



З.З. РАХМИЛЕВИЧ

Насосы

в химической
промышленности

« ХИМИЯ »

З.З. РАХМИЛЕВИЧ

Насосы

в химической
промышленности

●

СПРАВОЧНОЕ
ИЗДАНИЕ
ДЛЯ РАБОЧИХ



МОСКВА
«ХИМИЯ»
1990

ББК 6П7
Р27
УДК 66.02.621.65/69

Рецензент *Е. Т. Польский*

Рахмилевич З. З.

Р27 Насосы в химической промышленности: Справ. изд. —
М.: Химия, 1990. — 240 с.

ISBN 5—7245—0524—X

Приведена классификация насосов и комплектующего оборудования. Рассмотрена роль технологических линий химических производств. Описаны вопросы пуска, эксплуатации, технического обслуживания и ремонта насосов. Даны сведения по надежности, охране труда и технике безопасности при эксплуатации насосов.

Для рабочих, занимающихся эксплуатацией, обслуживанием и ремонтом насосов на предприятиях химической, нефтеперерабатывающей, нефтехимической и смежных отраслей промышленности.

Р 280200000-113
050(01)-90 113-90

ББК 6П7

ISBN 5—7245—0524—X

© З. З. Рахмилевич, 1990

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Глава 1. Типы насосов и их эксплуатационные свойства	7
1.1. Классификация насосов	7
1.2. Конструкции насосов	14
1.2.1. Центробежные насосы	14
1.2.2. Объемные насосы	27
1.2.3. Материалы для насосов	37
1.2.4. Уплотнения насосов	41
Глава 2. Выбор насоса	52
2.1. Параметры насосов	52
2.2. Характеристики насосов	57
2.3. Факторы, необходимые для выбора насоса	64
Глава 3. Техническое обслуживание насосов	69
3.1. Ввод в эксплуатацию	69
3.2. Уход за насосами и их обслуживание	76
3.2.1. Подготовка к пуску и пуск насоса	76
3.2.2. Контроль за работой насоса	78
3.2.3. Остановка насоса	80
3.3. Требования к эксплуатации насосов	81
3.4. Система технического обслуживания	82
3.5. Неисправности насосов	88
3.5.1. Неисправности лопастных насосов	88
3.5.2. Неисправности поршневых насосов	94
3.5.3. Неисправности роторных насосов	97
3.6. Балансировка вращающихся узлов	99
3.6.1. Статическая балансировка	101
3.6.2. Динамическая балансировка	105
3.7. Центровка насоса с редуктором и электродвигателем	109
3.8. Снижение вибрации и шума насосов	116
Глава 4. Общие технические требования к насосам	122
4.1. Технические требования при отбраковке и ремонте насосов	122
4.2. Требования к узлам и деталям динамических насосов	130
4.2.1. Корпус насоса	130
4.2.2. Рабочие колеса	133
4.2.3. Вал и защитная гильза	134
4.2.4. Подшипники качения	138
4.2.5. Подшипники скольжения	141
4.2.6. Уплотнения	143
4.2.7. Резьбовые соединения	147
4.2.8. Соединительные муфты	148
4.3. Требования к узлам и деталям объемных насосов	149
4.3.1. Корпус насоса	149
4.3.2. Цилиндры и цилиндровые втулки	151

4.3.3. Поршни, штоки, плунжеры и поршневые кольца	154
4.3.4. Уплотнения штоков и плунжеров	157
4.3.5. Коленчатый (кривошипный) вал	158
4.3.6. Шатуны и шатунные болты	161
4.3.7. Крейцкопф	163
4.3.8. Подшипники	165
4.3.9. Клапаны	169
4.4. Требования к собранному насосу	171
Глава 5. Ремонт насосов	177
5.1. Организация ремонта насосов	177
5.2. Методы и средства измерений и контроля	182
5.3. Виды дефектов	188
5.4. Ремонт динамического консольного насоса типа 2К-6	192
5.5. Ремонт динамического погружного насоса типа ЭЦВ	200
5.6. Ремонт динамического химического насоса типа Х	208
5.7. Ремонт плунжерного насоса	216
Глава 6. Надежность насосов	224
6.1. Основные понятия надежности	224
6.2. Сбор и систематизация данных по надежности	227
6.3. Классификация состояний и отказов	228
6.4. Расчет показателей надежности	231
Библиографический список	234
Предметный указатель	235

ПРЕДИСЛОВИЕ

В химических и нефтехимических производствах насосные установки являются одним из основных видов оборудования, надежная работа которого обеспечивает непрерывность технологического процесса. Насосное оборудование используют для перекачивания жидкостей с разными физико-химическими свойствами (кислот и щелочей в широком диапазоне концентраций, органических продуктов, сжиженных газов и т. п.) при различных температурах. Перекачиваемые жидкости характеризуются различными температурой кристаллизации, взрывоопасностью, токсичностью, склонностью к полимеризации и налипанию, содержанием растворенных газов и т. д.

Практически все насосное оборудование ремонтируют силами предприятий, на которых к тому же изготовляют почти весь требуемый объем запасных частей. Поэтому эксплуатационная надежность насосов в значительной степени зависит от квалификации ремонтного персонала и качества ремонтных работ.

На предприятиях уделяется большое внимание совершенствованию эксплуатации и ремонта насосного оборудования. Однако практические достижения в этом еще недостаточны, и за редкими исключениями технический и организационный уровень ремонта значительно ниже уровня производства соответствующих машин. Во многих случаях низкое качество ремонта объясняется отсутствием ремонтно-технологической документации и недостатком запасных частей. Вследствие этого снижается эффективность использования насосного оборудования из-за простоев, преждевременного выхода из строя и высокой стоимости ремонта.

Выпуску литературы по насосам уделяется большое внимание. Однако наиболее полно в вышедших книгах представлены сведения по теории, расчету, проектированию и производству насосов, меньше книг по испытаниям, исследованию и совершенствованию конструкций насосов и их узлов. Совсем недостаточно освещены практические вопросы эксплуатации и ремонта, отсутствуют справочники для рабочих.

В предлагаемом справочнике для рабочих и мастеров обобщен материал по типам и конструктивному оформлению насосов химических производств; приве-

дены технические условия, технологические приемы, ремонтные формуляры, нормы контроля основных узлов и деталей; освещены вопросы технического обслуживания в процессе эксплуатации на современном уровне с использованием действующих ГОСТов, ОСТов, положений, правил и другой нормативно-технической документации.

При этом автор стремился излагать материал в логической последовательности и по возможности кратко, не загромождая его излишними данными и формулами, имеющими второстепенное значение. В необходимых случаях даны ссылки на работы, в которых отдельные вопросы освещены более полно, чем в настоящем издании.

При работе над справочником использованы нормативно-технические материалы, составленные по итогам разработок ВНИИгидромаша, ВНИКТИнефтехимоборудования; опыт специализированного объединения «Союзхимпромэнерго»; достижения по ремонту и межремонтному обслуживанию насосов на различных предприятиях.

Справочник по насосам химической промышленности позволит широкому кругу рабочих и мастеров, механикам и операторам технологических линий производств пополнить свои знания и получить практическую помощь в повседневной работе.

ТИПЫ НАСОСОВ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

По принципу действия все насосы можно разделить на две большие группы — динамические и объемные [1].

Динамические насосы. В насосах этого типа механическая энергия жидкости возрастает благодаря взаимодействию лопастей рабочего колеса и обтекающего их потока. Под действием вращающихся лопастей жидкость приводится во вращательное и поступательное движение. При этом ее давление и скорость возрастают по мере движения от входа в рабочее колесо и его выходу. В динамическом насосе доля кинематической энергии в общем приращении энергии жидкости достаточно велика вследствие больших скоростей на выходе из рабочего колеса.

При большом разнообразии конструкций все динамические насосы состоят из ряда аналогичных элементов (ступеней), которые можно рассматривать как элементарные насосы. Принципиальная схема такого элементарного насоса показана на рис. 1.1. Центробежный насос (или ступень многоступенчатого центробежного насоса) состоит из подвода 1, рабочего колеса 2, отвода 3, ротора 4 (рис. 1.1).

Подвод предназначен для подачи жидкости от входного патрубка насоса к рабочему колесу первой ступени (или от предыдущей ступени к последующей) с минимальными потерями и обеспечивает требуемое распределение скоростей на входе в рабочее колесо. Подводы для центробежных насосов выполняют (рис. 1.2) в виде конфузورного патрубка (*a*), изогнутого колена (*б*), кольцевой камеры (*в*) или полуспирального типа (*г*); для осевых насосов — в виде прямоосного патрубка, изогнутого колена или камерного типа.

