с кожаными ремешками;

Комбинированные сальниковые набивки составляют большой сортамент и их классифицируют подобно мягким волокнистым набивкам, лишь с добавлением цветных металлов в виде листов, фольги, проволоки и порошков. Основной группой комбинированных набивок служит асбометаллические набивки.

Набивки из резины и пластмасс достаточно часто применяются для уплотнения коррозионных сред, а также в гидравлических системах, в автомобильных, тракторных и авиационных двигателях.

Металлические набивки делятся на твердые и мягкие.

Твердые металлические набивки обычно применяются в сальниках с твердой набивкой (более подробно рассмотренных в следующем параграфе данного пособия) для уплотнения среды с высокой температурой и большим давлением.

Твердые набивки состоят из литых и точеных колец композиционных материалов, цветных металлов или мелкозернистого чугуна.

Главное достоинство твердых металлических набивок - большая долговечность при тяжелых условиях работы.

Однако твердым металлически набивкам присущи некоторые существенные недостатки: сложны конструктивно, состоят из многих частей, требуют тщательного и точного изготовления и установки и не менее тщательного ухода.

Самым главным недостатком твердой металлической набивки является то, что она не может работать при исцарапанном (изношенном) вале и штоке, имеющем большую вибрацию во время движения

К мягким металлическим набивкам относятся набивки, плетеные из различных по составу и сечению проволок, скатанные из листов фольги или в виде стружек или нарезанных полосок из цветных металлов и их сплавов.

Волокнистые набивки являются наиболее распространенными и классифицируются по следующим признакам:

- по виду волокнистого основания - хлопчатобумажные, из лубяных культур, асбестовые, стеклянные, фторлоновые, полидиеновые, капроновые, смешанные и специальные;

- по способу изготовления - из чесанного волокна, крученые, плетеные, скатанные, дублированные, формованные, прессованные, смешанные;

- по применяемым пропитывающим материалам - набивки сухие, пропитанные жирами, восками с добавлением порошкообразных материалов, пропитанные синтетическими смолами и пластмассами, смешанные;

- по вводимым специальным материалам - с резиновыми шнурами круглого, квадратного, прямоугольного, треугольного и других сечений, с трубками резиновыми из пластмасс, с кожаными ремешками.

Химически стойкие набивки

Одними из наиболее распространённых набивок, стойкими к воздействию как кислот, так и щелочей, являются набивки из фторсодержащих материалов.

Набивки из фторопласта являются стойкими к воздействию практически всех кислот и щелочей при температурах 250-270 °С. Недостаток набивок из колец разного поперечного сечения - низкая износостойкость при высоких скоростях относительного движения. Поэтому эти набивки нашли широкое применение в уплотнениях штоков и поршней, а также при очень низких линейных - скоростях вращения валов (вентиля, задвижки, краны).

Большую износостойкость имеют набивки из композиционных фторопластовых материалов, содержащих, например, кокс до 20 весовых процентов (материал ФК-20), стекловолокно и графитовое волокно.

Высокая износо- и химическая стойкость композиционных материалов, наряду с их повышенными механическими свойствами свидетельствуют о больших перспективах их применения в химическом промышленности.

Набивки ФУМ-3, ФУМ-Ф

Это такие химически стойкие набивки, созданные на основе фторопласта – 4Д с введением различных смазок, повышающих его текучесть и способность к шприцеванию.

Набивки ФУМ-3 применяется для уплотнения кислот, щелочей и большинства растворителей, кроме сильных окислителей. Для сильных окислителей - кислорода, крепкой азотной кислоты и так далее изготавливают специальную марку набивки ФУМ-Ф.

Набивки, пропитанные суспензией фторопласта-4 ДП

Не менее надежны и экономически выгодны для сальниковых уплотнений волокнистые набивки, пропитанные суспензией фторопласта-4Д, которая является теплостойкой и химически стойкой смазкой, не выдавливается из набивки под действием среды и нажимной втулки сальника.

Набивки из фторлона и полифена

Набивки из фторлона (фторопластика 42-12) имеют низкий коэффициент трения, высокую механическую прочность и хорошую уплотняющую способность.

Фторлон обладает высокой химической стойкостью к кислотам, щелочам и окислителям.

Высокая устойчивость фторлона в сравнении с хлорином и нитроном к действию агрессивных кислот и щелочей приведена в таблице 1.

Таблица 1

Влияние агрессивных сред на механическую прочность синтетических волокон при температуре 25 °С в течение 50 суток

Среда	Концентрация, %	Прочность от первоначальной, %		
		фторлон	хлорин	Нитрон
Серная кислота	50	95	72	0
Азотная кислота	55	100	75	0
Азотная кислота	95	100	0	0
Перекись водорода	20	100	60	100
Ортофосфорная кислота	96	100	80	0
Едкий натрий	44	92	76	0

Полифен - химическое волокно, обладающее такой же устойчивостью к воздействию агрессивных сред, как и фторлон, но отличается от них

повышенной теплостойкостью. Полифен сохраняет хорошую работоспособность в интервале температур от - 120 до + 274°С.

Кислото-стойкие набивки ГАСТ используют для уплотнения сальников аркатуры и насосов, соприкасающихся с минеральными и органическими кислотами. Основа набивки - голубой асбест (крокидолит-асбест), который в отличие от более распространенных хризотил и амфибол - асбестоз содержит большой процент SiO₂ и значительно меньшее количество MgO, в результате чего он хорошо стоит в коррозионных средах. Обычно применяются набивки ГАСТ с пропиткой суспензии фторопласта-4ДП.

Срок службы набивки ГАСТ выше обычной асбестовой набивки АП в 5-8 раз.

Комбинированные набивки

Для увеличения механической прочности набивок типа ГАСТ к голубому асбесту часто добавляют стеклянную пряжу, что в свою очередь повышает и их химическую стойкость. Набивки из стекловолокна обладают высокой химической стойкостью, однако не в смеси применяются очень редко вследствие высокого коэффициента трения у стекловолокна и плохой его уплотняющей способности.

Все комбинированные набивки, например КСП-1, КНП-4, пропитывают антифрикционной массой, в состав которой входит грабит и суспензия фторопласта 4ДП.

Набивки для высоких давлений и температур

Лучшими уплотнительными материалами для сальников, работающих в условиях высоких давлений и температур, служат комбинированные металлические набивки.

Кольца асбестовинцовые марки АСН-I применяются для уплотнения вращающихся валов при давлении среды до 2,5 МПа, температуре 250°С и скорости движения вала до 20 м/с.

Кольца резиноалюминиевые марки РАН хорошо уплотняют сальники центробежных насосов при давлении среды до 10 МПа, температуре до 100°С и скорости движения вала до 10 м/с.

Набивки асбестоалюминиевые АФАН-1с применяют при давлениях до 2,5 МПа, температуре до 450°С, скорости вращения вала до 10 м/с.

Набивки асбестомедные типа ЕЗ и ЕЗ-1 применяются при давлениях до 10 МПа, температуре 460°С и скорости движения вала до 20 м/с.

Набивки асбестовые прорезиненные, вулканизованные типа АПП, АПРПП, АПС применяются для уплотнения вентилях, задвижек, имеющих очень небольшую скорость движения вала. Условия применения этих набивок хорошо видны из таблицы 2.

Условия применения набивок для высоких давлений и температур

Наименование	Марки набивок			
	АПП	АПРПП	АПС	АПРПС
Рабочая среда	Нефтепродукты, пар ненасыщенный и перегретый, органические кислоты, щелочи, спирты			
Давление среды, МПа	32,5	90,0	30,0	90,0
Температура среды, °С	200	200	450	450
Скорость движения штока, вала, м/с	2,0	1,5	1,0	1,5

3.3. Сальниковые уплотнения валов с твердой набивкой

При высоких скоростях вращения валов, температурах и давлениях в машинах, насосах и аппаратах применяют сальники с твердой набивкой.

Для уплотнения сальников с твердой набивкой наибольшее распространение получили металлические набивки.

В зависимости от конструктивного устройства рабочих колец сальника твердые набивки разделяют на три основные группы:

- 1-я группа – набивки с радиальным натяжением;
- 2-я группа – набивки с аксиальным натяжением;
- 3-я группа – комбинированная набивка.

Широко применяется в сальниках с твердой набивкой конструкция сальника и набивка с радиальным натяжением колец "системы Прелля", хорошо зарекомендовавшие себя в паровых машинах, в углекислых и аммиачных компрессорах и в сальниках других машин (рис.19).

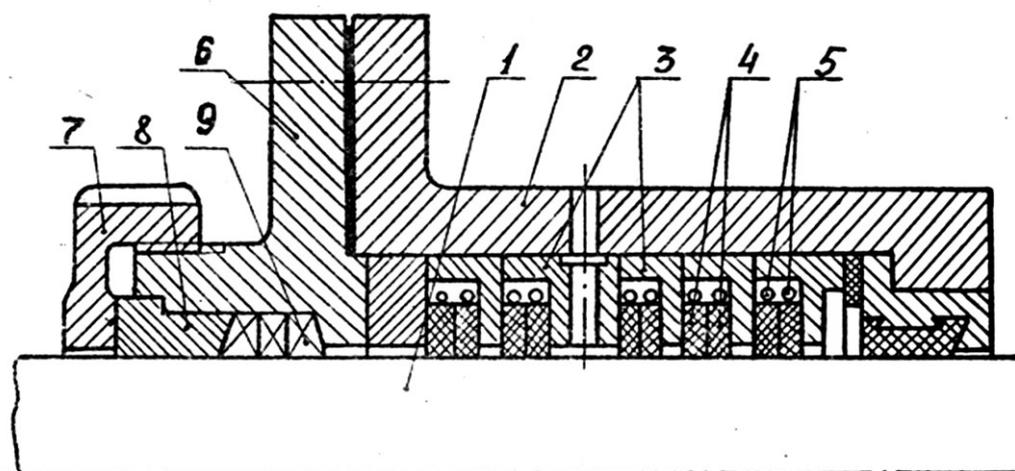


Рис. 19 Сальник с твердой набивкой и радиальным натяжением уплотняющих колец:

1 - вал; 2 - корпус сальника; 3 - чугунные вспомогательные кольца; 4-уплотняющие кольца из антифрикционного материала; 5 - радиальные пружины; 6- корпус предсальника с мягкой набивкой, 7 - нажимная гайка; 8 - нажимное кольцо; 9 - мягкая набивка.

В таких сальниках уплотнение достигается посредством колец 4, разрезанных по диаметру на три или шесть частей, которые вставляют парами в пространство, образуемое чугунными вспомогательными кольцами 3, имеющими наружный диаметр, равный внутреннему диаметру корпуса сальника.

Прижим разрезных уплотняющих колец 4 к поверхности вала 1 осуществляется радиально-спиральными пружинами 5, натянутыми в виде браслета по периметру каждого кольца.

Вспомогательные кольца 3 и внутренняя поверхность корпуса изготавливаются по высокому классу точности, в результате чего исключается возможность утечки среды по внутренней поверхности сальника.

Принудительная подача смазки повышает уплотняющее действие рабочих колец, снижает силу трения и повышает долговечность работы сальника.

При малых радиальных биениях вала (что имеет место в большинстве компрессоров) такие уплотнения надежно работают несколько лет. В сальниках с твердой набивкой устанавливаются 8-10 уплотнительных комплектов (кольца 3, 4 и пружины 5). Для сбора грязи обычно имеется предсальник с мягкой набивкой 9.

На рис.20 показан сальник с твердой набивкой с осевым натяжением. Он отличается от рассмотренного выше уплотнения, наличием осевой пружины 5 и конической формой вспомогательных 3 и рабочих колец 4, которая необходима для создания необходимого радиального натяжения уплотнительных колец 4.

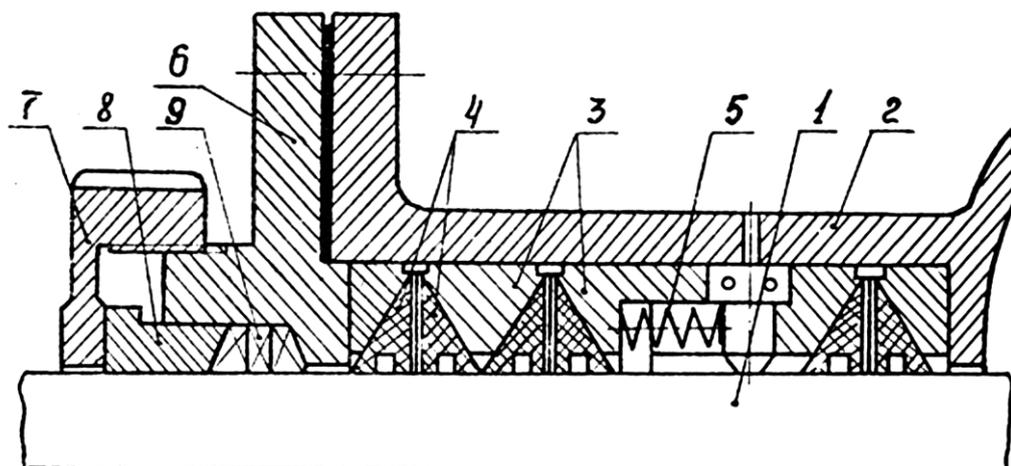


Рис. 20. Сальник с твердой набивкой и осевым (аксиальным) натяжением:
1 - вал; 2- корпус; 3 - вспомогательные кольца; 4 - уплотнительные кольца; 5 - осевая пружина; 6 - предсальник; 7 - гайка; 8 - нажимная втулка; 9 - мягкая набивка.

Из рис.20 видно, что для удержания смазки кольца 4 имеют канавки.

Подача смазки обычно осуществляется принудительная - циркуляционная. Периодическая смазка допустима лишь при сравнительно

небольших скоростях скольжения и давлениях среды. Предсальник 6 с набивкой 9 выполняет здесь функцию кольцевого уплотнения остаточного давления среды, имеющей к тому же и значительно меньшую температуру.

К достоинствам сальников с твердой набивкой необходимо отнести хорошую уплотнительную способность при больших линейных скоростях вала, давлениях до 8-10 МПа и температурах до 400-500°C.

Недостатки сальников с твердой набивкой заключаются в большей их чувствительности к радиальным биениям вала, в сложности изготовления и ремонта, а также в высоких удельных затратах энергии на преодоление сил трения.

Комбинированные набивки сальников представляют собой рациональное сочетание уплотнительных элементов набивок с радиальным осевым натяжением.

Уплотнительные кольца 4 изготавливают из разнообразных антифрикционных материалов: антегмита углеграфита, силицированного графита, бронзографита, композиционных материалов на основе фторопласта, прографиченной резины и других композиций, обычно используемых в подшипниках скольжения.

3.4. Манжетные уплотнения

Манжетные уплотнения являются уплотнениями контактного типа и с успехом используются для герметизации не только штоков и поршней, но также и вращающихся валов.

Манжетные уплотнения имеют целый ряд преимуществ перед другими типами контактных уплотнений, а именно: высокие эксплуатационные качества, небольшие габариты и массу, простоту конструкции, удобство при монтаже и т.д.

К недостаткам манжетных уплотнителей необходимо отнести в первую очередь сравнительно небольшие величины уплотняемых давлений.

Основными факторами, определяющими степень совершенства манжетного уплотнения, являются упругость уплотнительного элемента и качество уплотняемых поверхностей. Первый фактор зависит от физико-химических свойств уплотнительного элемента и жесткости нажимного устройства. Качество уплотняемых поверхностей, в основном, определяется шероховатостью поверхности вала и уплотнительного элемента.

При небольших давлениях величина утечки быстро возрастает с увеличением шероховатости поверхности, при больших давлениях влияние шероховатости поверхности на величину утечки значительно меньше.

Принцип действия манжетных уплотнителей основан на пружинящем усилии уплотняющего элемента, возникающем при монтаже, и последующем возрастании этого усилия под действием давления уплотняемой среды.

Естественно, что плотность контакта манжеты будет тем больше, чем больше давление среды.

По конструкции манжетные уплотнения могут быть разделены на три типа [4]:

неармированная манжета, закрепленная между деталями корпуса;
манжета, детали которой заключены в специальный металлический каркас;
манжета с привулканизированным армирующим кольцом.

По способу создания прижимающей силы манжетные уплотнители также подразделяются на три группы:

манжета, в которой радиальное усиление создается только вследствие деформации уплотняющего элемента; манжета с кольцевой браслетной пружиной; манжета с пальчиковой (лепестковой) пружиной.

В последние годы появляются манжеты, содержащие признаки разных типов и групп.

В ряде агрегатов применяются сложные комбинированные уплотнения, имеющие более одной зоны контакта с уплотняемой поверхностью. Широкое применение находят армированные манжеты с двумя или тремя уплотняющими элементами.

Наиболее широко распространены манжеты с нажимной браслетной спиральной пружиной. Работоспособность таких манжет повышают, размещая в пружине жесткие стержни.

По предложению Селедкова Ю.Г.¹, браслетную пружину при установке заключают в кожух, состоящий из верхней жесткой части и эластичной нижней части, не препятствующей передаче радиального усилия на губку манжеты. Под действием вибраций, биения вала или резких изменений давления в рабочей полости машины браслетная пружина может выпасть из гнезда на губке. Для исключения этого в манжету 1 запрессовывают кольцо 2, удерживающее пружину 3 (рис.21).

Большое нажимное усилие губки можно создать, используя вместо браслетной - лепестковую пружину. Лепестковая пружина представляет собой металлическую тонкостенную коническую оболочку с радиальными разрезами со стороны меньшего диаметра, которую прикрепляют к фланцу манжеты или к корпусу (рис.22).