В рабочем колесе происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Рабочие колеса выполняют радиального, диагонального и осевого типов. Рабочее колесо закрытого типа (рис. 1.3, *a*) состоит из ведомого 1 и ведущего 3 дисков с расположенными между ними лопастями 2. Рабочее колесо полуоткрытого типа (рис. 1.3, *б*) не имеет покрывающего (ведомого) диска, а лопасти выполнены заодно с основным (ведущим) дис-

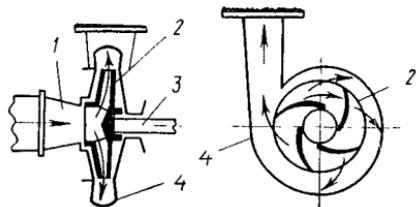
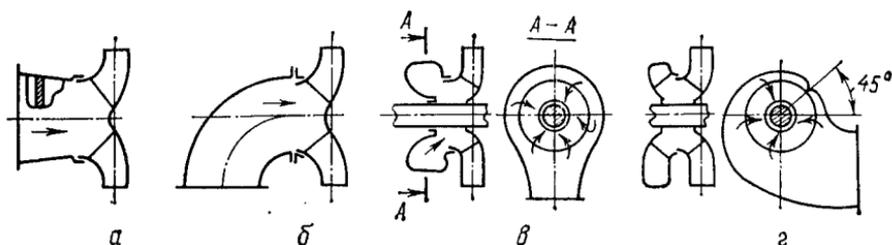


Рис. 1.1. Принципиальная схема центробежного насоса:

1 — подвод; 2 — рабочее колесо; 3 — ротор; 4 — отвод

Рис. 1.2. Схемы подводов центробежных насосов:

а — конфузорный патрубок; б — изогнутое колено; в — кольцевая камера; г — полуспиральный подвод



ком. Рабочее колесо вихревого насоса (рис. 1.3, г) представляет собой втулку с радиальными лопастями (типа «звездочки»). Рабочее колесо вихревого насоса закрытого типа снабжено рядом коротких лопаток по периферии диска.

Отвод служит для сбора жидкости за рабочим колесом, гашения момента скорости и преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления, подвода жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса. Отводы центробежных насосов (рис. 1.4) выполняют спиральными (а), кольцевыми (б), в виде направляющих аппаратов (в), составными (г) — состоящими из комбинации направляющего аппарата со спиральным или кольцевым отводом. Для осевых насосов отводом служат выправляющие аппараты, выполненные в виде ряда неподвижных профильных лопаток, расположенных равномерно по окружности.

Разное направление движения потока жидкости в рабочем колесе насоса не нарушает процесса передачи энергии от рабочего тела (лопастей) к потоку, но в значительной степени определяет параметры и эксплуатационные характеристики насоса.

В зависимости от направления потока жидкости в рабочем колесе все динамические насосы по эксплуатационным характеристикам можно разделить на четыре группы: вихревые, центробежные, диагональные и осевые — именно в таком порядке возрастают подачи насосов и уменьшаются создаваемые напоры.

Вихревые насосы. Отличительная особенность насосов этого типа — вихревое движение жидкости (рис. 1.5). Такое движение жидкости сопровождается повышенными потерями энергии, в результате чего к. п. д. насосов обычно не превышает 40—50%. Вихревые насосы могут удалять воздух из всасывающей линии,

т. е. перекачивать газожидкостные смеси, и обеспечивают самовсасывание.

Насосы с боковым каналом характеризуются меньшими расходами, чем центробежные, но сравнительно большими напорами. Они очень чувствительны к загрязнениям перекачиваемой жидкости. Свободно-вихревые насосы, наоборот, успешно применяют для перекачивания жидкостей, содержащих твердые включения, в том числе и большого размера — от 70 до 100% от диаметра патрубка.

Центробежные насосы. Типов центробежных насосов много. Несмотря на принципиальное сходство конструкции, центробежные насосы разных типов имеют ряд особенностей, позволяющих эксплуатировать их в различных условиях.

Достоинство центробежных насосов: непульсирующий поток жидкости; высокая приспособляемость к различным условиям благодаря применению соответствующих колес; практически неограниченный выбор материалов; отсутствие клапанов или иных встроенных элементов; возможность работы при закрытой напорной линии.

Недостатками центробежных насосов являются ограниченный диапазон подач и напоров; низкий к. п. д. при недогрузках и при перегрузках, зависящий от режима работы, а также в оптимальной точке при низких расходах и высоких напорах; снижение к. п. д. с ростом вязкости перекачиваемой жидкости; зависимость подачи от противодавления и сопротивления системы; невозмож-

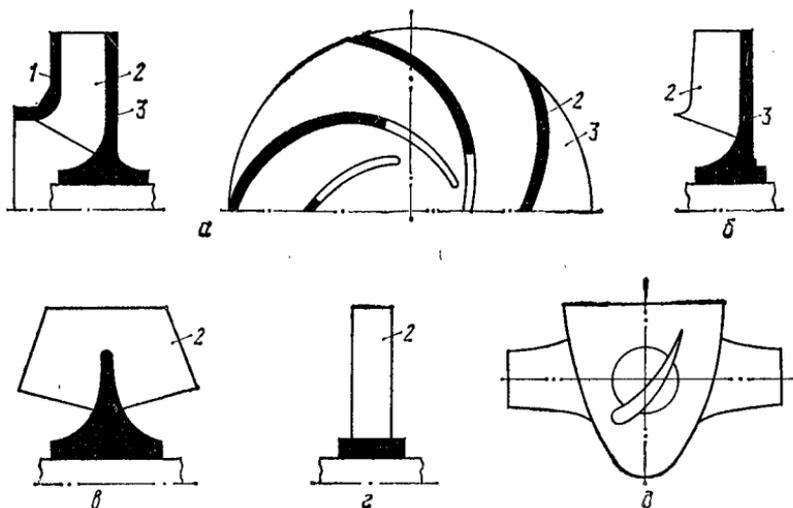


Рис. 1.3. Схемы рабочих колес динамических насосов:

a, б, в — центробежных (*a* — закрытого типа; *б* — полукрытого типа; *в* — открытого типа); *г* — вихревого насоса; *д* — осевого насоса
1 — ведомый диск; 2 — лопасть; 3 — ведущий диск

ность удаления воздуха из всасывающей линии без специальных устройств.

Жидкость подается во входной патрубок насоса и затем в рабочее колесо (см. рис. 1.1), откуда под давлением вращающихся лопастей нагнетается в отвод. Давление жидкости на выходе из насоса больше, чем на входе. Под действием перепада давлений часть жидкости из напорной области стремится перетечь во всасывающую, при этом образуются утечки. Для уменьшения утечек и увеличения к. п. д. насоса между рабочим колесом и корпусом выполняют малый зазор. Характер течения жидкости в лобовой и задней пазухах между рабочим колесом и корпусом различен, как различны площади переднего и заднего дисков, размеры пазух и распределения давления в них. В отводе давление также распределяется неравномерно. Поэтому на рабочее колесо будут действовать осевая и радиальная сила, воспринимаемые подшипниками.

Для уменьшения осевой силы на наружной стороне дисков могут быть выполнены разгрузочные лопатки, а на задней стороне — дополнительный щелевой зазор. В случае чистых жидкостей такая система разгрузки оказывается долговечной, если не происходит достаточно интенсивной коррозии металла. В случае жидкостей с абразивными включениями проходит интенсивный износ щелевых зазоров и разгрузочных лопаток. Поэтому объем утечек (и, следовательно, значение к. п. д.), а также осевая сила в процессе эксплуатации могут сильно меняться, что требует особого подхода к конструкции и материалам насосов для жидкостей, содержащих взвеси.