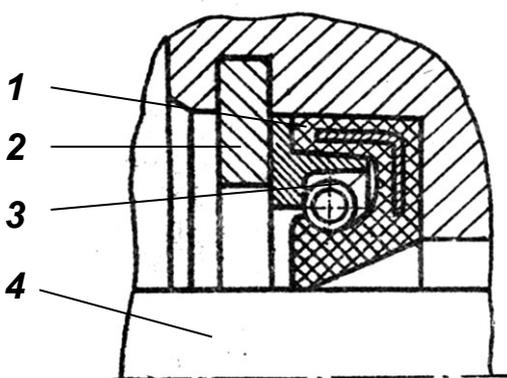


Рис. 21. Манжета с кольцом, удерживающим браслетную пружину:
1 – манжета; 2 – стопорное кольцо;
3 – кольцевая пружина; 4 – вал.

Ряд фирм за рубежом выпускает манжеты с нажимным устройством, включающим как лепестковую, так и браслетную пружины.

Браслетные пружины из проволоки иногда по форме отличаются от спиральной. В ряде

¹ Авт. свид. СССР, №350661, Б.И., 1972, №18.

манжет пружину устанавливают внутри губки (рис.23).

Представляет интерес рассмотрение конструкции манжетного уплотнения, имеющего защитное разгрузочное устройство, которое может применяться как для штоков и поршней, так и для вращающихся валов (рис.24).

Когда под защитным кольцом повышается давление, жидкость, проходя по винтовой канавке 1, направляется в сторону от основной манжеты 4, попадая в сливной канал 7.

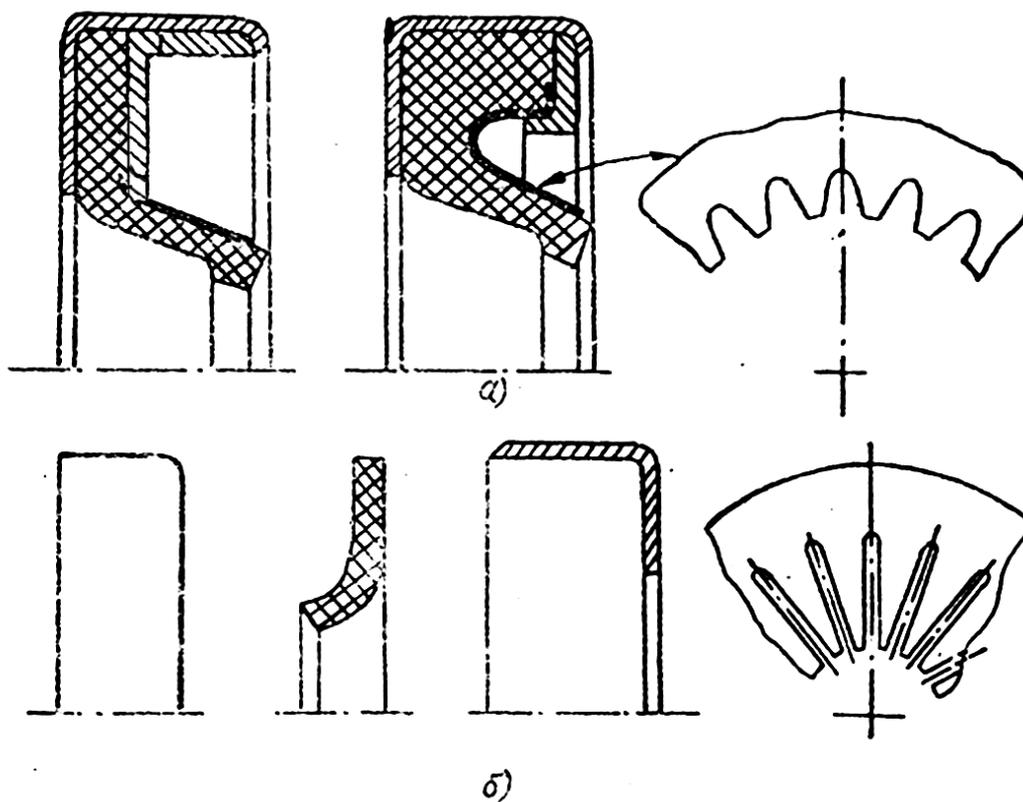


Рис. 22. Манжеты с лепестковыми пружинами:
 а – манжета с пружиной канадского производства [5]; б - манжета с пружиной американского производства GM.

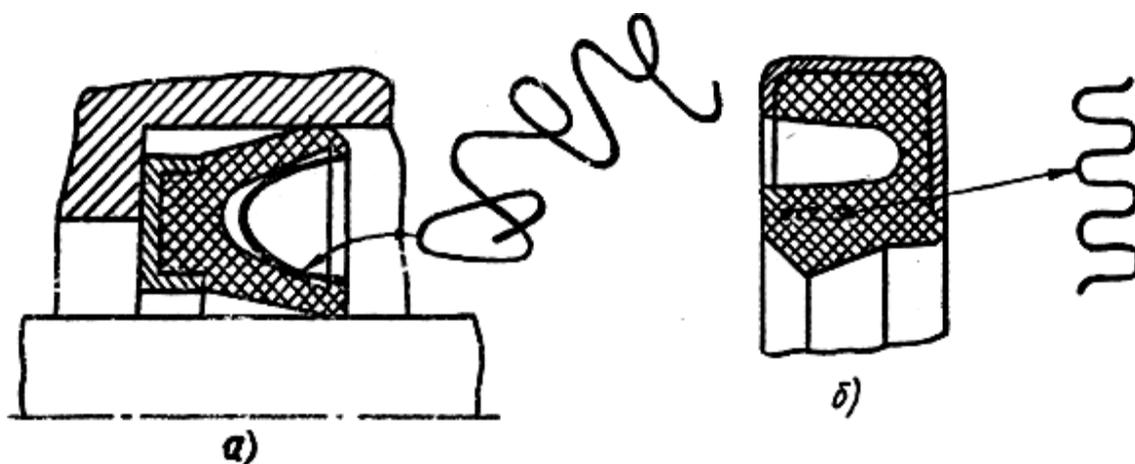


Рис. 23. Манжеты со змейковым типом пружины:
 а – внешняя пружины; б – внутренняя пружина.

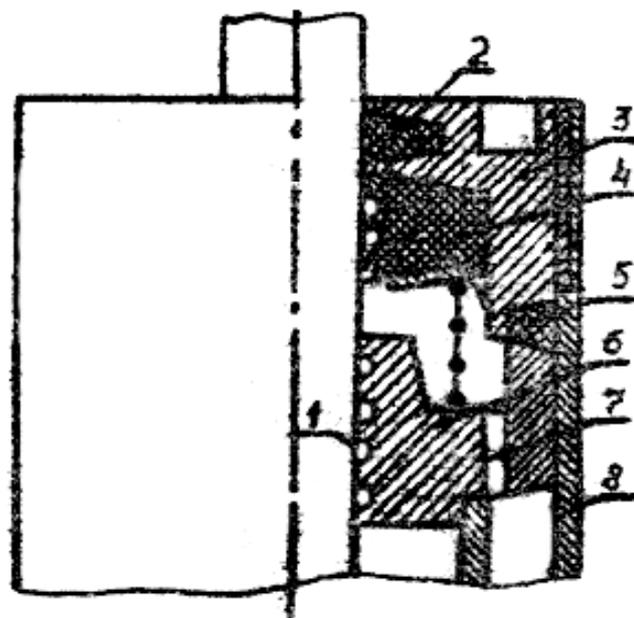


Рис. 24. Пример конструкции манжетного уплотнения с защитным разгрузочным устройством:

1 – винтовая канавка; 2,5 - уплотнительное кольцо; 3 – гайка; 4 – основная манжета; 6 – защитное кольцо; 7 – дренажное отверстие; 8 – корпус.

Большинство манжет при резком изменении давления среды не обеспечивают надежного уплотнения. Поэтому появились конструкции манжетных уплотнений с дренажной системой (рис.25), отличающиеся повышенной долговечностью и надежностью [6].

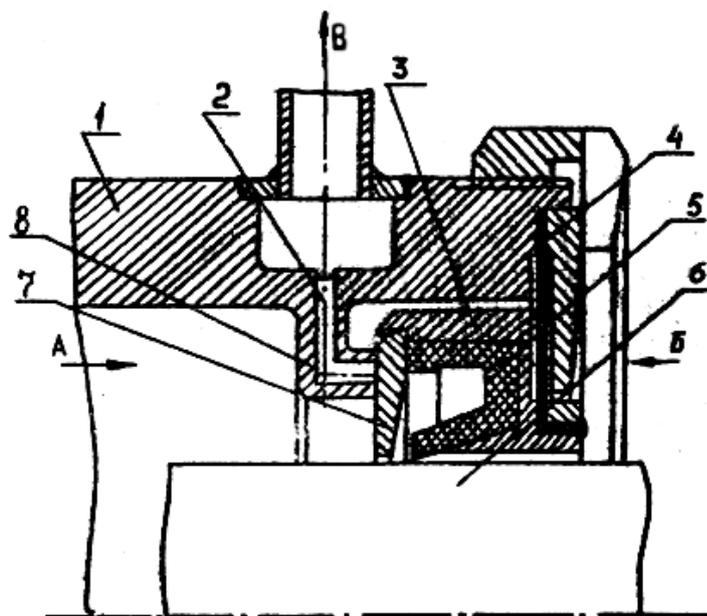


Рис. 25. Пример конструкции манжетного уплотнения с дренажной системой (с регулированием перепада давления):

1 – корпус; 2,8 – каналы; 3 – металлическая обойма; 4 – мембрана; 5 – манжета; 6 – вал; 7 – металлический диск.

Манжета заключена в металлическую обойму 3, которая установлена в корпус 1 на упругой мембране 4. При резком повышении давления манжета вместе с диском 7 на мембране 4 отходит вправо, в результате чего часть жидкости перемещается в резервуар В по открывающемуся каналу 2. Благодаря этому перепад давления на манжете уменьшается.

На работу уплотнения сильное влияние оказывает профиль поперечного сечения манжеты. Профиль манжеты, изображенной на рис.26, отличается следующими особенностями. Уплотнительная кромка шириной 0,5-1,0 мм выполнена со стороны низкого давления, под углом 10-15° и примыкает к губе, расположенной под углом около 95° к оси вала. При высоком давлении губа манжеты деформируется так, что кромка контактирует с шейкой вала по всей ширине. В результате удельное контактное давление в зоне трения меньше, чем у обычных манжет, и, следовательно, долговечность манжеты увеличивается.

Повышенной износостойкостью отличается уплотнение, изображенное на рис. 27. Повышение износостойкости обеспечивается наличием опорного кольца 5, представляющего собой в сечении неравнобокую трапецию, несущую основную нагрузку в процессе эксплуатации.



Рис. 26. Манжета с уменьшенным контактным давлением.

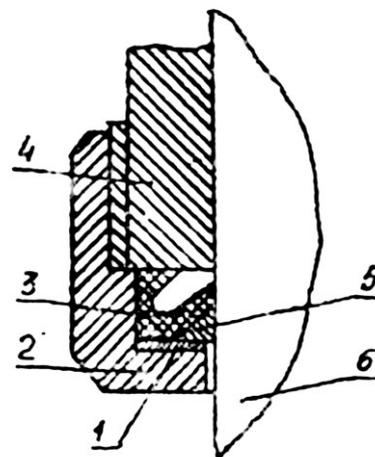


Рис. 27. Манжетное уплотнение повышенной износостойкости
1 - плоская шайба, 2 - крышка; 3 - манжета; 4 - цилиндр, 5 - опорное кольцо; 6 - вал.

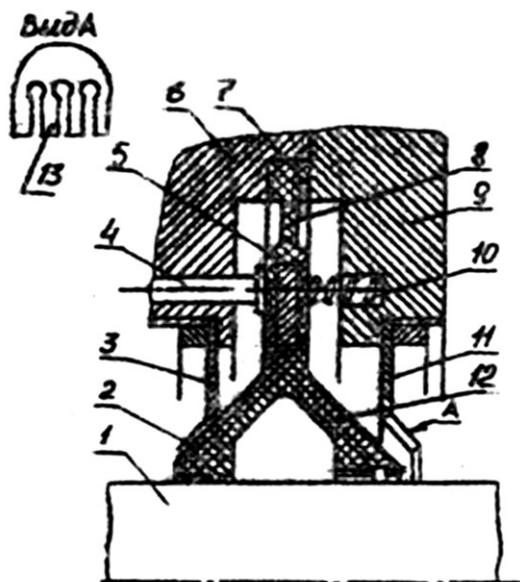


Рис. 28. Манжета для реверсивных валов:
1 - вал; 2, 12-уплотняющие манжеты; 3, 11 - тарельчатые пружины; 4 - плунжер; 5 - армирующий элемент; 6, 9- корпус; 7- фланец; 8-утолщение; 10- пружины.

Манжетное уплотнение для реверсивных валов в высокоскоростных узлах (рис.28) имеет уплотняющие элементы 2 и 12, связанные плоским креплением фланцем 7, который снабжен армирующим элементом 5. Во время работы уплотнения натяг обеспечивается за счет прижатия кромок к пружинам 3 и 11. Из рис.28 наглядно видно, что в данный момент работает только уплотнительный элемент 12.

На рис.29 изображена манжета 4 с губкой 1 переменной толщины в сечении. Браслетная пружина прижимает губку 1 к валу с различным усилием (в вершинах многоугольника несколько сильнее, чем в средней части сторон многоугольника).

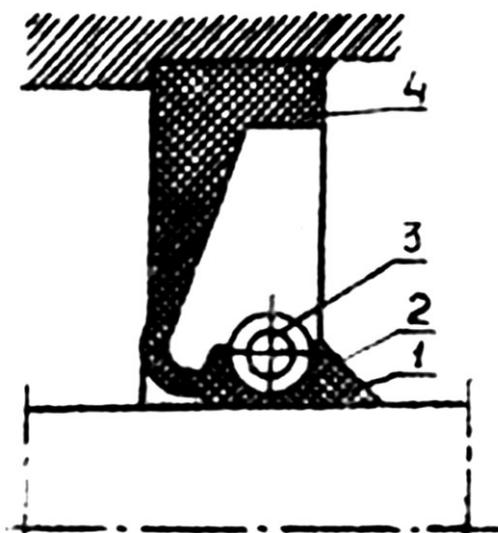


Рис. 29 Манжета с улучшенным охлаждением рабочей поверхности:
1 – прижимная губка; 2 – паз для пружины; 3 – браслетная пружина; 4 - манжета

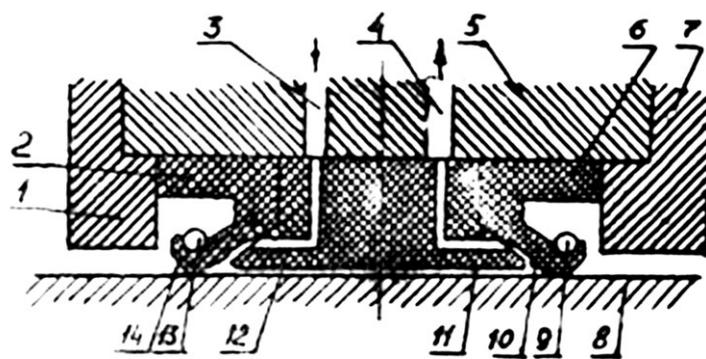


Рис. 30. Манжета с принудительным отводом тепла из зоны трения:
1, 7 – упорное кольцо; 2, 6 – манжета; 3, 4 – каналы для жидкости; 5 – корпус; 8 – вал; 9, 13 – браслетная пружина; 10, 14 – губка манжеты; 11, 12 – дополнительное уплотнение.

Таким образом, удельное давление на кромке распределено неравномерно, а отсюда неравномерность ширины площади контакта

манжеты с валом. При таких условиях улучшается смазка и охлаждение рабочей кромки манжеты и тем самым повышается её долговечность.

Заслуживает внимания конструкция манжетного уплотнения с принудительным отводом тепла из зоны трения (рис. 30). Охлаждение осуществляется вспомогательной жидкостью, входящей и выходящей, соответственно, через каналы 3 и 4. Вал в этом случае уплотняется двумя манжетами 2 и 6, в результате чего охлаждающая жидкость не может попасть как внутрь, так и вне машины. Такое уплотнение обеспечивает хорошую герметичность и долговечность в эксплуатации.

Представляет также интерес сравнительно простая конструкция манжеты для уплотнения среды высокого давления² (рис. 31).

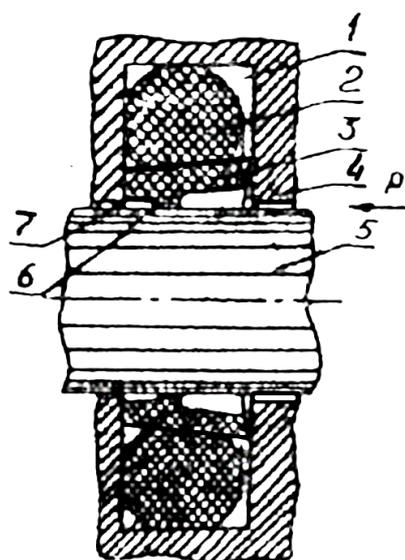


Рис. 31. Манжета для высокого давления:
1-канавка; 2 - кольцо; 3 – манжета;
4 - корпус; 5- вал; 6 - уплотняющая кромка;
7 - губа манжеты.

Манжета 3 изготовлена из фторопласта, а кольцо 2 - из упругого эластомера. При подаче среды высокого давления в канавку 1 по стрелке P, кольцо 2, деформируясь, заполняет левую часть канавки. При этом губа 7 манжеты 3 прилегает всей поверхностью к валу 5 с усилием, пропорциональным величине давления. При снятии высокого давления манжета 3 поворачивается под действием упругости кольца 2 относительно кромки 5 по часовой стрелке. В результате при низком давлении вал 5 герметизируется только узкой уплотняющей кромкой 6 с достаточным удельным давлением.

Расчет величины утечки при аварийном режиме работы манжеты

Согласно анализу С.П.Лившица [3], течение жидкости в узкой щели герметизирующего устройства следует считать заведомо ламинарным.

Тогда для ламинарного течения расход жидкости через щель определяется следующим уравнением:

$$Q_y = \frac{\pi \cdot r h_0^3 \Delta P}{6 a \eta} \left(1 + \frac{3}{2} e^2 \right), \quad (36)$$

² Патент США Кл. 277-155, №3909016, опубл. 30.09.1975

где ΔP – перепад давления; h_0 – высота щели; r – радиус вала; $e = \frac{e'}{h_0}$ – относительный эксцентриситет вала; e' – абсолютный эксцентриситет; η – вязкость жидкости.

Уже из приближенной формулы (36) видно, что на величину утечки в манжетных уплотнениях оказывает большое влияние высота щели и величина эксцентриситета.

Большим недостатком всех ранее рассмотренных контактных уплотнений (и манжетных в том числе) является сильная зависимость величины утечки среды от радиальных биений вала или значения эксцентриситета.

Этот недостаток значительно снижен у следующей группы рассматриваемых нами уплотнений - торцовых уплотнений.

3.5. Торцовые уплотнения вращающихся валов

Одними из самых распространенных контактных уплотнений в настоящее время являются торцовые уплотнения, которые в сравнительно короткий срок значительно потеснили другие виды уплотнений.

Большая популярность этих уплотнений вызвана их существенными преимуществами перед другими типами, контактных уплотнений:

- 1) малые габариты и вес;
- 2) практически нулевая утечка, а в некоторых случаях полное исключение выхода реакционной среды наружу, при правильно выбранных удельных давлениях в уплотняемых парах колец;
- 3) значительно меньшая чувствительность к радиальным биениям вала;
- 4) высокая долговечность и надежность;
- 5) низкие удельные затраты энергии на преодоление сил трения.

Как видно из выше перечисленных достоинств торцовых уплотнений, они в целом удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к уплотнениям. Данные уплотнения компактны, долговечны и надежно герметизируют зазоры между корпусом и вращающимся валом.

До 1950 года считалось, что торцовые уплотнения могут применяться лишь для уплотнения давлений до 1,5 МПа и скорости скольжения до 10 м/с. В настоящее время в технологических установках с торцовыми уплотнениями рабочее давление достигает 50 МПа.

Торцовые уплотнения можно классифицировать по следующим признакам:

- по величине уплотняемого давления;
- по количеству уплотняющих пар;
- по конструкции вторичных уплотнений и т.д.

Основной классификацией торцовых уплотнений является их классификация в зависимости от давления, скорости скольжения и нагрузки, представленная в таблице 2.

Таблица 2

Классификация торцовых уплотнений в зависимости от давления, скорости скольжения и нагрузки

Группа	Давление, МПа	Скорость, м/с	Нагрузка, МПа м/с
Низшая	P 0,1	10	P 1
Средняя	P 1	10	P 5
Высокая	P 5	20	P 50
Высшая	P 5	20	P 50

По количеству уплотняющих пар торцовые уплотнения разделяют на **одинарные** и **двойные**.

В качестве вторичных уплотнений вкупе с торцовыми используют практически все уплотнения для штоков и поршней. Поэтому очень часто применяют конструкции торцовых уплотнений с вторичными уплотнениями в виде колец круглого, прямоугольного, треугольного, X-образного сечений, в виде манжет сильфонов и мембран.

Принцип работы торцовых уплотнений заключается в торцовом контакте прижатых друг к другу колец, одно из которых вращается вместе с валом, а второе прижимается к первому в осевом направлении с помощью пружин с усилием, достаточным для создания плотного контакта между трущейся парой.

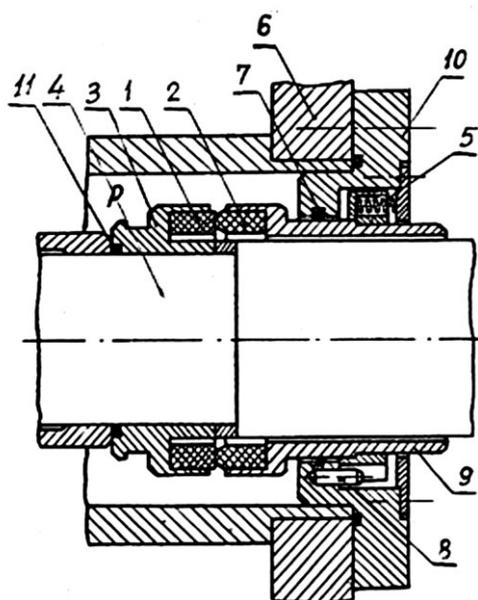


Рис.32. Схема торцового уплотнения:

1 – шлифованное вращающееся кольцо; 2 – не вращающееся кольцо; 3 – герметично установленная втулка; 4 - вал; 5 - пружины; 6 – корпус аппарата; 7,11 – кольцевое вторичное уплотнение; 8 – штифт; 9 – втулка; 10 – фланец.

Более наглядно торцовое уплотнение изображено на рис.32. В этой конструкции уплотняющиеся кольца 1 и 2 неподвижно закреплены, в соответствующих втулках 3 и 9. Кольцо 1 и втулка 3 вращаются вместе с валом, причем втулка 3 имеет вторичное уплотнение 11, которое исключает возможность утечки среды в зазор между втулкой и валом. Кольцо 2 не вращается, от поворота удерживается штифтом 8 и прижимается к кольцу 1 обычно 8-16-ю пружинами 5.

Кольцо 2 может перемещаться в осевом направлении по мере износа одного из колец.

Для предотвращения выхода среды в зазор между втулкой 9 и фланцем 10, жестко соединенным с корпусом 6, установлено вторичное кольцевое уплотнение 7.

Рассмотрим торцовые уплотнения с различным конструктивным оформлением вторичных уплотнений.

На рис.33 представлено торцовое уплотнение с вторичным уплотнением в виде фторопластового сильфона 2, один конец которого жестко соединяется с корпусом 6, а второй с кольцом 3 из антифрикционного материала. Вместе с валом вращается кольцо 4 (стальное, шлифованное по торцу), которое закрепляется на втулке 5 гайкой. Необходимое удельное давление торцовой пары задается пружиной 1. Сильфон 2 позволяет кольцу 3 по мере его износа перемещаться в осевом направлении без нарушения герметичности.

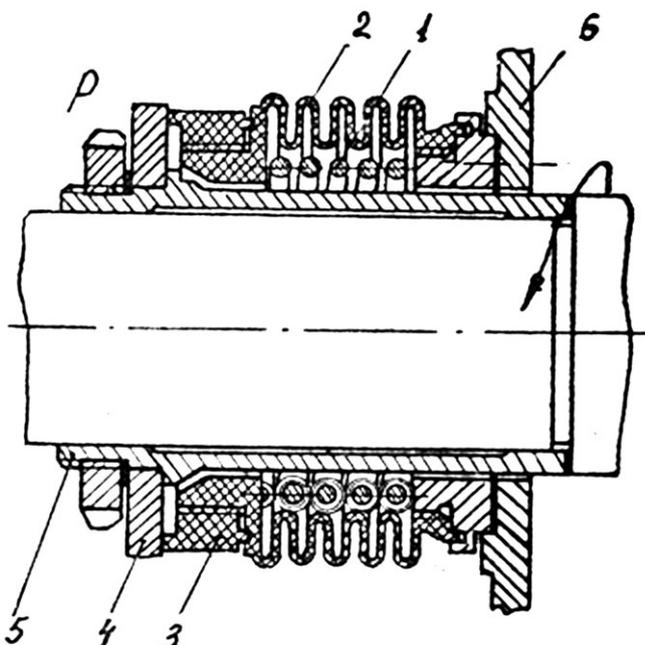


Рис.33. Торцовое уплотнение с вторичным уплотнением сильфоном:

1 - осевая пружина; 2 - сильфон; 3 - кольцо из антифрикционного материала; 4 - стальное, шлифованное кольцо; 5 - вращающаяся втулка; 6 - корпус машины.

Несколько реже в практике используется торцовое уплотнение с вторичным уплотнением в виде упругой мембраны.

Два варианта таких конструкций показаны на рис.34 и 35.

Один конец упругой мембраны (рис.34) закреплен неподвижно к корпусу 2, а другой по мере износа кольца 4 под действием осевого усилия пружины 1 будет перемещаться вправо без нарушения герметичности соединения. В этой конструкции совместно с валом вращается кольцо 3.

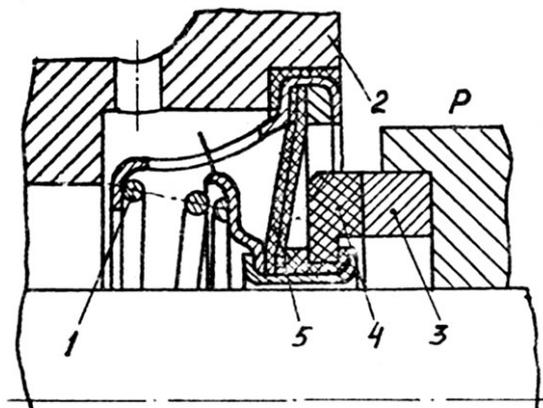


Рис.34. Торцовое уплотнение с упругой мембраной:
1- пружина; 2- корпус машины или насоса; 3 - вращающееся кольцо; 4 - второе кольцо уплотнения; 5 - упругая мембрана.

Несколько по иному конструктивно решен вопрос в уплотнении, представленном на рис.35. Здесь упругая мембрана 2 выполняет свои функции примерно такие же, как и сильфон. В этом случае упругая мембрана - сильфон 2 и кольцо 4 вращаются вместе с валом и находятся непосредственно в уплотняемой среде. Кольцо 4 не только вращается, но и может перемещаться в осевом направлении при его износе или износе контркольца 3.

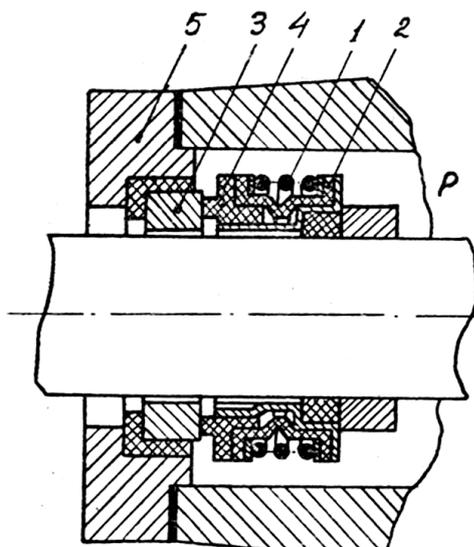


Рис.35. Торцовое уплотнение с упругой мембраной-сильфоном:
1 - пружина, 2 - упругая мембрана; 3 - неподвижное кольцо; 4 - вращающееся кольцо; 5 - корпус.

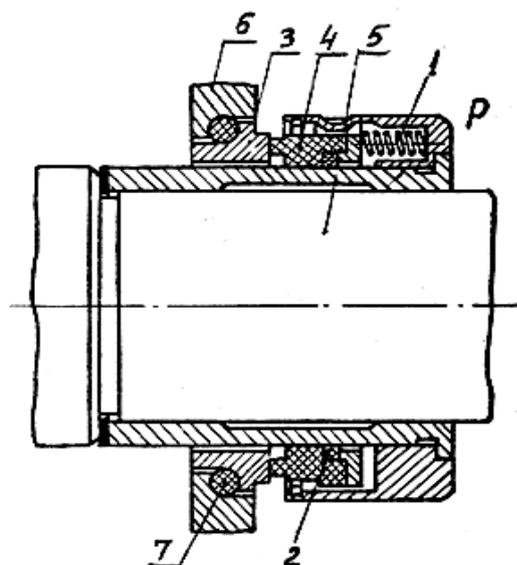


Рис.36. Торцовое уплотнение с кольцевым вторичным уплотнением:
 1 - осевые пружины; 2,7- вторичное уплотнение кольцевое; 3 - неподвижное кольцо; 4 - кольцо из антифрикционного материала; 5 - вал; 6 - корпус.

Большое применение в промышленности нашли торцовые уплотнения с вторичными уплотнениями в виде колец различного сечения. В качестве примера на рис.38 и 39 представлены уплотнения, часто применяющиеся в аппаратах с мешалками (рис.36) и для герметизации зазора между корпусом и валом в насосах (рис.37).

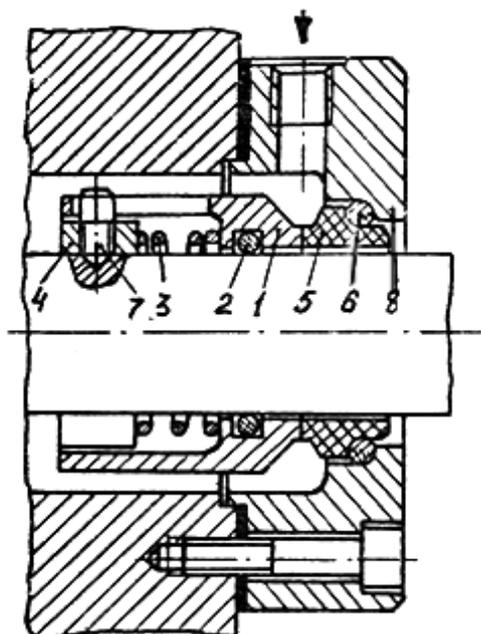


Рис.37. Торцовое уплотнение с кольцевым вторичным уплотнением:
 1 - вращающееся кольцо; 2 - кольцевое вторичное уплотнение; 3 - пружина; 4 - упорное кольцо; 5 - неподвижное кольцо; 6 - уплотнение; 7 - штифт; 8 - корпус.

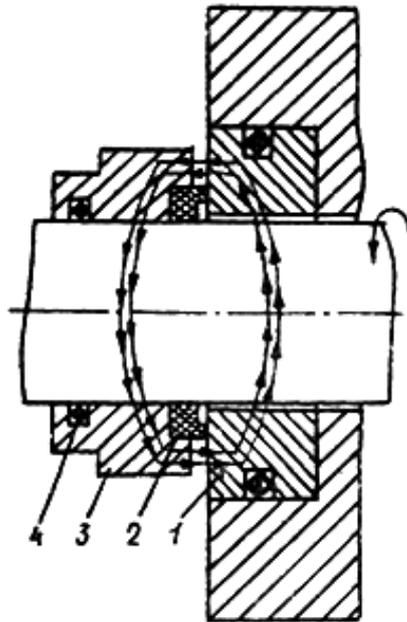


Рис.38. Магнитное торцовое уплотнение с изображенным потоком силовых линий:
 1 - неподвижное констркольцо; 2 - углеродкерамическое уплотнительное кольцо; 3 - магнитное опорное кольцо; 4 - вторичное кольцевое уплотнение.

На рис.36 кольцо 7, а на рис.37 кольцо 6 играют роль прокладок между неподвижными констркольцами 3 и 5, соответственно, и корпусами. При небольших давлениях среды прижим уплотняющего кольца с констркольцом может осуществляться с помощью магнитов, что наглядно представлено на рис.38.

3.5.1. Вторичные уплотнения в виде колец

Как уже было сказано, наиболее часто применяются в качестве вторичных уплотнений уплотнительные кольца различных сечений.

На рис.39 показаны поперечные сечения наиболее часто используемых колец.



Рис.41. Упругие уплотнительные кольца различных сечений:
 а - круглого; б - X - образного; в - клинообразного; г - квадратного; д - Г - образного; е - треугольного; ж - И - образная манжета; з - шевронная манжета; и - круглого с прорезью; к - уплотнительная кромка, нагруженная, пружиной; л - круглого с двойной оболочкой.

На практике чаще всего применяют резиновые упругие материалы колец, которые позволяют перекрыть увеличенные микронеровности на поверхностях, а, кроме того, лучше задерживают инородные частицы. Обычно кольца устанавливают с диаметральным натягом 5-12%. При уплотнении коррозионных сред часто используются фторопласт, который коррозионно устойчив при температурах от -200 до + 280°C. Особенно хорошо зарекомендовали себя кольца круглого сечения (л) с двойной фторопластовой оболочкой, обладающие высокой упругостью, химической стойкостью и малым коэффициентом трения.

3.5.2. Способы установки контрколец

Готовое к эксплуатации торцовое уплотнение состоит из герметизирующего вращающегося кольца и неподвижного в осевом направлении контркольца.

Часто в качестве контркольца используют закаленные торцовые поверхности корпусов шарикоподшипников или обработанные поверхности крыльчаток водяных насосов.

Прессовые и горячие посадки при установке контрколец делают в особых случаях, например, при высоком и очень высоком давлении. На практике эти кольца устанавливают так, что их легко можно заменить, одновременно уплотняя кольцами из эластомерного материала (рис.40).

Чаще всего применяют конструкции, показанные на рис.40 (а, б, ж), причем конструкция “а” предпочтительнее с точки зрения простоты изготовления и наименьшей себестоимости.

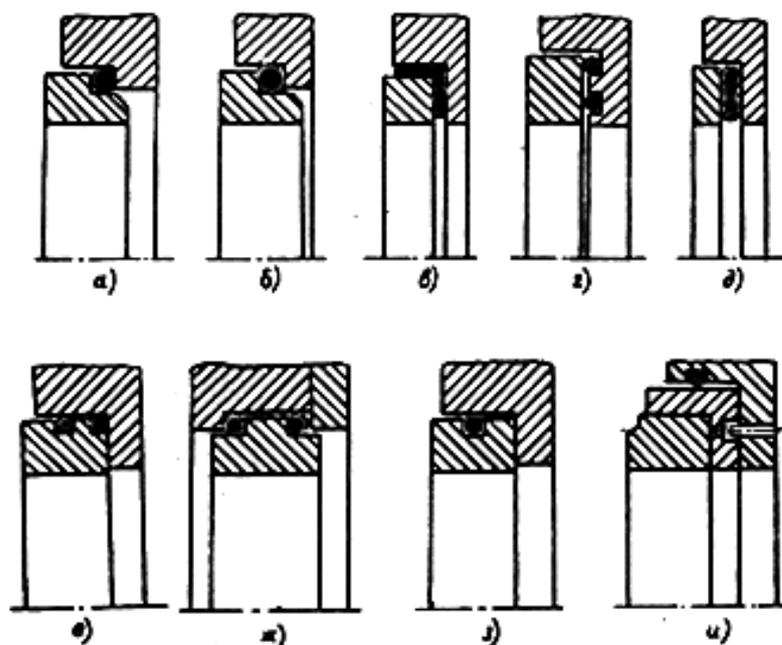


Рис.40. Конструкции и способы установки контрколец при помощи уплотняющих колец различного сечения.