В месте выхода из корпуса вала насоса применяют уплотнения различных конструкций. Самое простое и распространенное из них — сальниковая набивка, которая, однако, не исключает

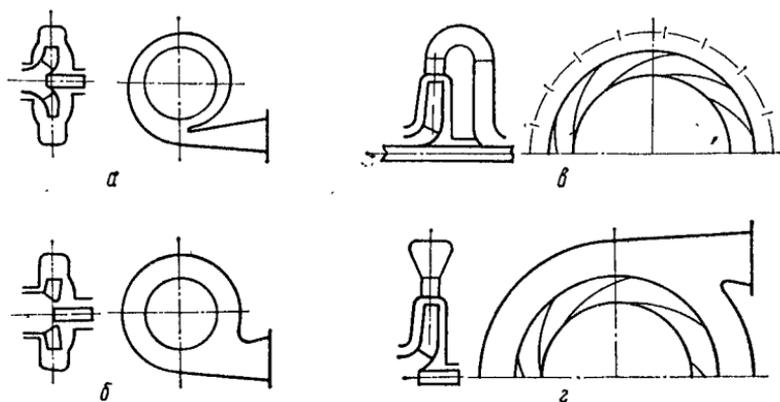


Рис. 1.4. Схемы отводов центробежных насосов:

а — спиральный; б — кольцевой; в — в виде направляющего аппарата; г — составной

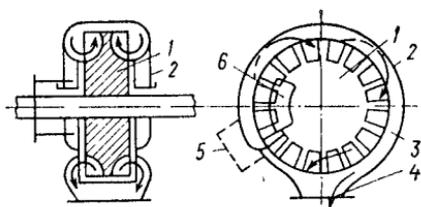


Рис. 1.5. Схема вихревого насоса:
1 — колесо; 2 — корпус; 3 — полость; 4, 5 —
напорный и всасывающий патрубки; 6 —
уплотняющий выступ

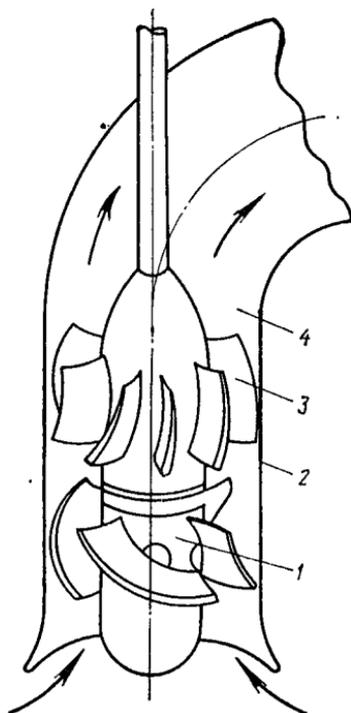


Рис. 1.6. Схема осевого насоса:
1 — колесо; 2 — камера; 3 — направляющий
аппарат; 4 — отвод

некоторых утечек жидкости, так как для нормальной работы такого уплотнения необходим определенный проток жидкости. Утечки сводятся практически к нулю в конструкциях с торцовым уплотнением, которое сложнее сальникового и требует более квалифицированной эксплуатации.

Диагональные насосы (полуосевые полурadiaльные) выпускают в вертикальном и горизонтальном исполнениях. Их используют для создания больших подач и средних напоров при перекачивании загрязненной воды, очищенных стоков, подпиточной и оборотной воды.

Осевые насосы (пропеллерные, насосы Каплана) выпускают в вертикальном и горизонтальном исполнениях. Схема осевого насоса показана на рис. 1.6. По сравнению с диагональными осевые насосы имеют большие подачи и меньшие напоры. Их применяют для орошения, откачки вод и водоснабжения. Допускается наличие в перекачиваемой среде до 4% (масс.) твердых частиц. Небольшие осевые насосы используют для откачивания вязких и маловязких продуктов из сосудов для их транспортировки — бочек, фляг и т. п.

Объемные насосы. Принцип действия объемного насоса состоит в вытеснении (перемещении) некоторого рабочего объема

жидкости, поэтому их называют также насосами вытеснения (например, поршневой насос, в котором поршень постепенно вытесняет всю жидкость, заключенную в рабочем объеме цилиндра).

Энергия жидкости в объемных насосах повышается в результате увеличения давления, а доля скоростного напора (кинетической энергии) в общем балансе энергии пренебрежимо мала. Без учета неизбежных утечек создаваемое давление будет определяться механической прочностью силовых элементов насоса (корпуса, поршня, шатуна, кривошипа и т. д.). Объемные насосы разных типов создают давление до 40 МПа.

Для транспортировки (перекачивания) жидкостей при высоких давлениях нагнетания применяют объемные насосы с возвратно-поступательным (поршневые, плунжерные и диафрагменные) и вращательным (роторные) движением рабочего элемента.

К роторным объемным насосам относятся пластинчатые (шиберные), шестеренные, винтовые (одно-, двух- и трехвинтовые), коловратные, перистальтические (объемные насосы для систем гидропривода не рассматриваются).

В отличие от динамических, в объемных насосах подача практически не зависит от напора, а напор — от скорости движения рабочих элементов. Подача пропорциональна скорости перемещения рабочего органа или числу рабочих циклов в единицу времени. Объемные насосы — самовсасывающие, они перекачивают маловязкие и высоковязкие жидкости, пасты, смолы и другие плохотекучие продукты, а также жидкости с большим содержанием газов и криогенные.

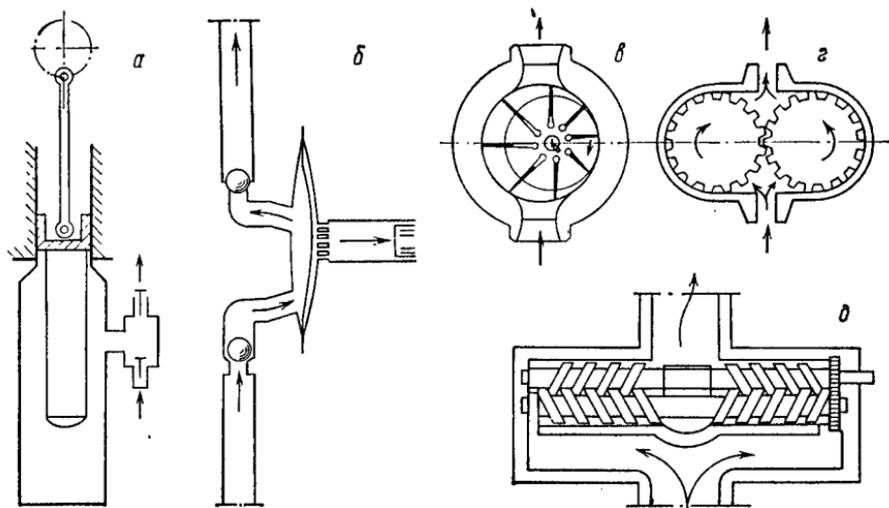


Рис. 1.7. Схемы объемных насосов:

а — плунжерный; б — диафрагменный; в — лопастной; г — шестеренный; д — винтовой

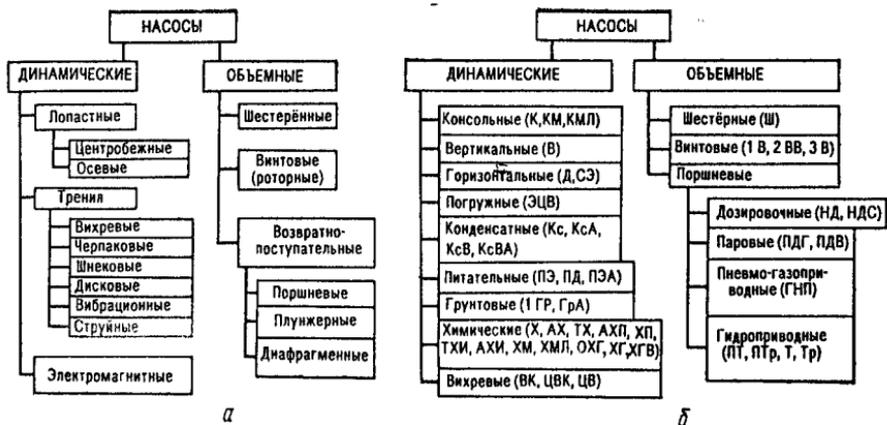


Рис. 1.8. Классификация насосов:

а — по конструкции; *б* — по назначению (типы и марки насосов, применяемых в химической промышленности)

При одинаковых мощностях объемные насосы имеют большие габариты, чем насосы центробежного типа, и требуют более качественного изготовления, а потому дороже; зато они позволяют обеспечить надежное перекачивание в тех случаях, когда центробежные насосы зачастую неприменимы.

Роторные насосы более компактны, чем поршневые, не требуют клапанов (кроме предохранительного), направление подачи может часто реверсироваться (изменяться на противоположное). Однако и подачи, и напоры ограничены, а объемные потери выше, чем у поршневых.