При высоком давлении применяют конструкции, показанные на рис.40 (в, г, д, з, и). От проворачивания контрколец их обычно удерживает штифт, установленный в корпусе (см. рис.40, и).

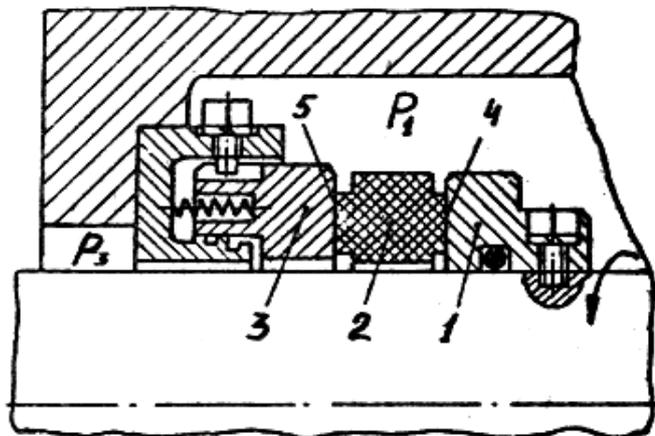


Рис.41. Торцовое уплотнение с плавающим промежуточным кольцом ($V = 62$ м/с):
1 - вращающееся контркольцо; 2 - плавающее промежуточное кольцо; 3 - неподвижное уплотнительное кольцо; 4 - уплотняющийся зазор №1; 5 - уплотняющийся зазор №2.

Преимущества установки контрколец с помощью упругих колец заключается в том, что легко обеспечивается плоскопараллельная установка уплотнительных поверхностей и при этом очень хорошо поглощается появляющаяся вибрация.

Улучшается плоскопараллельность и долговечность уплотнений особенно в высокоскоростных машинах, при наличии промежуточного плавающего кольца. На рис.41 показано уплотнение компрессора, вал которого вращается с частотой $n = 11200$ об/мин [7].

Преимущества торцового уплотнения с плавающим промежуточным кольцом заключаются в улучшении отвода тепла. Если, например, поверхности, образующие уплотняющийся зазор №1, нагреваются при вращении до такой степени (кольцо 2 принимаем неподвижным), что трение между ними становится большим, чем сцепление в неподвижном зазоре № 2, то начинает также вращаться промежуточное кольцо 2, тогда как в зазоре №1 скольжение прекращается. Такой режим работы увеличивает надежность уплотнения.

3.5.3. Способы демпфирования торцевых колебаний колец пары трения торцового уплотнения

Величина утечки в торцовом уплотнении во многом зависит от его способности демпфировать колебания и биения тары колец вследствие наличия радиального биения зала.

Поэтому все торцовые уплотнения имеют демпфирующие устройства, в качестве которых очень часто выступают кольцевые упругие вторичные

уплотнения. На рис.41 показаны некоторые способы демпфирования колебаний колец пары трения.

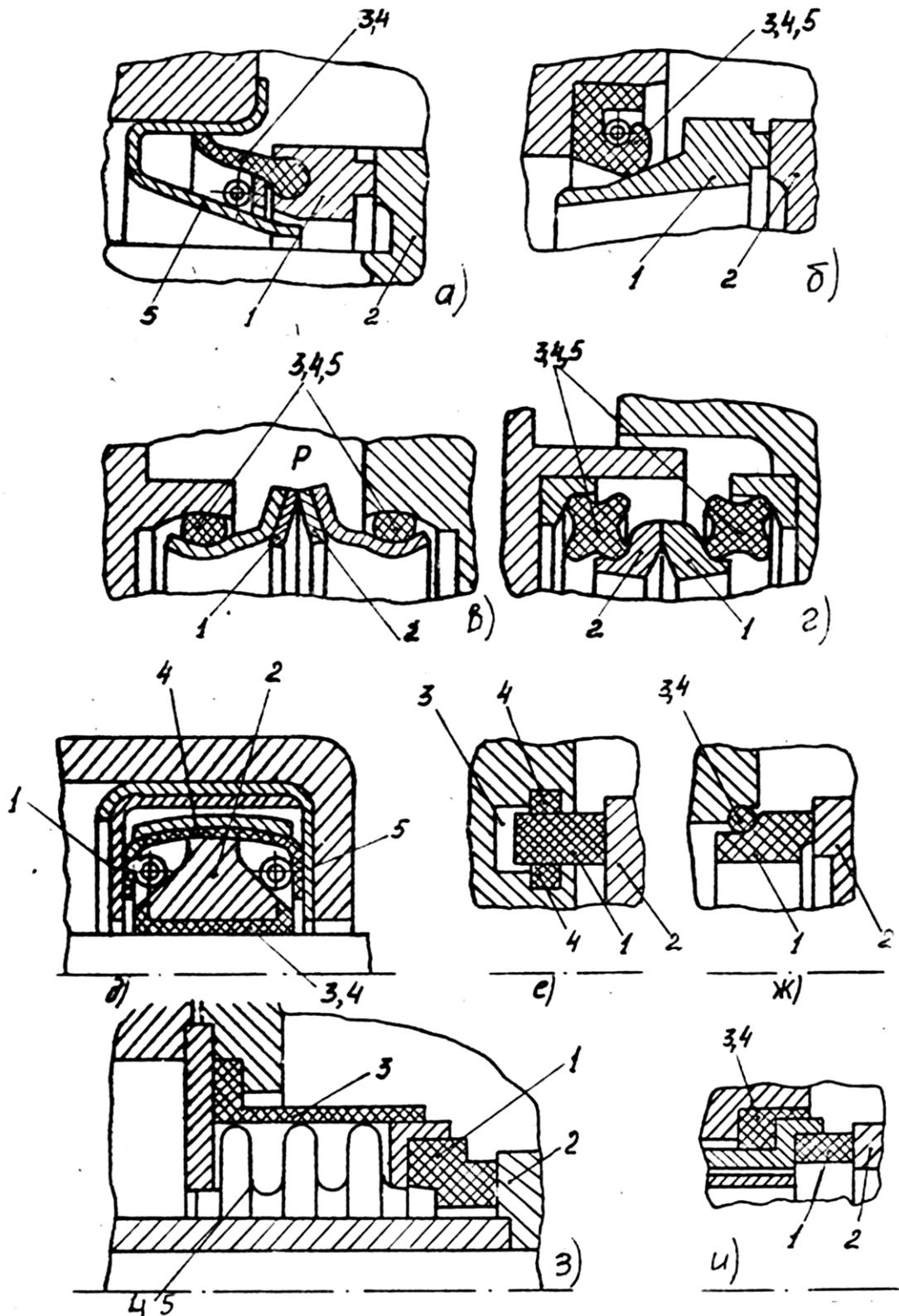


Рис.42. Способы демпфирования колебаний колец торцовых уплотнений:
 а, б, в, г, д, ж, и – вспомогательными герметизаторами 4; е – масляной полостью 3; з –
 эластичным кольцом: 1 - невращающееся кольцо пары трения; 2 - вращающееся кольцо;
 3 - демпфер; 5 - нагружающее устройство.

3.5.4. Трения в торцовых парах.

Крутящий момент торцового уплотнения складывается в рабочем состоянии из момента трения поверхностей скольжения M_T и момента трения M_C возникающего в результате вращения уплотнения в уплотняемой среде и обусловленного ее барбатажем.

Таким образом, общий момент трения:

$$M_{TP} = M_T + M_C . \quad (1)$$

Основным, чаще всего, бывает момент M_T , так как он определяет тепловую нагрузку на пару трения.

Для достижения достаточной эффективной работы скользящие поверхности торцовых уплотнений необходимо прижимать одну к другой с определенным усилием для создания контактного давления $P_{уд}$.

Значение $P_{уд}$ важно знать, так как оно совместно со скоростью скольжения определяет режим трения в уплотнении, а следовательно, интенсивность износа, утечку и т. д. На вращающееся кольцо пары трения действует давление среды P_c , осевая сила, создаваемая пружиной Γ , сила трения вторичного кольцевого уплотнения по валу T и среднее удельное давление $P_{уд}$. Давление среды P_c может повышать среднее контактное давление $P_{уд}$ при неразгруженной паре трения и, соответственно, понижать его при разгруженной паре трения торцового уплотнения.

Из рис.43 наглядно видно, что при неразгруженной паре некомпенсированное давление создает дополнительную прижимающую силу (рис.43, а), а при разгруженной паре некомпенсированное давление стремится разжать уплотняющие кольца (рис.43, б).

Для неразгруженной пары из уравнения равновесия действующих сил на вращающееся кольцо среднее удельное давление $P_{уд}$ будет равно:

$$P_{уд} = \frac{F - T + \frac{\pi}{12} P_C (D_2^2 + D_2 D_1 + D_1^2 - 3d^2)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} . \quad (2)$$

Конструктивно гидравлическая разгрузка производится с помощью ступенчатого вала (рис.43, б).

Для разгруженной пары (рис.43, б) удельное контактное давление можно определить следующим образом:

$$P_{уд} = \frac{F - T - \frac{\pi}{12} P_C (D_2^2 + D_2 D_1 + D_1^2 - 3d^2)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} . \quad (3)$$

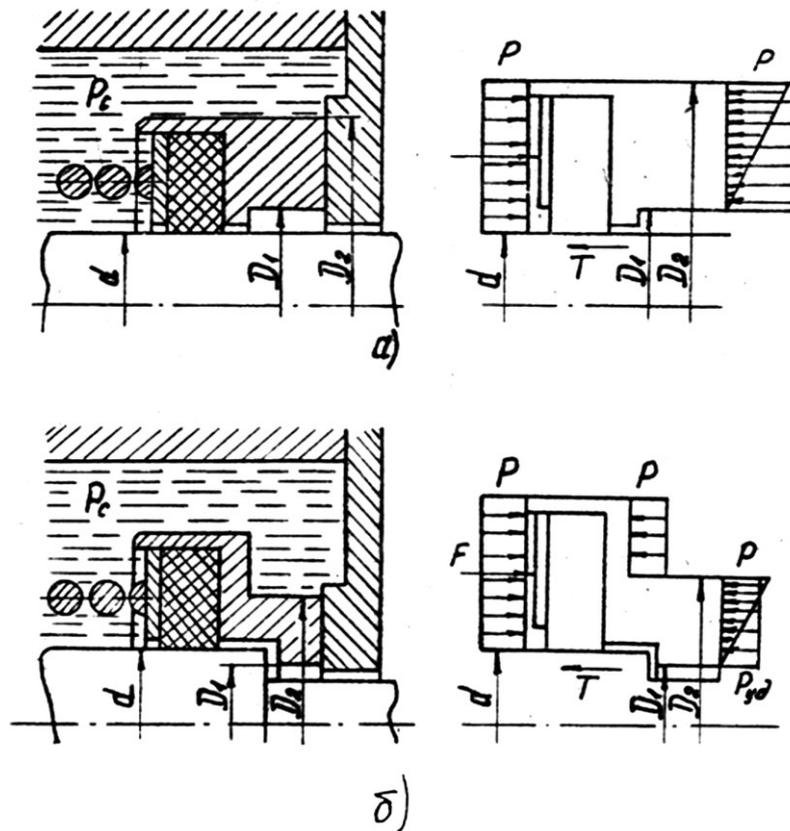


Рис.43. Схемы гидравлически разгруженных и неразгруженных торцовых уплотнений:
 а - неразгруженная пара трения; б - пара трения с гидравлической разгрузкой.

Момент трения торцовых поверхностей определяют по формуле

$$M_T = r_{cp} F P_{yd} f, \quad (4)$$

где r_{cp} – радиус скольжения,

$$r_{cp} = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} = 0,5d_{cp}, \quad (5)$$

где R – наружный радиус поверхности контакта;

r – внутренний радиус поверхности контакта;

F – поверхность контакта колец;

f – коэффициент трения колец.

Если поверхность $F = \pi d_{cp} b$ (6), то в соответствии с формулой (4) момент от трения скользящих поверхностей будет равен:

$$M_T = 0,5\pi d_{cp}^2 b P_{yd} f, \quad (7)$$

где b – ширина кольца.

Потери мощности в торцовом уплотнении определяют по формуле:

$$N_T = M_{TP} \omega. \quad (8)$$

Количество тепла, выделяющееся на поверхности трения, определяют по формуле:

$$Q = P_{yd} f v F, \quad (9)$$

где v – линейная скорость скольжения.

Это выделявшееся тепло может передаваться за счет теплопроводности, конвекции и излучения. При больших удельных давлениях выделяющееся на поверхностях трения тепло может медленно отводиться, что приводит к высоким значениям температур поверхностей. Высокие температуры колец являются одной из причин быстрого выхода их из строя. Поэтому при уплотнении среды с большим давлением и температурой, и при уплотнении газов (последние имеют низкую удельную теплоемкость) торцовую пару стремятся дополнительно охладить.

Уплотнения для высоких и сверхвысоких давлений.

Охлаждение торцовых уплотнений легко осуществлять в двойных уплотнениях, которые широко применяются для уплотнения газов и вредных веществ в химической промышленности.

На рис.44 изображено двойное торцовое уплотнение, в котором охлаждающая жидкость может, кроме охлаждения, выполнять еще две функции: смазывать пары трения и являться запирающей жидкостью. В последнем случае давление запирающей жидкости устанавливается несколько большим, чем давление среды.

Двойное торцовое уплотнение может применяться для уплотнения высоких давлений жидкостей до 20 МПа.

Для уплотнений высоких давлений среды применяются материалы колец, имеющие низкие коэффициенты линейного расширения, например, карбид вольфрама (металлизированный уголь).

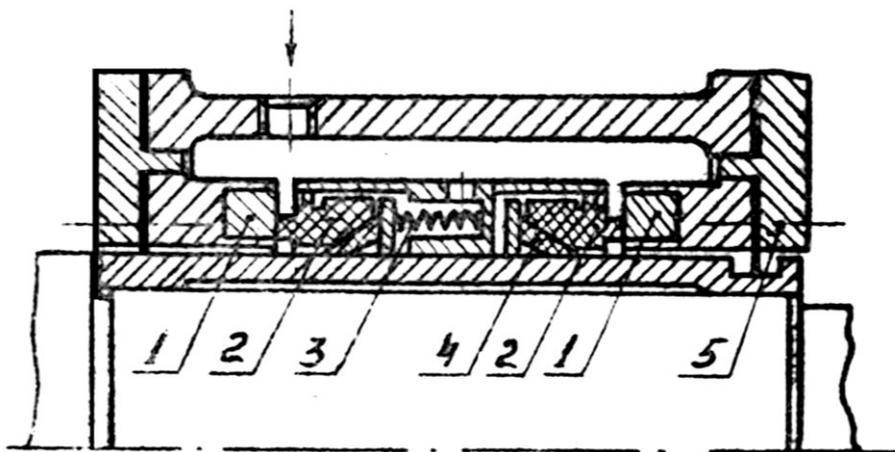


Рис.44, Двойное торцовое уплотнение:

1 - контркольцо; 2 - вращающееся кольцо; 3 - осевая пружина; 4 - вторичное кольцевое уплотнение; 5 - корпус.

Хорошо себя зарекомендовали при работе в области сверхвысоких давлений жидкостей гидродинамические торцовые уплотнения.

На рис.45 показано гидродинамическое уплотнение сверхвысокого ($p = 800 \text{ кгс/см}^2$) давления, имеющее низкие значения коэффициента трения. Экспериментально найдено, что у гидродинамических уплотнений наблюдается уменьшение коэффициента трения с увеличением давления жидкости. Это изменение представлено в таблице 3.

Таблица 3

Зависимость коэффициента трения (f) от давления среды в гидродинамическом торцовом уплотнении, $n - 3000 \text{ об/мин}$. Материал пары: карбид вольфрама, металлизированный уголь.

Коэффициент трения	0,0075	0,005	0,004	0,0035
Давление среды, МПа	5	10	15	20

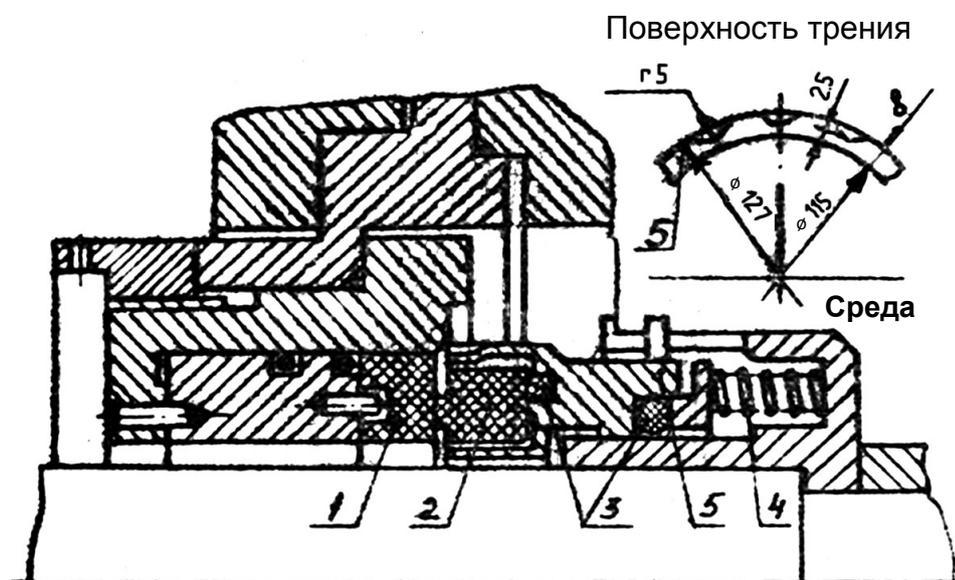


Рис.45. Гидродинамическое торцевое уплотнение:

1 - контркольцо; 2 - вращающееся кольцо; 3 - вторичные кольцевые уплотнения; 4 - осевая пружина; 5 - вращающаяся втулка.

В гидродинамическом торцовом уплотнении на вращающейся втулке 5 или на вращающемся кольце 2 (рис.45) имеются канавки или небольшие ребра. Жидкость, попадая в эти канавки или на ребра, отбрасывается в радиальном направлении навстречу уплотняемой среде, в результате чего создается динамический подпор, частично разгружающий торцовое уплотнение. Все это позволяет уплотнять среды с высокими и сверхвысокими давлениями.

На рис.46 представлена одна из конструкций вращающегося кольца гидродинамических торцовых уплотнений.

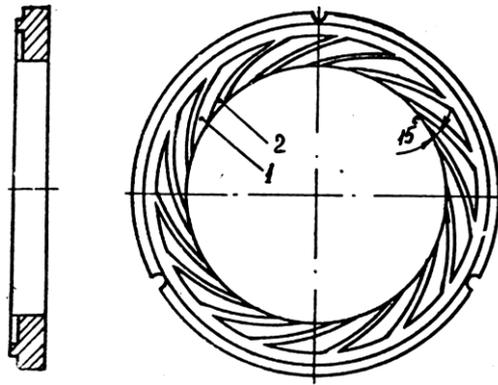


Рис.46. Конструкция вращающегося кольца гидродинамического торцового уплотнения:
1 - ребра-лопасти; 2 - канавки.

Из рисунка 46 следует, что уплотняющая (шлифованная) поверхность вращающегося кольца не является сплошной, а содержит ребра-лопасти и канавки. Ребра в этом кольце выполняют функции нагнетающих лопастей подобно лопастям центробежного насоса.

Экспериментально подтверждено [8] наличие гидродинамического эффекта в парах трения при овальной поверхности трения одного из колец.

Испытания конструкции уплотнения с овальной поверхностью трения неподвижного кольца (рис.47) проводили во ВНИИГидромаше. Кольца были выполнены из одного и того же материала - силицированного графита ПГ - 50С. После испытаний в течение 100 ч при давлении воды 10 МПа и 3000 об/мин вала диаметром 70 мм поверхности трения были блестящими без следов износа. Утечки через уплотнение были до 60 см³/ч.

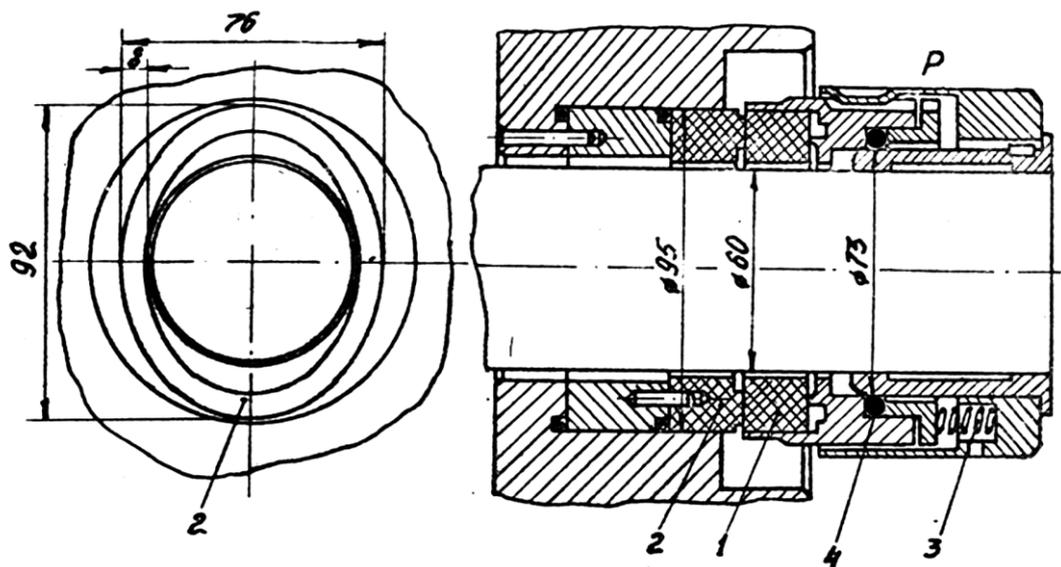


Рис.47. Торцовое уплотнение с овальной поверхностью трения контркольца:
1 - вращающееся кольцо; 2 - контркольцо; 3 - пружина; 4 - вторичное кольцевое уплотнение.

Испытания двух аналогичных уплотнений насосов атомной электростанции в течение года [6] при давлении воды 10 МПа и 1800 об/мин вала диаметром 70 мм показали высокую их долговечность для пары трения: карбид вольфрама - углеграфит. Износ углеграфитовых колец составлял 0,04-0,08 мм/ год. Замена углеграфитового материала на металлизированный уголь снизила износ еще два раза [7].

3.5.6. Гидростатические торцовые уплотнения

Практически бесконечную долговечность (с точки зрения контактного износа) имеют гидростатические торцовые уплотнения, в которых контактное трение одного кольца по другому заменено трением вращающегося кольца о слой жидкости.

Область применения гидростатических уплотнений приблизительно совпадает с областью применения гидродинамических торцовых уплотнений (высокая и высшая группы по табл.2), однако является более узкой. Это в основном уплотнения циркуляционных и питательных насосов атомных, тепловых электростанций и уплотнения валов крупных турбокомпрессоров (высшая группа IV, $p > 50$ МПа м/с).

Принцип гидростатического уплотнения взят из теории гидростатических подшипников, которые получают в настоящее время все более широкое распространение.

На рис.48 приведены две принципиальные схемы гидростатических уплотнений. В парах трения создается зазор от 5 до 25 мкм путем подачи в середину контркольца уплотняемой жидкости с регулированием зазора либо с помощью дросселя (рис.48, а), либо изменяя давление специальным насосом (рис.48, б).

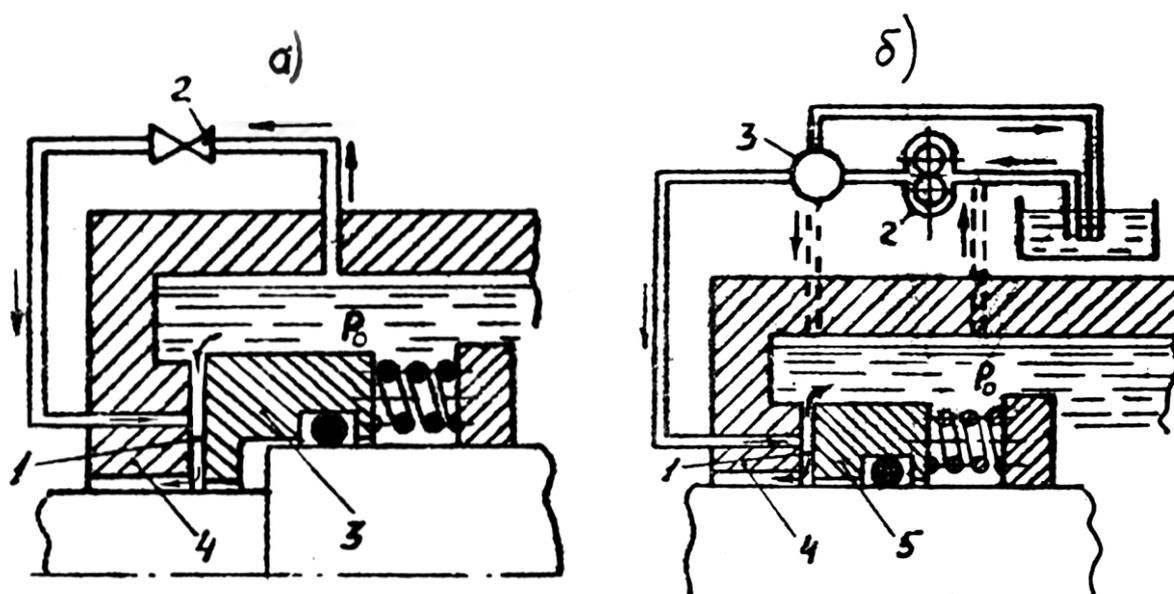


Рис.48. Схема гидростатического торцового уплотнения с дросселем 2 (а) и насосом 2 (б): 1 – регулируемый зазор; 2 – дроссель; 3 – клапан; 4 – корпус; 5 – втулка регулировочная.

При гидростатическом регулировании затвора с помощью дросселя уплотняемая жидкость из полости повышенного давления поступает по трубке через дроссель 2 в зазор пары трения 1 (рис.48,а). С уменьшением зазора его сопротивление вытеканию жидкости повышается, расход жидкости по трубке падает, следовательно, уменьшается перепад давления на дросселе и увеличивается давление жидкости в зазоре уплотнения. При этом появляется гидростатическая сила, препятствующая уменьшению зазора.

В качестве дросселей используют капилляры и диафрагмы. Дросселем может быть сам зазор уплотнения благодаря ступенчатой или конфузорной форме.

Гидростатическое регулирование зазора с помощью насоса (рис.48,б) отличается тем, что насос 2 с клапаном 3 или без него обеспечивает постоянный расход жидкости в независимости от величины зазора 1 пары трения. При этом жидкость может подаваться из специального резервуара или может быть использована рабочая жидкость повышенного давления.

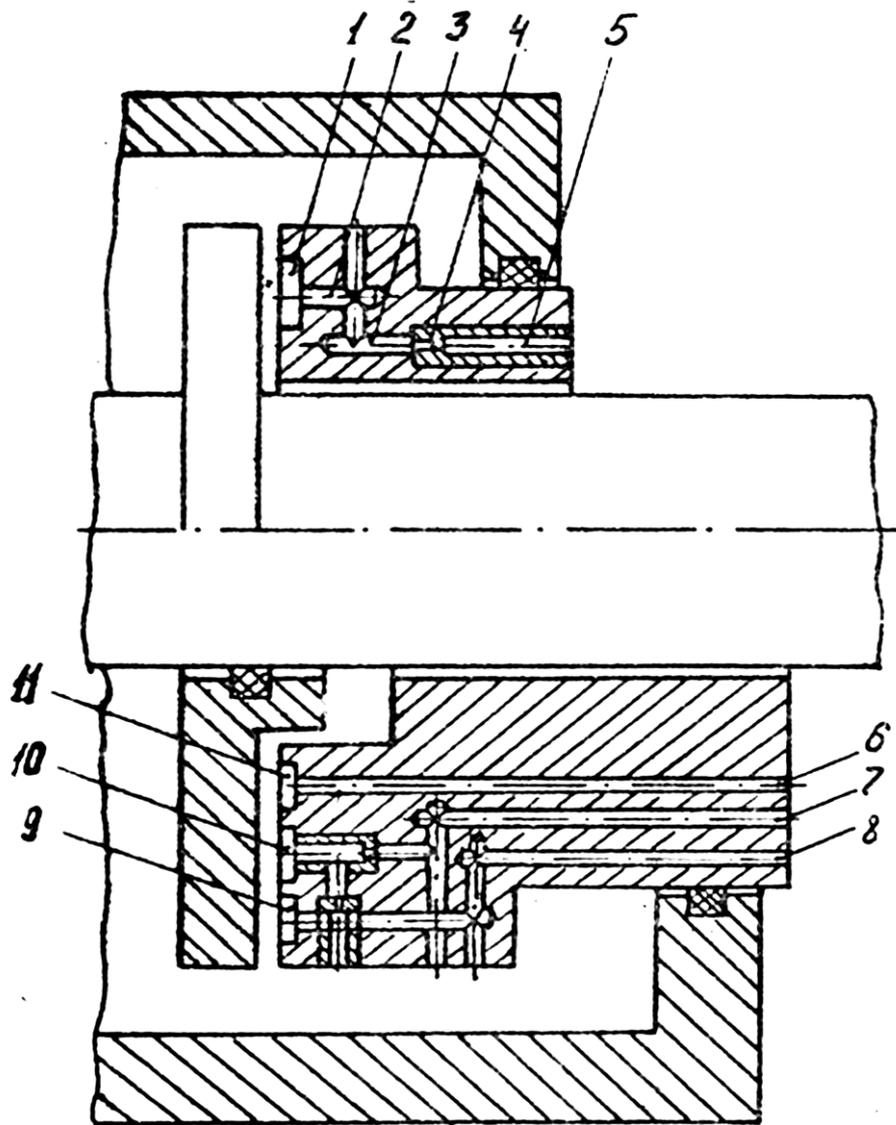


Рис.49. Схема плавающих гидростатических торцовых уплотнений:
1,9,10,11 – гидростатическая камера; 2,3,5,6,7,8 – система отверстий; 4 – дроссель.

На рис.49 показаны два варианта плавающих гидростатических уплотнений, получивших распространение в системах космических аппаратов [10]. Верхняя часть рисунка соответствует гидростатическому уплотнению с внешним противодействием, подаваемым от внешнего источника питания к отверстию 5, имеющему дроссель 4. Чистая жидкость, поступающая от внешнего источника, через систему отверстий 2 и 3 в гидростатические камеры 1, из которых она растекается по торцовому зазору к периферии (зона высокого давления) и в значительно меньшем количестве к центру (зона низкого давления). Естественно, что гидростатическое уплотнение этого типа имеет гарантированную утечку жидкости.

Для уменьшения этой утечки, а в ряде случаев для полной ее ликвидации, используются плавающие гидростатические торцовые уплотнения (нижняя половина рис.49) с несколькими рядами гидростатических камер. Подвод в этом случае чистой запирающей жидкости осуществляется через каналы 7, а отвод от нижних гидростатических камер через отверстия 6. Гидростатические камеры 9, связанные каналами 8 с внешним источником, позволяют в случае необходимости осуществлять регулировку давления и расхода.

Примеры конструктивного оформления гидростатических уплотнений с внутренним (а) и внешним (б) источниками запирающей жидкости представлены на рис.50.

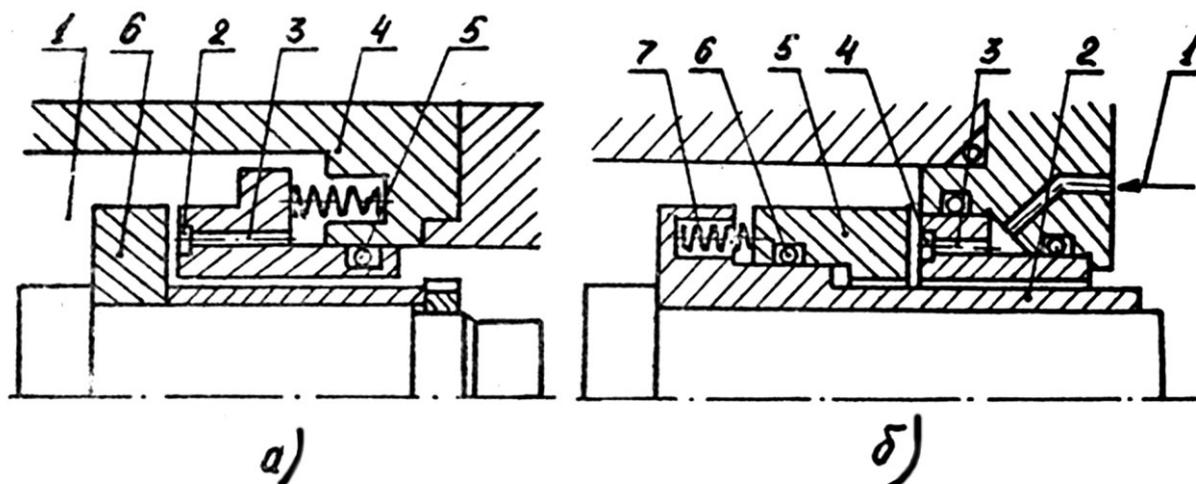


Рис.50. Примеры конструктивного оформления гидростатических торцовых уплотнений: а - с внутренним источником запирающей жидкости, б - с внешним источником жидкости; 1 – запирающая жидкость; 2,4б – гидростатическая камера; 3 – каналы; 4а – корпус уплотнения; 5а,6б – вспомогательное уплотнение; 5б – втулка.

3.5.7.Примеры применения торцовых уплотнений

На рис.51, 52, 53, 54 представлены 4 примера применения торцовых уплотнений.

На рис.51 изображено торцовое уплотнение насоса большой производительности, в котором насчитывается всего пять конструктивных элементов. Контркольцо 1 выполнено стальным, шлифованным и полированным. Вращающееся кольцо 2 изготовлено из силицированного графита. Осевая вращающаяся пружина 3 и вторичное кольцевое уплотнение 4.

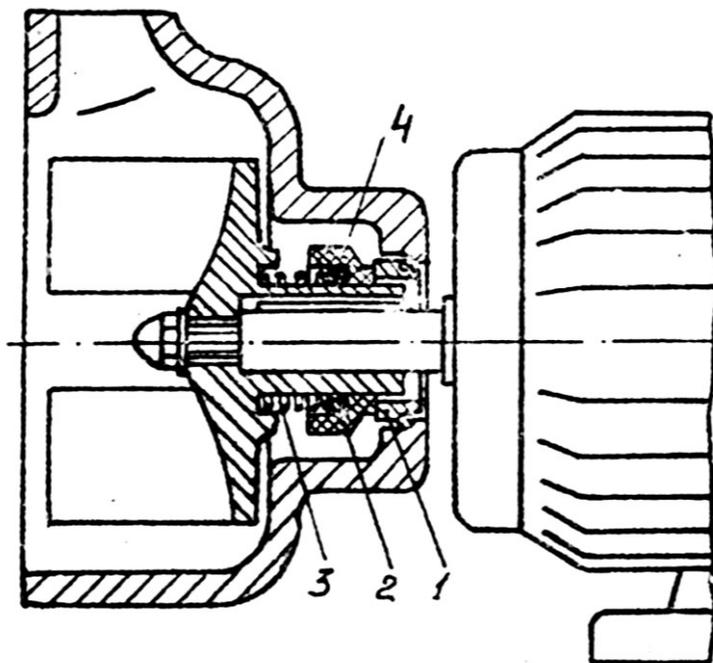


Рис.51. Торцовое уплотнение водяного насоса большой производительности: 1 - контркольцо; 2 - вращающееся кольцо; 3 - осевая вращающаяся пружина; 4- вторичное кольцевое уплотнение.