Поршневые насосы могут работать при очень больших противодавлениях и имеют высокий к. п. д., постоянный в широком диапазоне подач.

На рис. 1.7 показаны схемы объемных насосов.

Выбор конкретного типа роторного насоса определяется условиями его работы, параметрами, а также стоимостью.

В отечественной номенклатуре в большом диапазоне как по применению, так и по параметрам, представлены поршневые (или плунжерные насосы), шестеренчатые, одно-, двух- и трехвинтовые насосы, а также дозировочные насосы и агрегаты.

Число типов динамических и объемных насосов достаточно велико. В совокупности они практически обеспечивают потребности и по давлениям, и по подачам. Однако каждый тип имеет достоинства и недостатки, оптимальные области применения и диапазоны параметров [2].

На рис. 1.8, *а* представлена классификация динамических и объемных насосов; на рис. 1.8, *б* приведены типы (и марки) на-

сосов, наиболее распространенных в химических и нефтехимических производствах.

Ниже рассмотрены основные конструктивные особенности этих насосов.

1.2. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

1.2.1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Консольные насосы. Насосы типов К, КМ и КМЛ — горизонтальные одноступенчатые машины с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Они предназначены для перекачивания воды с рН 7 (кроме морской) при температуре от 0 до 85 °С (273—358 К), объемной концентрацией не более 0,1%, содержащей твердые включения размером до 0,2 мм, а также других жидкостей, сходных с водой по плотности и химической активности.

Насосы типов К и КМ с деталями проточной части, изготовленными из серого чугуна, имеют подачу 5—360 м³/ч (1,4—100 л/с), напор 10—90 м.

Насосы типа К выполнены с горизонтальным валом на отдельной стойке и могут применяться для перекачивания жидкостей при температуре до 378 К (105°С). Насосы этого типа — консольные одноступенчатые с приводом от электродвигателя через упругую муфту. Перекачиваемая жидкость подается горизонтально по оси насоса, а отводится вертикально вверх (в зависимости от условий монтажа и эксплуатации напорный патрубок можно повернуть на угол, кратный 90°).

Конструкция насосов типа К унифицированного ряда показана на рис. 1.9. Корпус насоса прикреплен лапами к фундаментной плите, опорная часть насоса — консольно к корпусу насоса. Насос и электродвигатель установлены на общей фундаментной плите и соединены упругой муфтой с проставком. Эта конструкция имеет преимущества по сравнению с насосами на отдельной стойке: при разборке насоса не нужно отсоединять всасывающий и напорный трубопроводы; сборка не требует дополнительной центровки насоса с электродвигателем. Рабочее колесо — закрытого типа, насажено на вал и закреплено гайкой. Отверстие в крышке служит для подачи затворной жидкости к уплотнению. Уплотнение насоса изготовлено в двух вариантах: мягкий сальник и торцовое уплотнение типа 2В. Смазка подшипников — жидкая или консистентная.

Все элементы насоса, кроме рабочего колеса и корпуса, унифицированы.

Насосы типа КМ — моноблочные с горизонтальным валом. В насосах этого типа рабочее колесо насажено непосредственно на вал специального электродвигателя с удлиненным концом

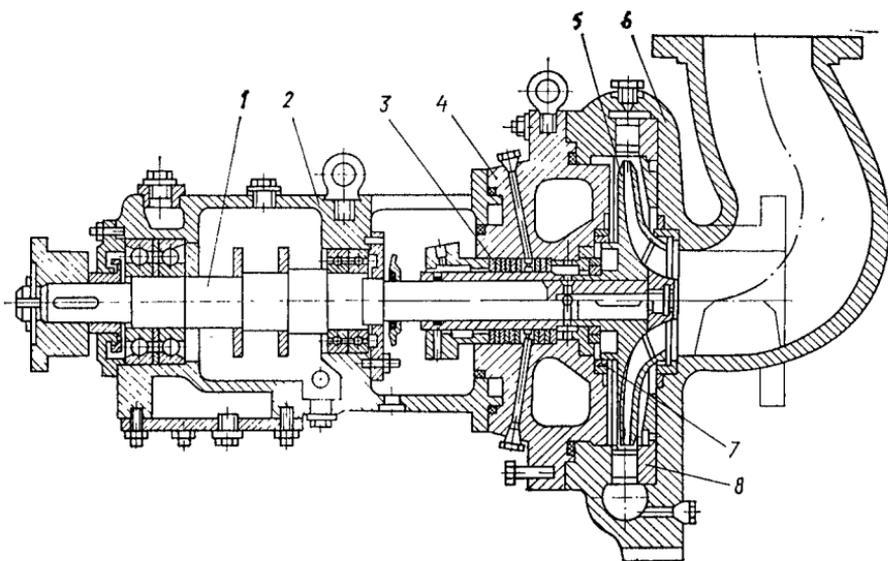


Рис. 1.9. Консольный динамический насос типа К:

1 — вал; 2 — подшипниковый кронштейн; 3 — уплотнение; 4 — крышка; 5 — рабочее колесо; 6 — корпус; 7 — уплотнительное кольцо; 8 — направляющий аппарат

вала, а корпус насоса прикреплен к фланцу электродвигателя непосредственно (у насосов мощностью до 10 кВт) или через фонарь (у насосов мощностью 10 кВт и выше). Таким образом, по сравнению с насосом типа К в моноблочных насосах отсутствуют опорная стойка и соединительная муфта. В остальном конструкция насосов этих типов идентична.

Корпус насоса, крышка корпуса, уплотняющие кольца, гайка рабочего колеса, детали узла уплотнения вала у насосов типа К и КМ на одинаковые параметры унифицированы.

Осваивается производство консольных моноблочных насосов типа КМЛ (линейных), предназначенных для перекачивания холодной и горячей воды с твердыми включениями размером до 0,1 мм, объемной концентрацией до 0,1%, при температуре до 130° С.

Насосы этого типа — вертикальные, моноблочные, одноступенчатые, с основными деталями проточной части, изготовленными из чугуна, с торцовым уплотнением вала электронасоса. Подача насосов 24 м³/ч, напор 12,5 м.

Вертикальные насосы. Электронасосные агрегаты типа В применяют на водоперекачивающих станциях и водоочистных устройствах. Они предназначены для перекачивания воды и других жидкостей, аналогичных по вязкости и химической активности, с содержанием взвешенных частиц не более 3 г/л, при температуре до 45° С. В зависимости от назначения и требования заказ-

чика насосы могут быть изготовлены в тропическом или морском исполнении с диапазоном подач от 5500 до 90 000 м³/ч и напоров — от 25 до 100 м.

Среда подается к рабочему колесу по бетонной всасывающей трубе или всасывающему патрубку и отводится через спиральный корпус по напорному патрубку.

В корпусе насоса устанавливается ротор, представляющий собой рабочее колесо с валом. Рабочее колесо с односторонним входом, отлитое из стали, соединяется с валом насоса шпильками и цилиндрическими штифтами.

Ротор агрегата вращается в трех подшипниках: два из них расположены в крестовинах двигателя, один — на крышке насоса.

Горизонтальные насосы. Насосы типа Д — двухстороннего входа, одноступенчатые, с полуспиральным подводом жидкости к рабочему колесу, с горизонтальным разъемом корпуса и выносными подшипниками качения. На насосных станциях их применяют для перекачивания воды и жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности, содержащих не более 0,05% (масс.) твердых включений максимальным размером 0,2 мм, при температуре до 358 К (85°С).

Подача насосов — от 100 до 12 500 м³/ч, напор — от 11 до 125 м. Привод насоса — от электродвигателя через упругую муфту. Насосы изготовляют в различных климатических исполнениях.

Конструкция насоса показана на рис. 1.10. В нижней части корпуса горизонтально расположены всасывающий и напорный патрубки, направленные в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков и горизонтальный разъем корпуса позволяют разбирать насос, осматривать и заменять рабочие органы, не снимая насос с фундамента и не демонтируя электродвигатель и трубопроводы.

Сетевые электронасосные агрегаты типа СЭ применяют на магистралях теплфикационных сетей с подпором около 100 м, они предназначены для перекачивания чистой воды при температуре до 180°С.

Подача насосов от 500 до 5000 м³/ч, напор от 55 до 180 м.

Погружные электронасосные агрегаты типа ЭВЦ. Эти насосы применяют для водоснабжения. В настоящее время их используют в качестве скважинных насосов.