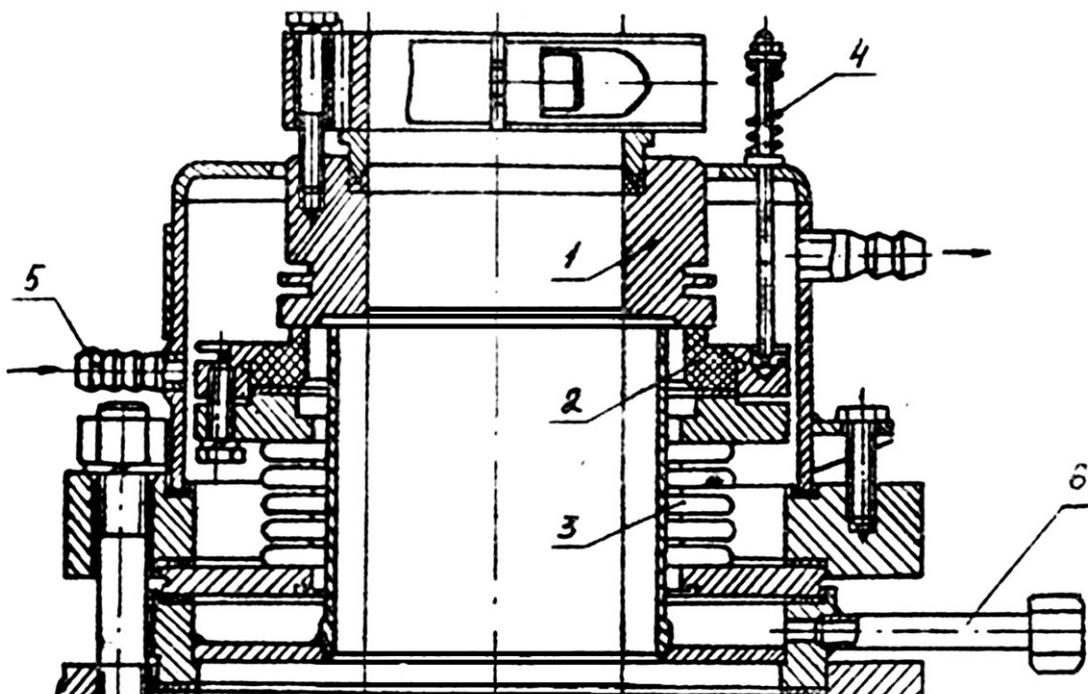


Рис.52. Торцовое уплотнение аппарата с газовой средой с мешалкой: 1 - вращающееся кольцо; 2 - кольцо из углеродистого графита; 3 - металлический сильфон; 4 - осевые пружины; 5 - штуцер ввода охлаждающей жидкости; 6 - штуцер.

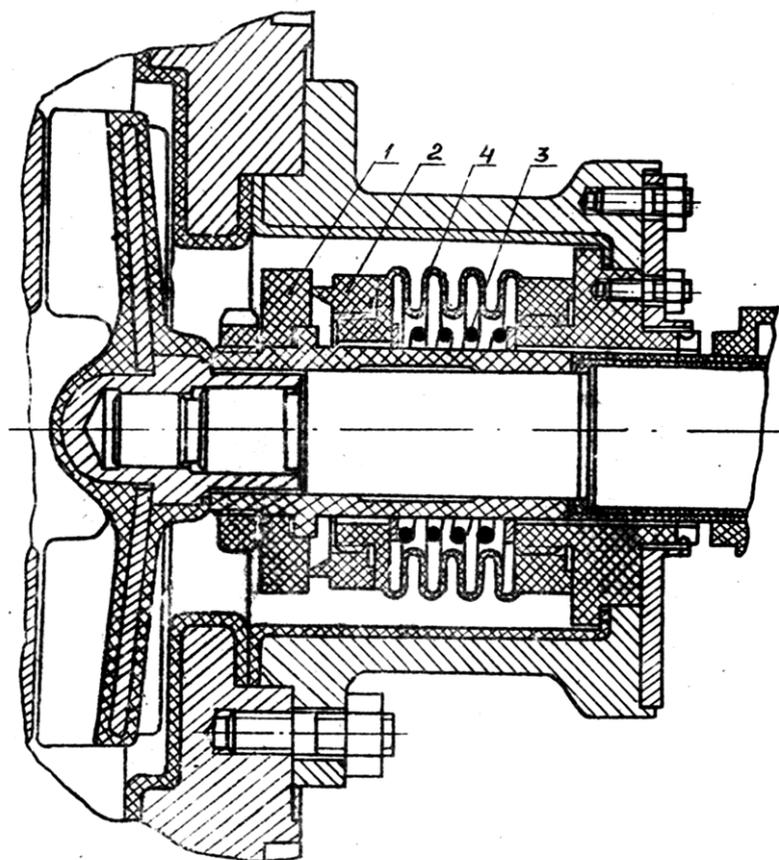


Рис.53. Уплотнение насоса для перекачки агрессивных жидкостей:

1 - контркольцо; 2 - второе кольцо пары трения; 3- пружина; 4 - вторичное уплотнение в виде фторопластового сильфона.

Из рис.51 и 52 наглядно видно, что в насосах уплотняемая жидкость является одновременно и охлаждающей жидкостью. В этой связи для насосов торцовые уплотнения бывают обычно очень компактными (рис.51). В то же время в уплотнениях аппаратов с мешалками требуется принудительное охлаждение торцовых пар (рис.52).

Все элементы насоса и уплотнения выполнены в коррозионно-стойком исполнении (рис. 53).

На рис.54 показана конструкция двойного торцового уплотнения, в котором благодаря наличию промежуточной полости с запирающей жидкостью полностью исключается прорыв среды через уплотнение.

В настоящее время во всех нефтеперерабатывающих предприятиях и предприятиях, работающих с агрессивными, токсичными и взрывоопасными средами, наибольшее предпочтение отдают именно двойному торцовому уплотнению с запирающей жидкостью. Это обусловлено строгими требованиями к безопасности подобных производств как для персонала, так и для окружающей среды. В итоге должно быть 100% исключение утечки внутренней среды аппарата.

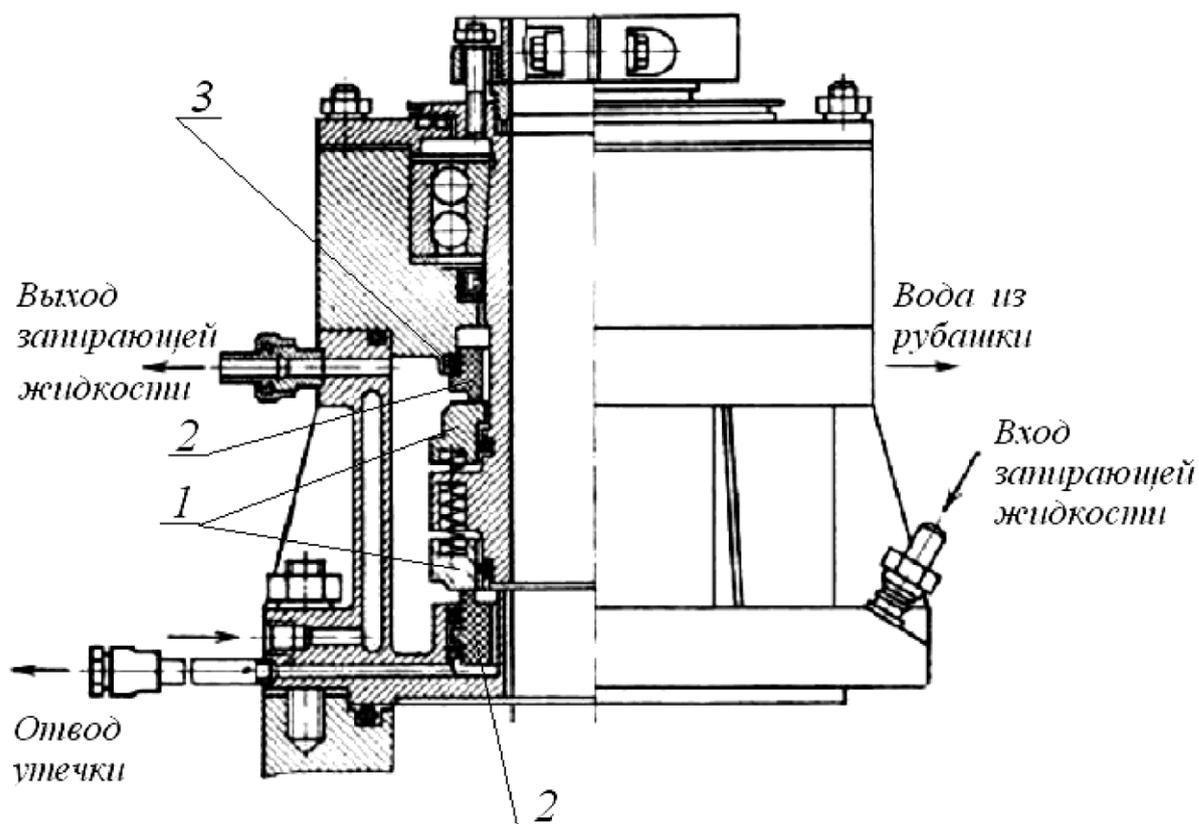


Рис. 54. Двойное торцовое уплотнение:
 1 – вращающиеся кольца; 2 – неподвижные кольца; 3 – кольцевые вторичные уплотнения.

Помимо вышеперечисленных требований к торцовым уплотнениям, здесь также необходимо применять в качестве запирающей жидкости обессоленную воду, масло или другие жидкости, химически совместимые с рабочей средой, но не токсичные и не ядовитые. Температура запирающей жидкости на выходе из уплотнения должна строго контролироваться в соответствии с технической документацией. При эксплуатации уплотнений при температуре ниже 0°C не должно образовываться льда на деталях уплотнений. Для реакторов с обогревом температура фланца аппарата(горловины) и поверхности вала в зоне уплотнения должна быть не более 150°C . Давление запирающей жидкости должно превышать давление среды в аппарате на $0,5-2 \text{ кгс/см}^2$. Запирающая жидкость должна проходить постоянный контроль на наличие превышения допустимых норм нахождения в ней вредных компонентов, а в случае обнаружения такового, аппарат должен быть отключен на техническое обслуживание данного узла.

Двойные торцовые уплотнения с запирающей жидкостью должны соответствовать следующим показателям надежности и долговечности: время безотказной работы – 2000 ч.; ресурс работы – 8000 ч.; срок службы - не менее 3 лет.

3.6. Бесконтактные уплотнения

Бесконтактные уплотнения, у которых отсутствует непосредственный контакт между вращающимися элементами уплотнения и неподвижными его деталями, обладают рядом преимуществ перед другими уплотнениями. Высокая надежность и долговечность, равная обычно долговечности других узлов машины, низкие потери на трение, простота и компактность бесконтактных уплотнений, сделали возможным создание высокоэкономичных машин и аппаратов, обладающих высокой степенью надежности и длительной работоспособностью.

Под бесконтактными уплотнениями понимают устройство, уплотняющее действие которого осуществляется в результате потерь энергии при движении жидкости в каналах, образованных элементами вращающихся и неподвижных его поверхностей при наличии гарантированного зазора, исключающего непосредственный контакт между этими поверхностями.

По принципу действия бесконтактные уплотнения могут быть разделены:

- а) на бесконтактные уплотнения статического действия;
- б) бесконтактные уплотнения динамического действия.

По конструктивному оформлению статические бесконтактные уплотнения подразделяются:

- а) простые щелевые или кольцевые;
- б) лабиринтные осевые и радиальные;
- в) с плавающими кольцами.

По этому же признаку динамические уплотнения делятся: на импеллерные открытого и закрытого типа; дисковые; винтовые, лабиринтно-вихревые, центробежные.

Щелевые уплотнения могут быть однощелевыми и многощелевыми. Однощелевые уплотнения представляют собой обычный зазор между неподвижной втулкой и вращающимся валом.

Многощелевые бесконтактные уплотнения изображены на рис.55. Они могут обеспечить большой перепад давления и значительно меньшую утечку рабочей среды [11].

Не менее эффективны для снижения давления среды лабиринтные уплотнения, представляющие собой сумму последовательно расположенных сопротивлений проходу среде.

Гребенки лабиринтов имеют узкие острия, сделанные чаще всего из цветного металла. В зависимости от конструкции лабиринты делятся на осевые, радиальные и комбинированные.

Зазор в осевых лабиринтах на холодной машине бывает 0,2-0,3 мм. В радиальных лабиринтах ввиду возможности изгиба зазора делается 0,4-0,7 мм и больше.

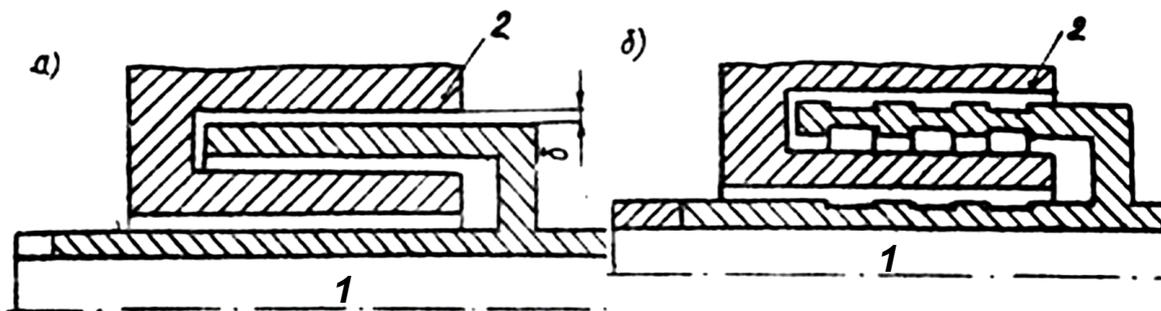


Рис.55. Многослойные бесконтактные радиальные уплотнения:
 а - кольцевое; б - кольцевое с цилиндрическими канавками.
 1 - корпус; 2 - вал.

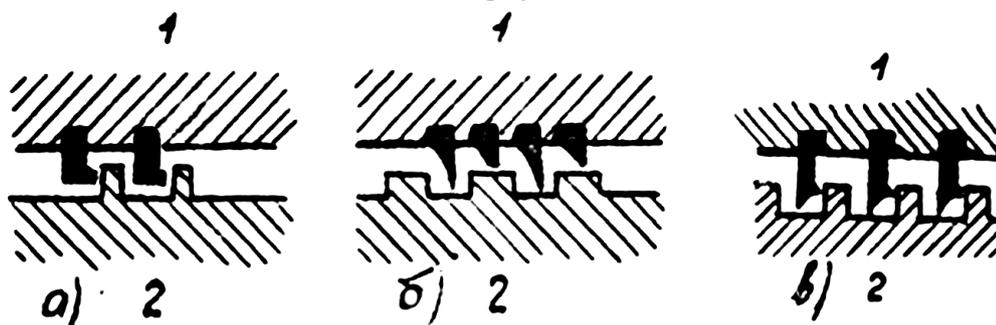


Рис.56. Лабиринтные уплотнения: 1. - корпус; 2 - вал.

В целях экономии места иногда лабиринтные уплотнения делаются комбинированными, как показано на рис.56.

В уплотнениях валов при высоких давлениях требуется значительное количество гребенок для большого снижения давления, так как в преимущественном большинстве статические лабиринтные уплотнения применяются как первичные уплотнения, цель которых заключается в резком уменьшении давления среды, окончательно уплотняемого далее одним из контактных уплотнений.



Рис.57. Комбинированное лабиринтное уплотнение:
 1 - корпус; 2 - вал.



Рис.58. Лабиринтное уплотнение с гребенчатыми остриями.

Уменьшение длины лабиринтного уплотнения можно достигнуть радиальным расположением отдельных групп гребенок, по которым уплотняемая среда проходит последовательно (рис.59). С валом плотно соединены две втулки В и С с гребенками; с корпусом соединены две другие неподвижные втулки D и E , также оснащенные гребенками.

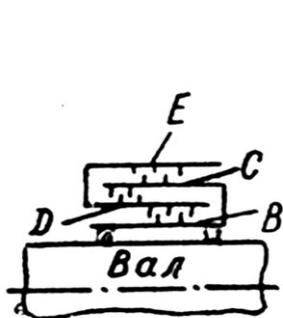


Рис.59. Радиальное расположение отдельных групп гребенок лабиринтного уплотнения.

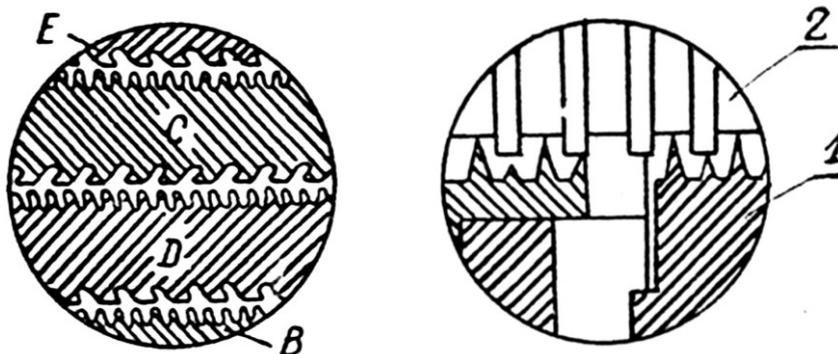


Рис.60. Лабиринтное уплотнение вала паровой турбины:
1 – корпус; 2- вал.