Подача насосов от 4 до 375 м³/ч, напор от 15 до 300 м.

Электронасосный агрегат состоит из центробежного насоса, погружного электродвигателя, токоподводящего кабеля, водоподъемного трубопровода, оборудования устья скважины (опорного устройства, трехходового крана, манометра и задвижки) и системы автоматического управления.

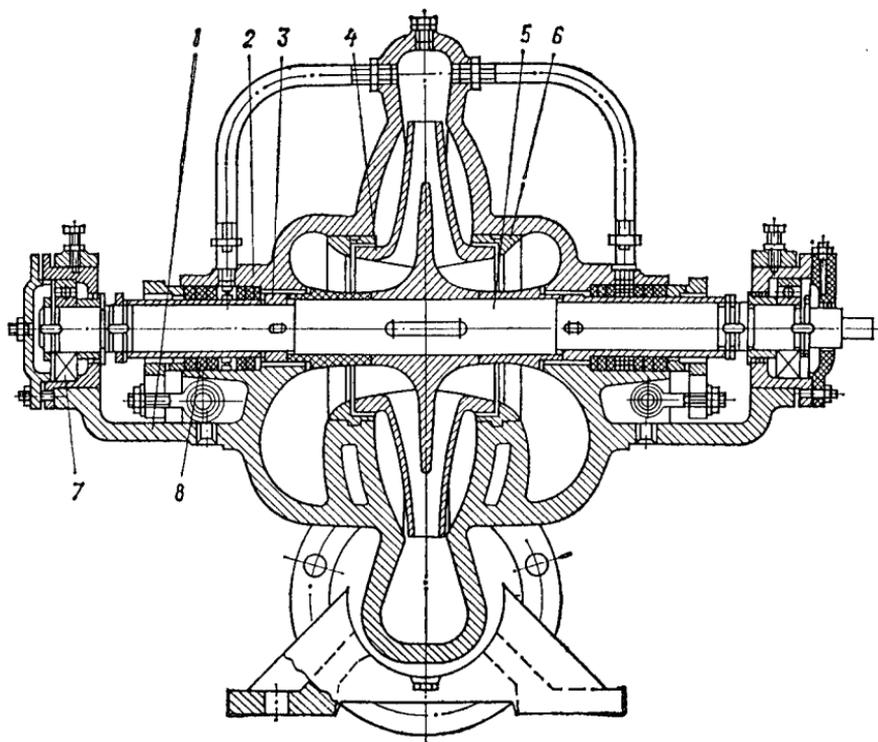


Рис. 1.10. Горизонтальный динамический насос типа Д:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — защитная втулка; 4 — рабочее колесо; 5 — вал; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — подшипник; 8 — набивка сальника

Насосы одно- или многоступенчатые, с вертикальным расположением вала, работают с подпором. Ступени насосов — радиального или полусевого типа. Подшипники насоса и электродвигателя смазываются и охлаждаются водой.

Насосы оснащены обратными клапанами тарельчатого или шарового типа, которые удерживают столб воды в трубопроводе при остановках насоса и облегчают повторный выпуск электронасосного агрегата, и специальными напорными патрубками, предназначенными для подсоединения агрегата к водонапорному трубопроводу.

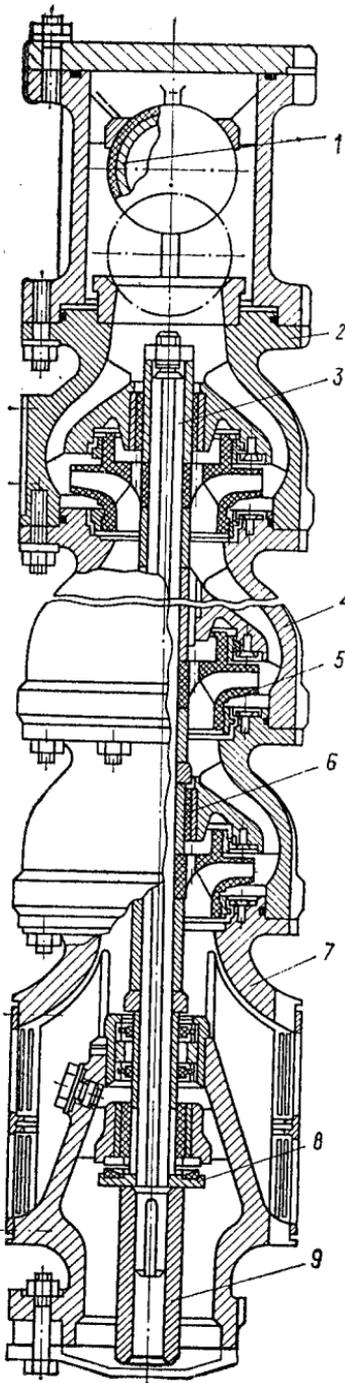
Насосы изготовляют четырех конструктивных исполнений.

Конструкция насоса типа ЭЦВ представлена на рис. 1.11.

Конденсатные насосы типов Кс, КсА, КсВ, КсВА. Эти насосы предназначены для перекачивания конденсата при температуре до 140°С, а также жидкостей, сходных с конденсатом по вязкости и химической активности. Насосы изготовляют в вертикальном и горизонтальном исполнениях.

Рис. 1.11. Скважинный погружной насос типа ЭЦВ:

1 — обратный клапан; 2, 4, 7 — секции; 3 — вал; 5 — рабочее колесо; 6 — подшипник; 8 — пята; 9 — резьбовая муфта



Насосы типов Кс и КсА — горизонтальные, одно- и многоступенчатые с подачей до $1850 \text{ м}^3/\text{ч}$, напором до 220 м. Крышка и корпус насоса спирального типа, литые, чугуновые, с горизонтальным разъемом. Плоскость разъема уплотняется прокладкой. К корпусу насоса прилиты опорные лапы и корытообразные кронштейны для крепления корпусов подшипников. Входной и напорный патрубки, расположенные в нижней части корпуса, направлены в противоположные стороны перпендикулярно оси вращения насосов.

Ротор насоса состоит из вала, рабочего колеса, защитных втулок и маслоотражателей. Опорами служат подшипники скольжения. Возможное неуравновешенное усилие ротора воспринимается сдвоенным радиально-упорным подшипником. Смазка подшипников — принудительная от маслосистемы агрегатов.

Концевые уплотнения могут быть двух взаимозаменяемых вариантов: сальниковые и торцовые. Торцовые уплотнения охлаждаются перекачиваемой водой от напорного трубопровода к камерам уплотнений.

Насосы типов КсВ (рис. 1.12) и КсВА — вертикальные двухступенчатые двухкорпусные. Рабочее колесо первой ступени — двухстороннего входа, второй ступени — одностороннего входа. Насосы обеспечивают подачу до $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор до 220 м.