В центробежных компрессорах как стационарных, так и транспортных, в турбонасосах и других роторных машинах применяют бесконтактные уплотнения с плавающими кольцами. Широкое распространение этих уплотнений объясняется сравнительной простотой конструкции и возможностью обеспечить требуемую надежность и герметичность.

Схема такого уплотнения представлена на рис.61. В корпусе 1 расположены металлические втулки 2, к которым прилегают кольца 3, установленные на валу с малым радиальным зазором А. Кольца 3 могут свободно перемещаться в радиальных направлениях, а их вращение предотвращается штифтами. Давлением уплотняемой жидкости кольца прижаты к неподвижным втулкам, предварительный контакт обеспечивается пружинами 5. При этом торцевые уплотняющие поверхности Б работают без относительного вращения.

Радиальный зазор между кольцом и валом выполняет функцию самоцентрирующегося щелевого уплотнения.

Следовательно, уплотнения с плавающими кольцами представляют совокупность торцевого и щелевого уплотнений: вследствие способности плавающего кольца центрироваться относительно вращающегося вала, благодаря гидродинамическим силам в кольцевой щели, можно радиальные зазоры выполнить малыми и тем самым значительно снизить утечки, не опасаясь быстрого механического износа [9].

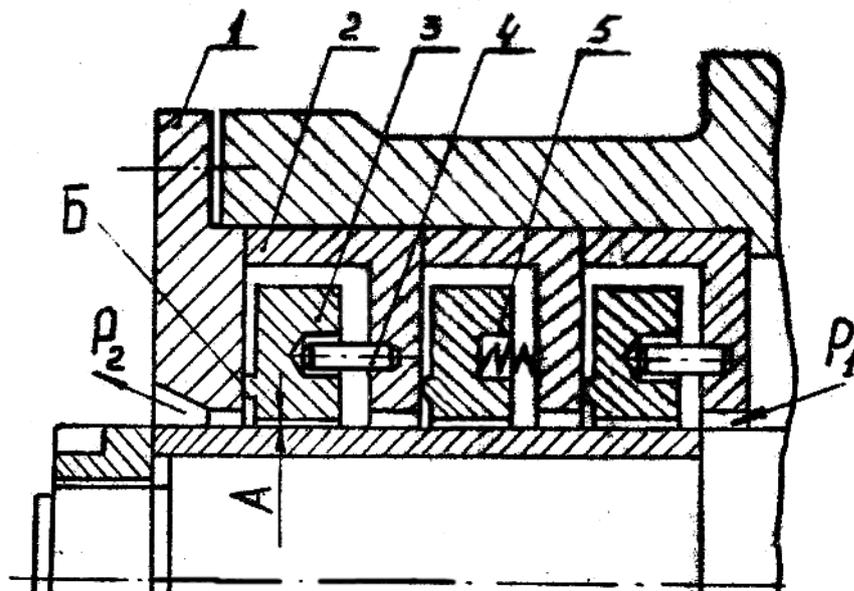


Рис.61. Схема уплотнения с плавающими кольцами:
1 – корпус; 2 – втулка; 3 – плавающие кольца; 4 – штифт; 5 – пружина.

На рис.62 представлено уплотнение центробежных компрессоров фирмы Эллиот [9] с плавающими кольцами. Уплотнение имеет внутреннее кольцо 1 с увеличенной поверхностью охлаждения с кольцевой канавкой 3; куда по каналу I дополнительно вводится буферное масло с давлением на 0,025-0,035 МПа большим, чем в камере II, где масло смешивается с уплотняемым газом и отводится на регенерацию. Уплотнения содержат несколько плавающих колец 4.

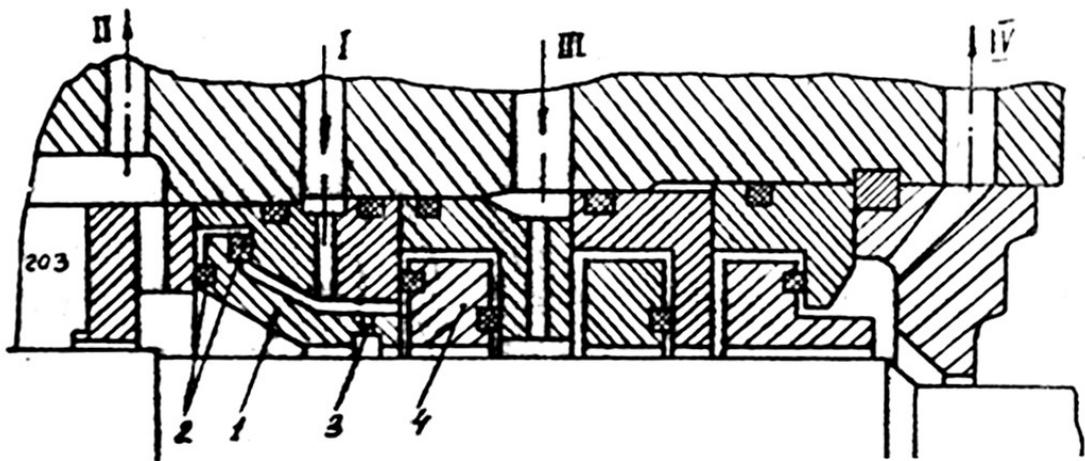


Рис.62. Уплотнение центробежных компрессоров с плавающими кольцами:
1 - уплотнительное кольцо; 2 - резиновые кольца; 3 - кольцевая канавка; 4 - плавающие кольца; I,III - ввод масла; II,IV - вывод масла.

Простейшим динамическим бесконтактным уплотнением является дисковое уплотнение, состоящее из диска, вращающегося с гарантированным торцовым зазором (б) у неподвижной торцевой поверхности корпуса (рис.63). Жидкость, поступающая в зазор, за счет сил трения и центробежных сил разгоняется и выбрасывается по радиусу, создавая противодействие и

надежную герметизацию уплотнения при вращении диска. Большую величину противодействия можно получить, заменив диск импеллером (крыльчаткой) с узкими радиальными лопастями. Однако импеллер значительно больше потребляет энергии для герметизации зазора, поэтому в последние годы импеллерные уплотнения применяются реже.

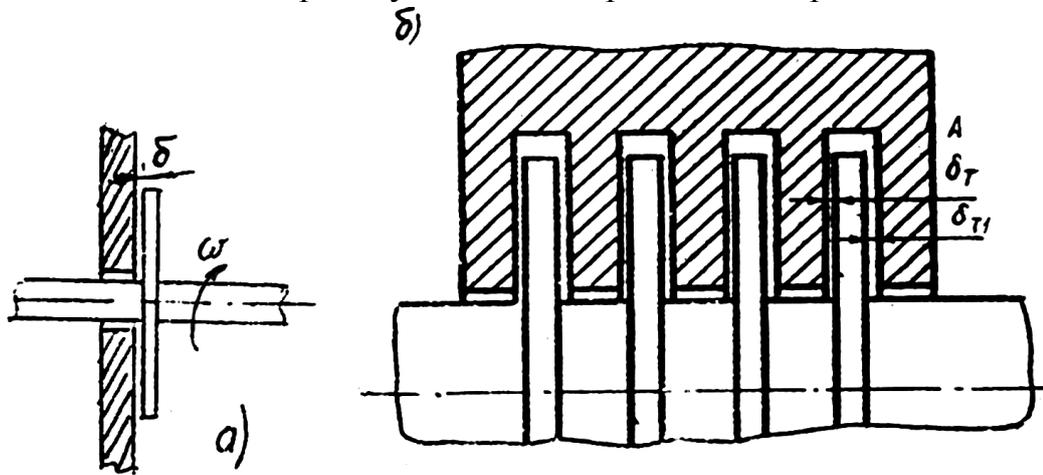


Рис.63. Динамические дисковые уплотнения:
а - однодисковое уплотнение; б - многодисковое уплотнение.

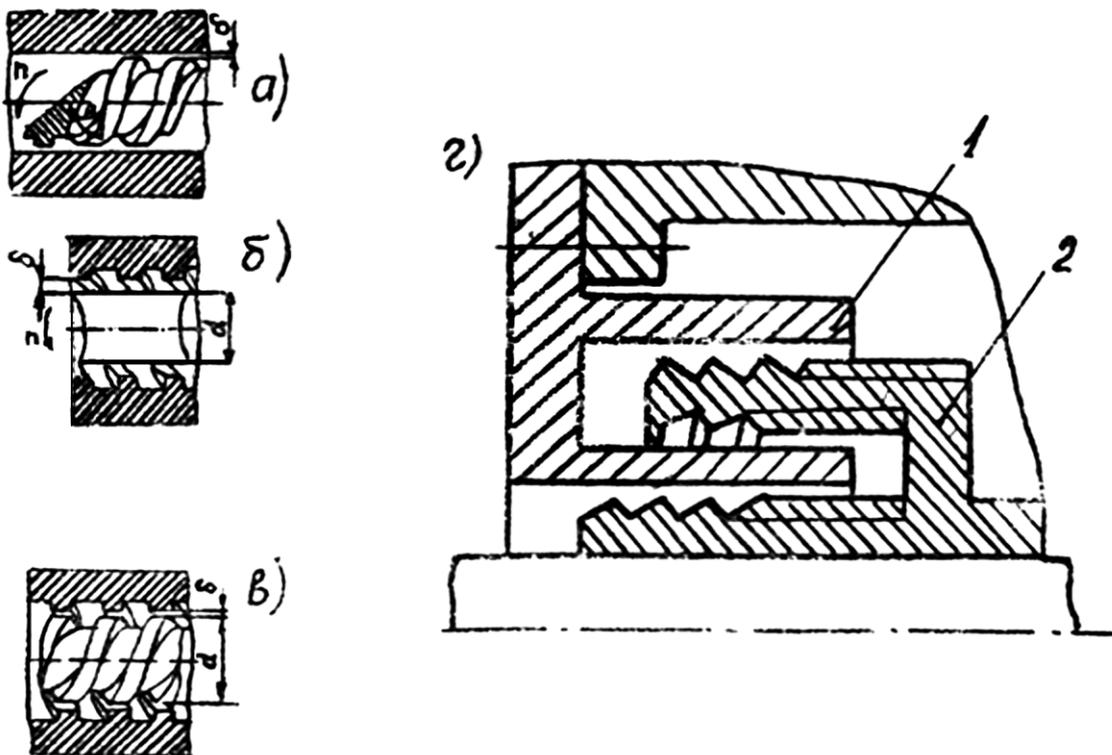


Рис. 64. Винтовые динамические уплотнения:
а - винтовая нарезка на валу; б - винтовая нарезка на корпусе; в - лабиринтоно-вихревое уплотнение; г - лабиринтная винтовая нарезка.

Значительно большее применение нашли винтовые динамические уплотнения, которые могут иметь винтовую нарезку на валу (рис.64, а),

винтовую нарезку только на корпусе (рис.64, б), винтовую нарезку и на корпусе, и на валу (рис.64, в) и лабиринтную винтовую нарезку (рис.64, г).

В лабиринтно-вихревых уплотнениях (рис.64в) выполняется одно- или многозаходная нарезка специального типа, причем направление хода нарезки на корпусе и на валу противоположно.

Под центробежным динамическим бесконтактным уплотнением понимается фактически вращающийся гидравлический затвор с одним или несколькими каналами уплотнения. Принцип действия такого уплотнения показан на рис.65. Во вращающемся корпусе 2 уплотнения имеется несколько кольцевых камер, в которые заливается уплотняющая жидкость 5. В кольцевые камеры вставляются кольцевые ребра 3, закрепляющиеся неподвижно на корпусе аппарата или машины 4.

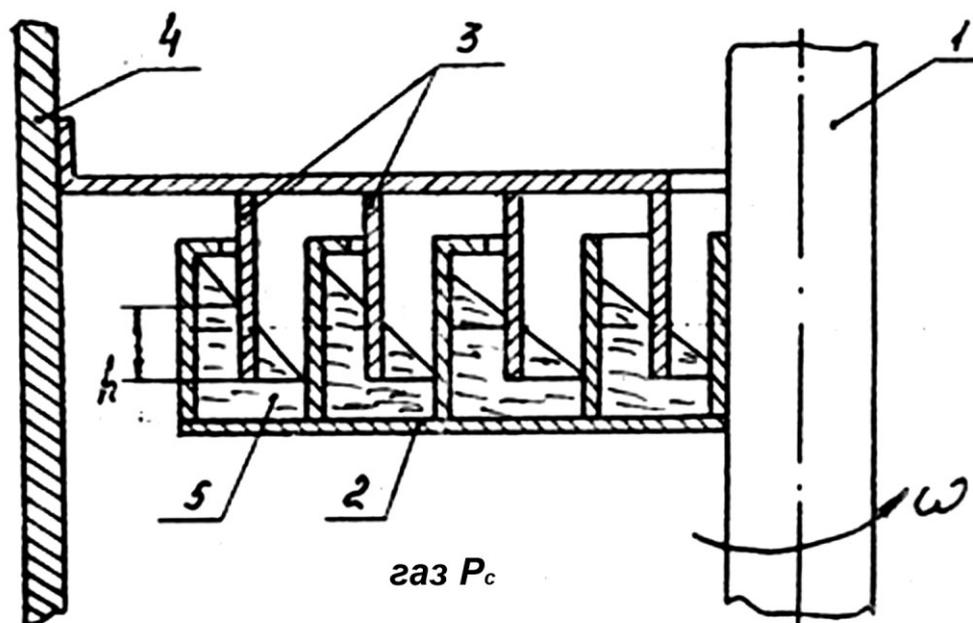


Рис.65. Центробежное динамическое уплотнение (центробежный гидравлический затвор):
1 - вал; 2 - вращающийся корпус уплотнения; 3 - неподвижные кольцевые ребра; 4 - корпус уплотняемой машины; 5 - уплотняющая жидкость.

Эти уплотнения могут герметизировать небольшие или остаточные давления среды, численно равные:

$$P_c = \gamma_{ж} h n ,$$

где n – число кольцевых камер.

Однако при уплотнении газов достигается абсолютно полная герметизация. Это достоинство центробежных динамических уплотнений часто используется для полной герметизации ядовитых, пожаро- и взрывоопасных газов, причем данные уплотнения устанавливаются как конечные, после сальниковых или торцовых уплотнений.

На рис.66 показан пример использования многоцелевых уплотнений в многоступенчатых насосах высокого давления [9].

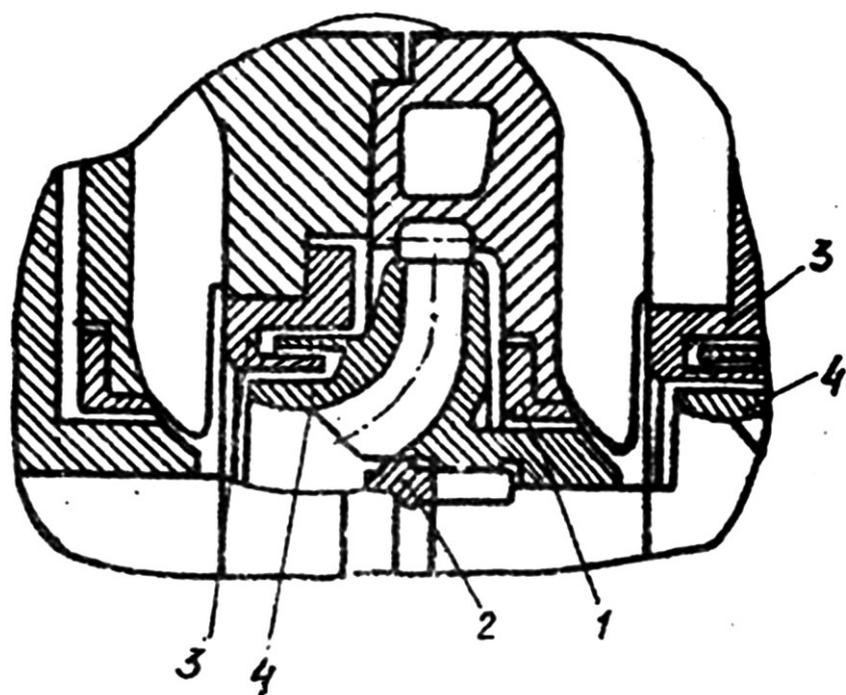


Рис.66. Ступень многоступенчатого насоса высокого давления:
 1- межступенное уплотнительное кольцо; 2- разъемное стопорное кольцо; 3- лабиринтная втулка корпуса; 4- лабиринт на диске колеса.

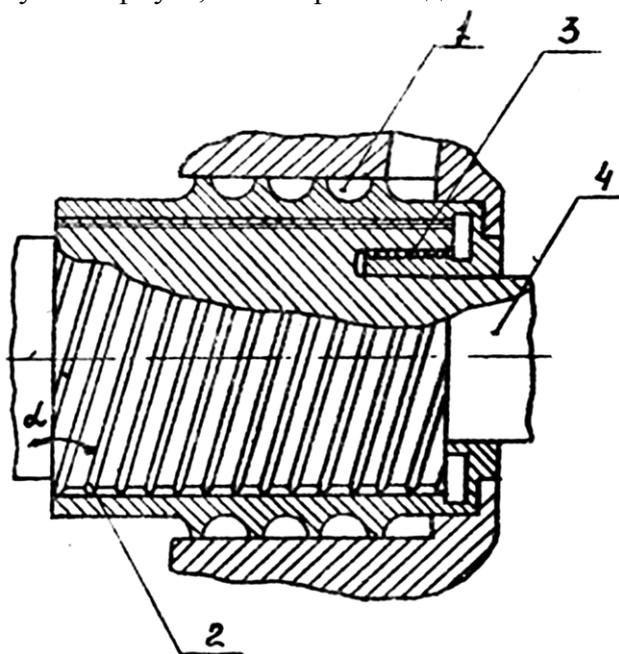


Рис. 67. Схема винтового уплотнения космических турбогенераторов [11]:
 1,2,3 - винтовые нарезки разного шага и глубины; 4 - вал.

3.7. Комбинированные и специальные уплотнения

При высоких скоростях вращения вала, больших давлениях и температурах для обеспечения более высокой долговечности и надежности машин и аппаратов применяют чаще всего комбинированные уплотнения.

Обычно на первой ступени устанавливают одно из бесконтактных уплотнений, которое резко снижает величину уплотняемых давлений (статические уплотнения). На второй ступени окончательного доуплотнения может устанавливаться одно из контактных уплотнений (сальниковое или торцовое) или динамическое, например, центробежное. Динамические бесконтактные уплотнения в момент остановки вала не могут герметизировать зазор между корпусом и валом, поэтому они требуют обязательной комбинации со стояночными уплотнениями, в качестве которых могут выступать упругая манжета и стояночные уплотнения с подвижным грузиком.

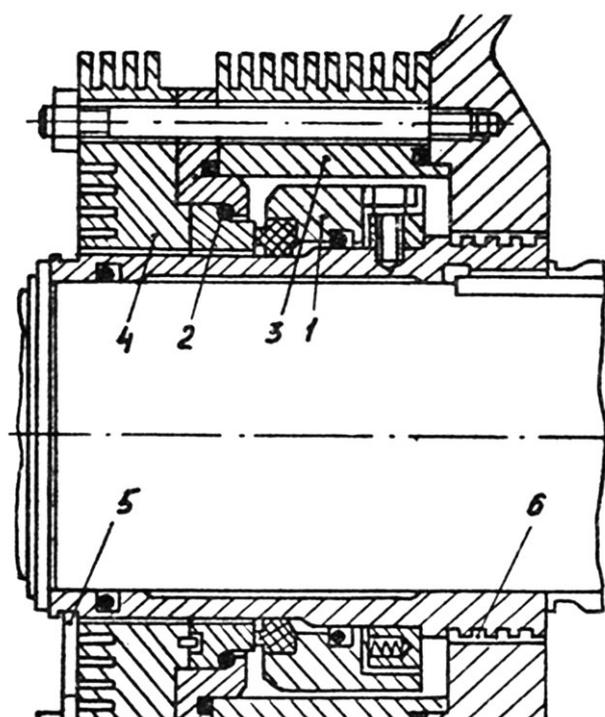


Рис.68. Комбинированное торцовое уплотнение с встроенной системой воздушного охлаждения:

1 - вращающееся кольцо; 2 - контрокольцо; 3 - охлаждаемый корпус; 4 - охлаждаемый фланец; 5 - крыльчатка вентилятора; 6 - лабиринтное уплотнение.

Стояночные уплотнения во время вращения вала не контактируют с корпусом машины, так как контактные поверхности отходят от корпуса под действием центробежных сил. В момент же остановки вала они прижимаются к корпусу либо за счет собственных упругих сил (манжеты), либо под действием упругих сил пружин [12].

На рис.68 представлено комбинированное лабиринтно-торцовое уплотнение с встроенной системой воздушного охлаждения аварийных насосов атомных электростанций [7] .

Другой пример комбинированного уплотнения показан на рис.69. Из рис.69 видно, что лабиринтное уплотнение совместно с торцовым позволяет достаточно успешно уплотнять даже газовую среду высокого давления.

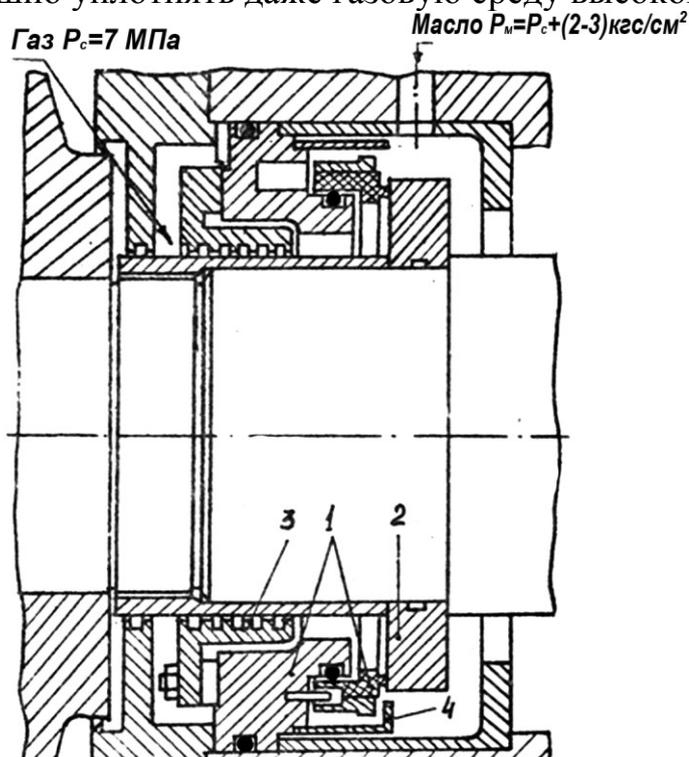


Рис.69. Комбинированное торцовое уплотнение газовой среды высокого давления:
1 - основное уплотнение; 2 - конtringло; 3 - лабиринтное уплотнение.

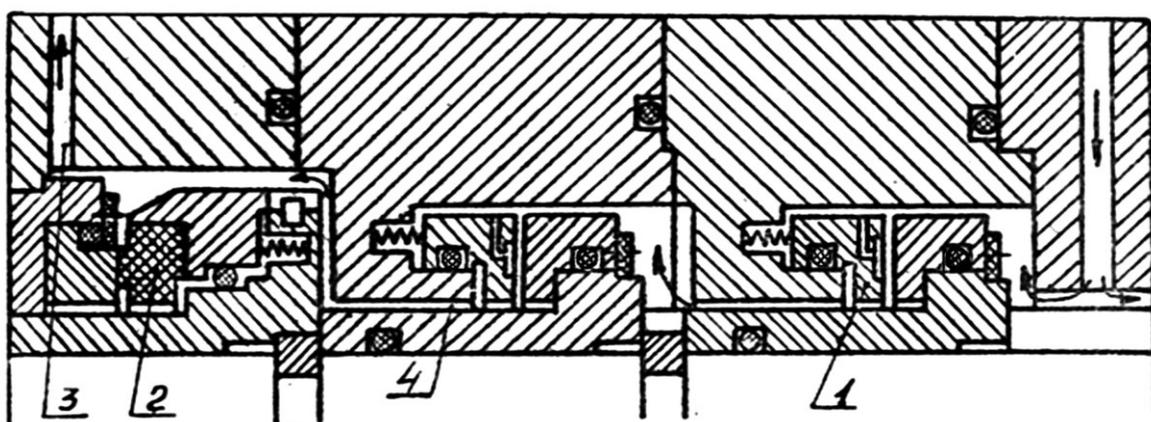


Рис.70. Комбинированное уплотнение водяного насоса высокого давления:
1 - гидростатическое торцовое уплотнение; 2 - торцовое уплотнение; 3 - выход циркуляционной охлаждающей жидкости; 4 - щелевое уплотнение.

На рис.70 представлено комбинированное уплотнение водяного насоса высокого давления ($P_c = 14-15$ МПа; $n = 1500$ об/мин; $v = 17,5$ м/с),

включающее в себя две последовательно установленные ступени 1 гидростатических торцовых уплотнений, щелевые уплотнения 4 и на последней ступени резервное торцовое уплотнение 2 [7]. Последняя ступень обычно работает уже при низком давлении (0,5-1,0 МПа), но может воспринимать и полную нагрузку в момент останова насоса.

3.7.1. Магнитно-жидкостные уплотнения

Чрезвычайно перспективными из всех видов рассмотренных нами контактных уплотнений являются магнитные или магнитно-жидкостные уплотнения.

На рис.71 изображены схемы магнитно-жидкостных уплотнений. Принцип работы этого уплотнения заключается в том, что уплотняемый зазор между корпусом и валом заполняется ферромагнитной жидкостью 5, которая удерживается в нем в постоянном или переменном магнитном поле некоторой напряженности.

В зависимости от свойств материала, замыкающего магнитный поток, например, в зависимости от материала уплотняемого вала, могут быть разработаны два вида конструкций магнитно-жидкостного уплотнения - для магнитного (рис. 71, а) и для немагнитного (рис.71, б) валов.

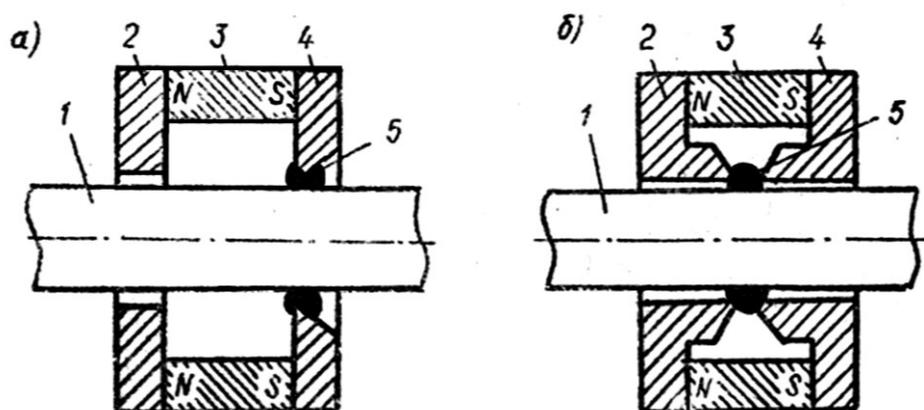


Рис.71. Схемы магнитно-жидкостных уплотнений (II):
1 - вал; 2,4 - диски из магнитного материала; 3- магнит; 5 - ферромагнитная жидкость.

В первом случае магнитные силовые линии, создаваемые магнитом 3, замыкаются через вал установки и удерживают ферромагнитную жидкость 5 в зазоре между кольцевой пластиной 4 и валом 1. Во втором случае ферромагнитная жидкость 5 удерживается в зазоре, образованном фасонными поверхностями кольцевых пластин 2 и 4. Как и в первом, так и во втором случаях ферромагнитная жидкость замыкает силовые линии и удерживается ими в состоянии равновесия даже при наличии перепада давления между уплотняемой полостью и наружным помещением.

Магнитно-жидкостные уплотнения обладают целым рядом достоинств в сравнении с другими уплотнениями:

1) в области рабочих условий они могут обеспечить полное отсутствие утечек жидкости через зону уплотнения;

2) поверхностный контакт между вращающимся элементом уплотнения и неподвижной его частью осуществляется жидкостью, в результате чего фактически отсутствует износ соприкасающихся поверхностей уплотнения;

3) элементы поверхности уплотнения не требуют тщательной обработки и полировки и могут быть выполнены по более низкому классу точности;

4) уплотнение не требует подачи смазки от внешнего источника;

5) поскольку в период работы магнито-жидкостного уплотнения фактически отсутствует унос ферромагнитной жидкости, то перезарядка ее не требуется;

6) работа магнито-жидкостного уплотнения возможна при относительно высоких частотах вращения вала;

7) уплотнение обладает некоторой демпфирующей способностью и способно воспринимать радиальные нагрузки на вал;

8) малая чувствительность к радиальным биениям вала;

9) малые габариты и совмещение функции первичного и вторичного уплотнений.

Все эти перечисленные достоинства свидетельствуют о том, что в ближайшие годы магнито-жидкостные уплотнения вытеснят из практики многие другие виды уплотнений.

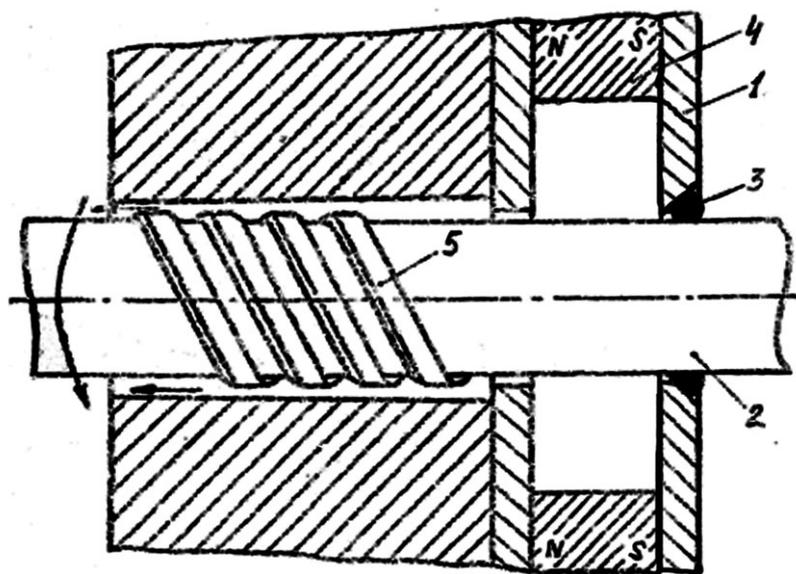


Рис.72. Комбинированное магнито-жидкостное уплотнение:
1 - диск; 2 - вал; 3 - ферромагнитная жидкость; 4 - магнит; 5 - винтовое динамическое уплотнение.

Ферромагнитная жидкость представляет собой суспензию ферромагнитного порошка (карбонильное железо) с минеральными маслами и кремнеорганическими соединениями.

К недостаткам этих уплотнений необходимо отнести сравнительно небольшие перепады уплотняемых давлений (до 0,15 МПа) и трудность получения ферромагнитных порошков с очень малыми размерами частиц (10^{-4} - 10^{-5} мм).

Поэтому эти уплотнения могут с успехом выступать в качестве заключительной части комбинированных уплотнений.

На рисунках 72 и 73 представлены примеры использования магнитно-жидкостных уплотнений в комбинации с динамическими бесконтактными уплотнениями.

Комбинированное уплотнение, изображенное на рис.73, отличается тем, что вал 1 данной установки выполнен из двух половин таким образом, что его вторая часть имеет немагнитные свойства. В этом случае в зоне немагнитного вала удастся разместить кольцевой магнит 2, выполненный, например, из керамического материала.

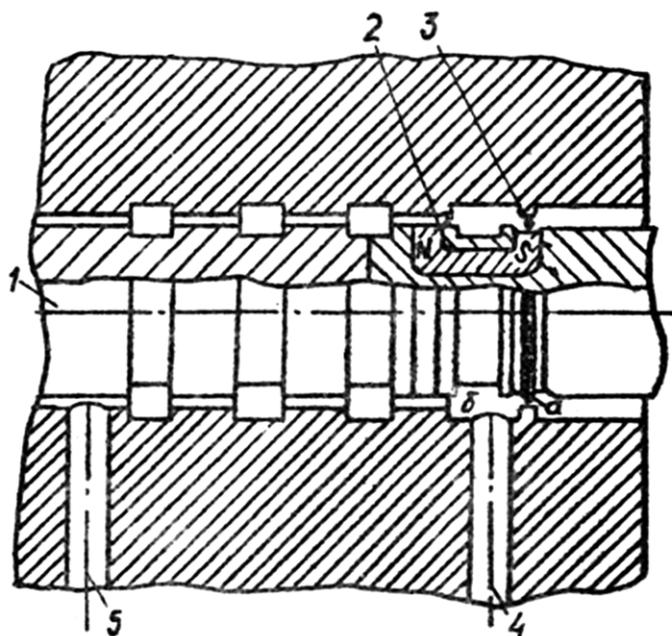


Рис.73. Комбинированное магнитно-жидкостное уплотнение:
1 - вал; 2 - магнит; 3 - ферромагнитная жидкость; 4 - канал выхода жидкости; 5 - вход уплотняемой жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Макаров, Г.В. Уплотнительные устройства / Г.В. Макаров. – Л.: Машиностроение, 1973.
2. Hamlin С.Е. Metal Hydraulic Seals SAE Journal, 1959, 67, №6.
3. Борохов, А.М. Волокнистые и комбинированные сальниковые уплотнения / А.М. Борохов, Н.С. Ганьшин, Н.Т. Доденов. – М.: Машиностроение, 1966.
4. Буренин, В.В. Манжетные уплотнения подвижных соединений / В.В. Буренин, В.П. Дронов. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981.
5. Голубев, Г.А. Контактные уплотнения вращающихся валов / Г.А. Голубев, Г.М. Кукин, Р.Е. Лазарев и др. – М.: Машиностроение, 1976.
6. Авт. свидетельство СССР, №449194, 1974г.
7. Майер, Э. Торцовые уплотнения / Э. Майер. – М.: Машиностроение, 1978.
8. Голубев, А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов / А.И. Голубев. – М.: Машиностроение, 1974.
9. Марцинковский, В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В.А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980.
10. Мотрам, А.В. Уплотнения в ракетных двигателях на жидком топливе / А.В. Мотрам, Л.Г. Санли. // Проблемы современной уплотнительной техники – М.: Мир, 1967. - С 115.
11. Васильцов, Э.А. Бесконтактные уплотнения / Э.А. Васильцов. – Л.: Машиностроение, 1974.
12. Холан, К. Уплотнения в машиностроении / К. Холан, А. Калина. – М.: Машгиз, 1961.
13. Голубев, А.И. Современные уплотнения вращающихся валов / А.И. Голубев. – М.: Машгиз, 1963.

Учебное издание

Козлов Александр Михайлович

Кокина Наталья Роальдовна

Блиничев Валерьян Николаевич

**УПЛОТНЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ И ПОДВИЖНЫХ
ШТОКОВ**

Учебное пособие

Редактор Г.В. Куликова

Подписано в печать 24.03.2016. Формат 60x84 1/16. Бумага писчая.
Усл.печ.л. 7,21. Тираж 70 экз. Заказ

ФГБОУ ВО Ивановский государственный
химико-технологический университет
Отпечатано на полиграфическом оборудовании
кафедры экономики и финансов ФГБОУ ВО «ИГХТУ»
153000, г.Иваново, Шереметьевский пр., 7