Основные узлы насоса — на-

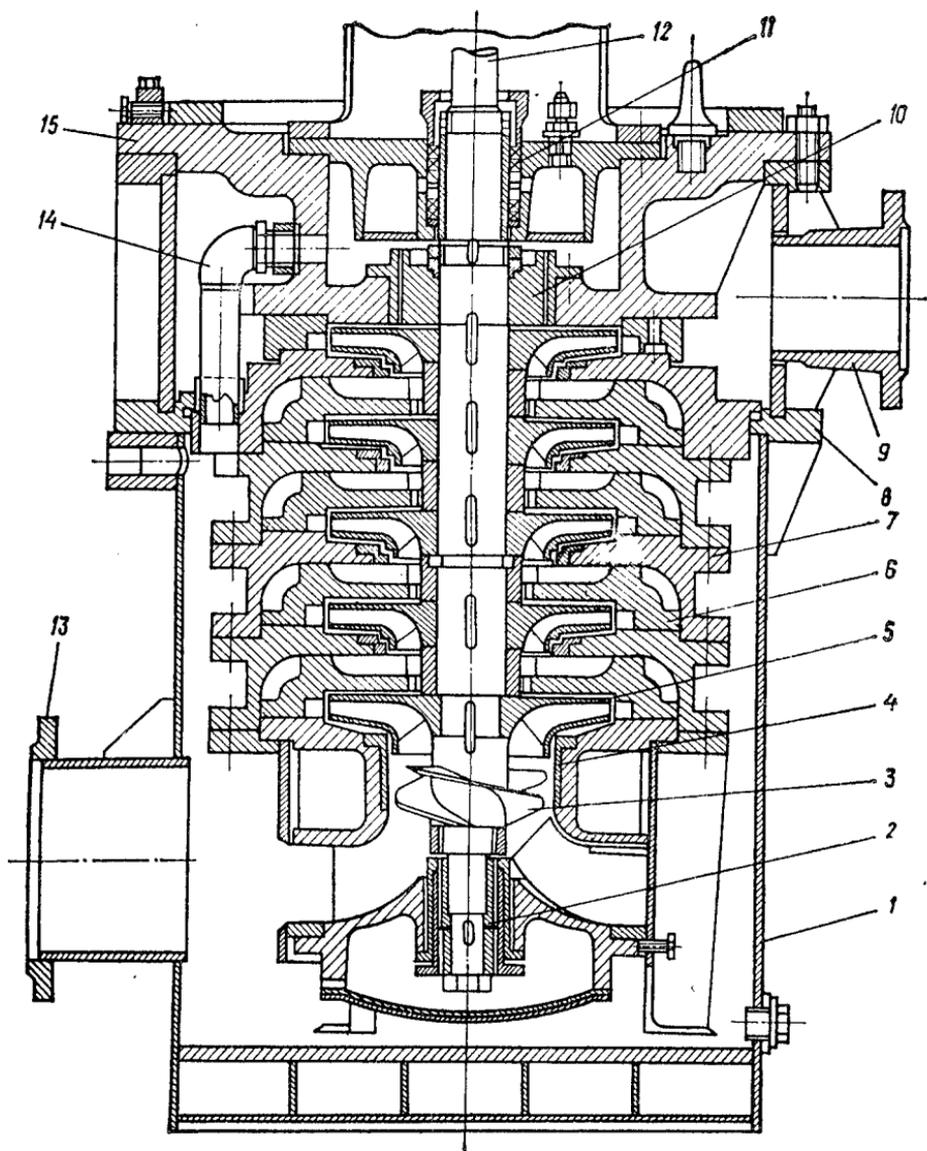


Рис. 1.12. Конденсатный насос типа КсВ:

1 — наружный корпус; 2 — подшипник скольжения; 3 — предвключенное колесо; 4 — уплотняющее кольцо; 5 — рабочее колесо; 6 — направляющий аппарат; 7 — корпус секции; 8 — опорная плита; 9 — напорный патрубок; 10 — разгрузочный диск; 11 — сальниковое уплотнение; 12 — вал; 13 — входной патрубок; 14 — разгрузочная труба; 15 — крышка

ружный и внутренний корпуса и ротор. Наружный корпус — сварной, выполнен из двух частей, собираемых с помощью шпилек: верхней с напорным патрубком и опорными лапами и нижней со всасывающим патрубком. Внутренний корпус — литой; к наружному он крепится фланцем напорной крышки.

Концевое уплотнение насоса — сальниковое; расположено в корпусе сальника, закрепленном на напорной крышке; имеется кольцо гидрозатвора, к которому подводится холодный конденсат для охлаждения сальника и создания гидроуплотнения.

Ротор насоса состоит из вала, собранных на нем рабочих колес, защитных втулок, шпонок, гаек, которые стягивают и закрепляют детали ротора. Ротор имеет две опоры — верхнюю и нижнюю. Верхней опорой является сдвоенный радиально-упорный подшипник, который фиксирует положение ротора насоса и воспринимает остаточные и случайные осевые и радиальные усилия. Смазка верхнего подшипника — из масляной ванны с помощью подающего винта.

Питательные насосы. Одно- и двухкорпусные насосы типа ПЭ предназначены для подачи питательной воды в барабанные и прямоточные стационарные паровые котлы давлением пара 4, 10, 14 и 25 МПа. Насосы обеспечивают подачу 65—600 м³/ч, напор 440—3290 м.

Насосы типа ПЭ (рис. 1.13) — горизонтальные, секционного типа, однокорпусные, многоступенчатые. Корпус насоса состоит из напорной и всасывающей крышек, ряда последовательно набранных секций и камеры гидравлической пяты, стянутых шпильками.

Напорную и всасывающую крышки устанавливают лапами на стойки насоса и крепят к ним болтами.

Ротор насоса состоит из вала, на который насажены рабочие колеса, защитные втулки, разгрузочный диск, маслоотражатели и полумуфта. Рабочее колесо первой ступени имеет повышенную всасывающую способность.

Уплотнения рабочих колес — щелевого типа. Концевые уплотнения ротора — сальникового типа с мягкой набивкой. Осевое усилие ротора уравновешено гидравлически.

Опорами ротора служат два подшипника скольжения с кольцевой смазкой. Корпуса подшипников и вкладыши имеют горизонтальный разъем. Вкладыши устанавливают в центральной расточке корпуса и крышки подшипника. Уровень масла в подшипнике контролируют маслоуказателем (щупом). Корпуса подшипников насоса имеют водяные камеры для охлаждения масла. Для подвода охлаждающей воды к подшипникам и сальникам насоса служат вспомогательные трубопроводы.

Для наблюдения за работой разгрузочного диска и степенью износа подушки пяты со стороны заднего подшипника имеется указатель осевого сдвига ротора.

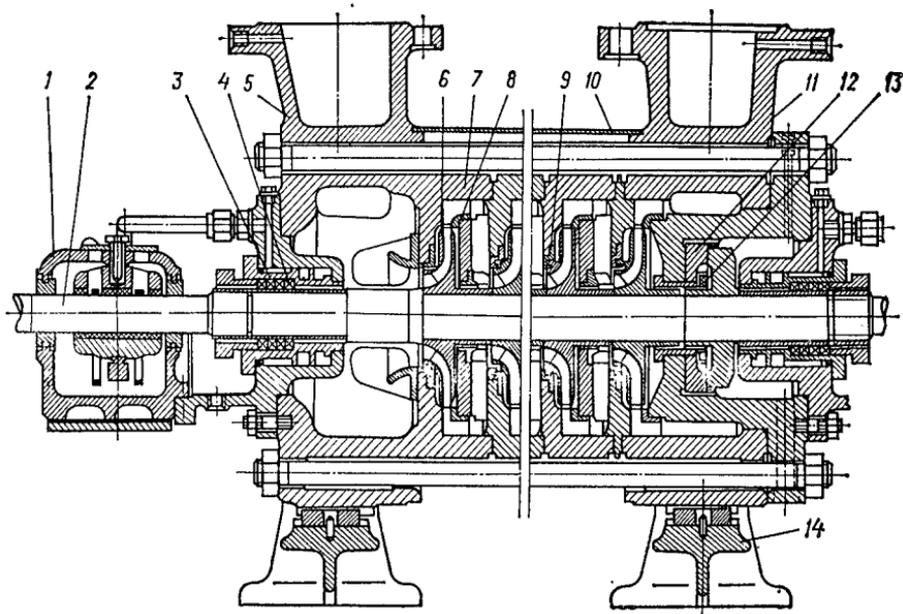


Рис. 1.13. Питательный насос типа ПЭ:

1 — подшипник; 2 — вал; 3 — корпус сальника; 4 — набивка сальника; 5 — входящая крышка; 6 — рабочее колесо; 7 — секция; 8 — направляющий аппарат; 9 — уплотнительные кольца; 10 — кожух; 11 — напорная крышка; 12 — подушка гидроняты; 13 — разгрузочный диск; 14 — плита

Между напорной и всасывающей крышками насос закрыт наружным защитно-декоративным кожухом.

Грунтовые насосы. Насосы типа ГГр предназначены для перекачивания гидросмесей с твердыми включениями (руды, золы, шлака, размельченного грунта и т. д.).

Насосы этого типа — одноступенчатые, горизонтальные, консольные, с непосредственным приводом от электродвигателя через упругую муфту. Их изготовляют двухкорпусными, с внутренним корпусом из износостойких материалов (ГрТ) и однокорпусными, защищенными от износа слоем корунда (ГрК).

Выпускаемые 12 типоразмеров грунтовых насосов типа ГГр удовлетворяют требованиям технологических процессов обогащения руд и цветных металлов. Диапазон подач — от 10 до 10 000 м³/ч, напоров — от 20 до 71 м.

Горизонтальные насосы типа ГрА предназначены для перекачивания высокоабразивных гидросмесей с твердыми включениями диаметром до 12 мм, объемным содержанием до 35%, твердостью до 1100 МПа.

Конструкция насоса этого типа широко унифицирована (коэффициент унификации составляет 80%). Насосная часть двухкорпусная, причем в едином наружном корпусе внутренние проточные части могут быть выполнены металлическими, гуммиро-

ванными и корундированными, в зависимости от условий и параметров работы.

В насосах предусмотрена возможность регулирования частоты вращения клиноременной передачей (ступенчато) и тиристорным преобразователем частоты (плавно). Одиннадцать типов размеров насосов типа ГрА рассчитаны на диапазон подач от 27 до 2000 м³/ч, напоров — от 10 до 71 м.

Насосы типа ГрА имеют повышенную надежность благодаря специально разработанной форме проточной части (с оптимальным распределением объемов металла), учитывающей протекание абразивной гидросмеси.

Химические насосы. Насосы типа Х предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью не более 1850 кг/м³, содержащих твердые включения концентрацией не более 0,1%, размером не более 0,2 мм, при температуре от —40 до +105°С.

Насосы этого типа — горизонтальные, обеспечивают подачу до 500 м³/ч, напор до 240 м; унифицированы.

Корпус насоса — несущий. Ротор вращается в двух подшипниковых опорах, расположенных в опорном кронштейне. Уплотнение вала — мягкий сальник или торцовое; уплотнения взаимозаменяемые.

Подвод перекачиваемой жидкости к насосу — горизонтально по оси насоса, отвод — вертикально вверх.

Насосы типа АХ предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей при температуре от —40 до +105°С, содержащих твердые включения концентрацией до 1,5% (об.), размером частиц до 1 мм, плотностью не более 1850 кг/м³. Подача насосов — от 8 до 500 м³/ч, напор — от 18 до 54 м.

Конструкция насосов типа АХ аналогична конструкции насосов типа Х. Уплотнения вала — мягкий сальник, одинарное торцовое, двойное торцовое или одинарное торцовое с резиновым сальфоном. Все уплотнения взаимозаменяемы.

Насосы типа ТХ — горизонтальные, консольные, одноступенчатые, расположены на отдельной стойке. Предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью до 1850 кг/см³, содержащих твердые включения размером частиц до 1 мм, объемной концентрацией до 15% (в том числе 1% твердых включений с размером частиц до 5 мм), при температуре от —40 до +90°С (от 233 до 363 К).

Подача насосов — от 20 до 800 м³/ч, напор — от 18 до 72 м.

Конструкция насосов типа ТХ аналогична конструкции насосов типов Х и АХ. Для компенсации износа открытых рабочих колес предусмотрены защитные бронедиски.

Насосы типов ТХИ и АХИ, АХП и ХП — вертикальные, одно- и двухступенчатые, погружные, с приводом от электродвигателя

через упругую муфту. Нашли применение в химической, нефтехимической и других отраслях промышленности. Насосы комплектуют электродвигателями мощностью 1,1—200 кВт, частотой вращения 2900, 1450, 960, 730 об/мин. Подача насосов 2—700 м³/ч, напор 10—100 м.

Насосы типов ТХИ и АХИ предназначены для перекачивания химически чистых и нейтральных жидкостей плотностью до 1850 кг/м³, без включений или содержащих твердые включения размером до 1 мм, объемной концентрацией до 15% — в том числе до 1% твердых включений размером до 5 мм (насосы типа ТХИ) либо до 1,5% включений размером до 1 мм (насосы типа АХИ).

Насосы типов ТХИ и АХИ (рис. 1.14) — с выносными опорами, т. е. подшипники находятся выше уровня жидкости в резервуаре, из которого она откачивается. Поскольку опоры расположены ниже опорной плиты насоса, жидкость в резервуаре не должна подниматься выше определенного уровня, чтобы нижний подшипник не оказался затопленным.

Насосы типа АХП предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью до 1860 кг/м³, содержащих твердые включения размером до 1 мм, объемной концентрацией до 1,5%.

Насосы типа АХП изготовляют как без обогрева, так и с обогревом подвески и напорной трубы. В последнем случае к обозначению типа насоса прибавляют букву «О». Температура перекачиваемой жидкости для насоса АХП — от 233 до 363 К (от —40 до +90°С); для насосов типа АХП (О) — от 233 до 473 К (от —40 до +200°С).

По заказу потребителя насосы типа АХП могут быть поставлены во взрыво- и пожаробезопасном исполнении.

Не допускается применение электронасосных агрегатов для взрыво- и пожароопасных производств, где необходимо перекачивать жидкости с растворенным в них кислородом, детонирующие и распыленные металлы, сжиженные газы, радиоактивные жидкости и другие аналогичные среды.

Агрегаты монтируют на опорной плите и устанавливают на крышке бака, из которого перекачивается жидкость.

Рабочее колесо может быть закрытого, открытого или полукрытого типов. Вал насоса установлен в двух или трех подшипниковых опорах, в зависимости от глубины погружения.

Насосы типа ХП с опорами в перекачиваемой жидкости предназначены для перекачивания химически активных и нейтральных жидкостей плотностью до 1850 кг/м³ с содержанием твердых включений размером до 0,2 мм, объемной концентрацией до 0,1%. Температура перекачиваемой жидкости от 233 до 363 К (от —40 до +90°С).

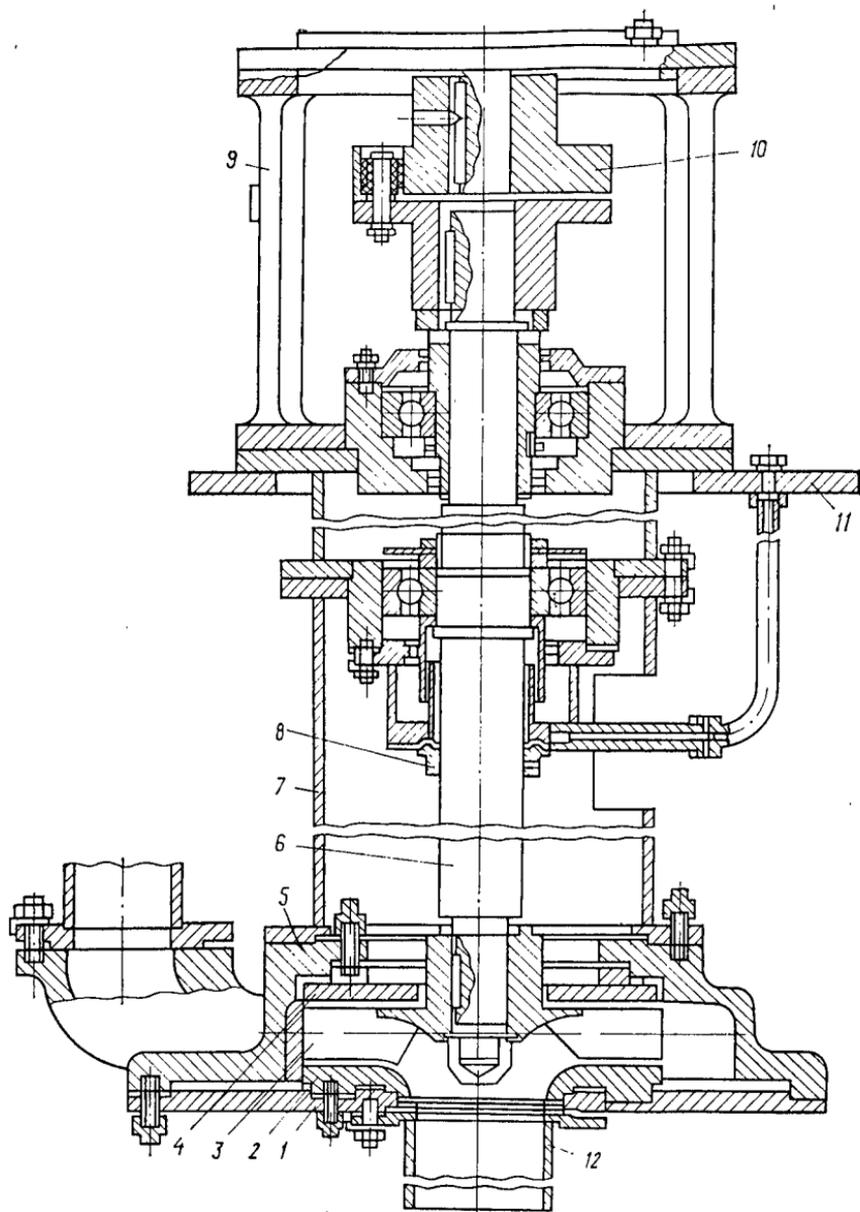


Рис. 1.14. Химический насос типов ТХИ и АХИ:

1 — крышка; 2 — нижний диск; 3 — рабочее колесо; 4 — верхний диск; 5 — корпус; 6 — вал; 7 — корпус подшипника с подвеской; 8 — отбойник жидкости; 9 — опорная стойка; 10 — муфта; 11 — опорная плита; 12 — всасывающая труба

Область применения насосов типов ХМ и ХМЛ аналогична области применения насосов типа Х. Предполагается более широкое применение в конструкциях пластических масс, металло-керамики и материалов порошковой металлургии.

Диапазон подач насосов типа ХМ — от 0,5 до 10 м³/ч, напоров — от 23 до 42 м; подача насосов ХМЛ — от 12,5 до 50 м³/ч, напор 32 м.

Насосы данного типоразмерного ряда компактны. Отличие их от насосов типа Х состоит в том, что рабочее колесо насажено на удлинитель, который непосредственно закреплен на валу электродвигателя. Корпус насоса прикреплен к фланцу электродвигателя фланцем. Уплотнение вала насоса — одинарное торцовое.

Всасывающий патрубок расположен горизонтально по оси насоса, напорный может быть установлен вертикально вверх или горизонтально влево или вправо (в зависимости от необходимого направления напорного трубопровода). Направление вращения вала — против часовой стрелки со стороны электродвигателя.

Насосы не могут быть установлены на взрывоопасных производствах.

Насосы типа ОХГ широко применяют в химической, целлюлознобумажной и других отраслях промышленности для обеспечения принудительной циркуляции в аппаратах с различными агрессивными жидкостями [содержание твердых частиц размером до 0,5 мм — не более 20% (масс.), абразивных частиц размером до 0,2 мм — не более 0,2% (масс.)] плотностью до 1800 кг/м³, вязкостью до 2 Па·с, при температуре до 140°С. Средняя твердость частиц 1—1,5 единицы по десятичной шкале твердости.

В перекачиваемой жидкости не допускается наличие нерастворенных газов.

Давление на входе в насос — не более $7,8 \cdot 10^5$ Па, обеспечиваемая подача — от 400 до 12 000 м³/ч при напоре от 1 до 11 м.

Основные узлы и детали насоса (рис. 1.15) — узел ротора, узел уплотнения, кронштейн, колено, камера рабочего колеса, опорные стойки и муфта.

Узел ротора состоит из рабочего колеса, вала и опор подшипников.

Рабочее колесо с приваренными лопастями крепится к валу специальными болтами и закладной шпонкой. Подшипник опоры установлен непосредственно на кронштейн, подшипники задней опоры — в стакан. Смазка подшипников — жидкая. Контроль уровня масла в кронштейне осуществляется трубчатым маслоуказателем. Залив масла происходит через люк.

Для предотвращения попадания рабочей жидкости в передний подшипник предусмотрены лабиринт и кожух.

Герметичность выхода вала из корпуса насоса обеспечивается узлом уплотнения. В качестве уплотняющего материала исполь-

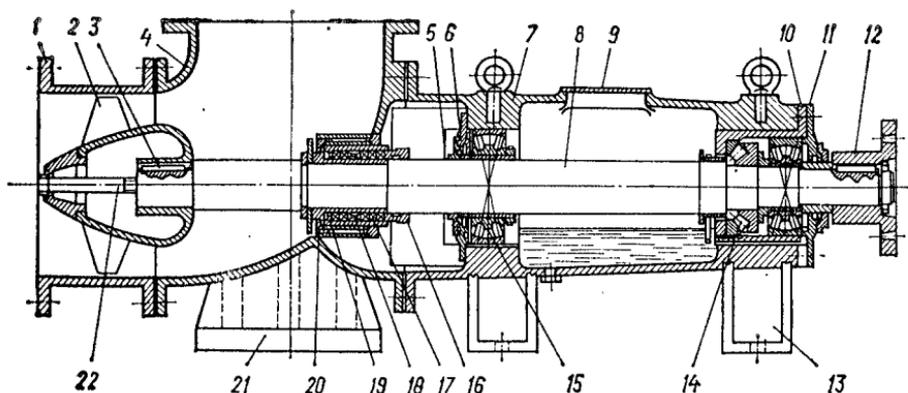


Рис. 1.15. Химический насос типа ОХГ:

1 — камера рабочего колеса; 2 — рабочее колесо; 3 — шпонка; 4 — колено; 5 — кожух; 6 — лабиринт; 7 — кронштейн; 8 — вал; 9 — люк; 10 — стакан; 11 — крышка подшипника; 12 — муфта; 13, 21 — опорные стойки; 14, 15 — подшипники; 16, 17, 18, 19 — крышка, набивка, кольцо и корпус сальника; 20 — защитная втулка; 22 — болт

зуются мягкая сальниковая набивка, которая расположена в кольцевом объеме, образованном наружной поверхностью защитной втулки и внутренней поверхностью подвижного корпуса, и поджимается крышкой сальника.

Центробежные герметичные электронасосы. Насосы типов ЦГ, ХГ и ХГВ применяют для перекачивания в стационарных условиях различных агрессивных, нейтральных, токсичных и взрывоопасных жидкостей и сжиженных газов при температуре от 100 до 360°С. При перекачивании жидкостей, склонных к изменению физического состояния (кристаллизация, смолообразование, отверждение, испарение и др.), температура их должна отличаться от температуры, при которой наступает изменение физических свойств, не менее чем на 10°С (т. е. должно быть обеспечено условие, что перекачиваемая среда находится в жидком состоянии).

Электронасосы этих типов представляют собой единый герметичный агрегат, состоящий из насосной части и специального встроенного трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором.

Насос типа ЦГ — центробежный одноступенчатый, со спиральным отводом и осевым подводом. Рабочее колесо — одностороннего входа; расположено на валу электродвигателя. Подача насоса — от 25 до 200 м³/ч, напор 50 м.

Насосы типа ХГ могут быть установлены во взрывоопасных помещениях всех классов, включая наружные установки. По номинальным значениям насосы типа ХГ охватывают область подачи от 8 до 90 м³/ч, напоров — от 18 до 88 м.

Диапазон подач насосов ХГВ составляет от 2 до 500 м³/ч, напоров — от 6 до 210 м. Предусматривается также ряд номинальных мощностей электродвигателей до 132 кВт включительно.

Вихревые насосы. Эти насосы применяют в относительно небольшом диапазоне подач и напоров. Насосы конструктивно однотипны: горизонтальные, одно- и двухступенчатые. Насосы типа ВК имеют только вихревое рабочее колесо, типа ЦВ — центробежное и вихревое рабочие колеса. Вихревое колесо представляет собой диск с пазами по наружному диаметру, образующими лопатки колеса.

Насосы типа ВК предназначены для перекачивания при температуре до 85°С воды, нейтральных и агрессивных жидкостей кинематической вязкостью до $36 \cdot 10^{-6}$ мг/с, содержащих до 0,01% (масс.) твердых включений размером до 0,05 мм.

Для перекачивания легко застывающих жидкостей вихревые насосы типа ВК изготовляют с обогревом (исполнение ВКО). Эти насосы имеют крышку обогрева и диск, которые вместе с крышкой корпуса и корпусом образуют камеры обогрева. Для обеспечения самовоспламенения изготовляют насосы с воздушным колпаком (исполнение ВКС) подачей от 3,6 до 36 м³/ч при напоре от 16 до 45 м.

Совершенствование конструкций вихревых насосов пойдет по пути создания насосов в моноблочном исполнении подачей до 7 м³/ч и напором до 50 м.

Вихревые насосные агрегаты будут комплектоваться электродвигателями повышенной точности и торцовыми уплотнениями.

Центробежно-вихревые насосы типа ЦВ (ЦВК) предназначены для перекачивания воды, содержащей до 0,01% (масс.) абразивных твердых включений размером до 0,05 мм, вязкостью до $36 \cdot 10^{-6}$ м²/с, при температуре до 105°С. Их применяют для питания котлов малой мощности.

Насосы типа ЦВК — горизонтальные двухступенчатые с односторонним подводом жидкости, подачей 14,4 м³/ч при напоре от 85 до 160 м (рис. 1.16).

Рабочее колесо первой ступени — центробежное; обеспечивает бескавитационную работу вихревой ступени, благодаря чему насос обладает высотой всасывания до 7 м. Вихревое колесо со вставками представляет собой высоконапорную ступень насоса, где перекачиваемой жидкости сообщается напор. Колеса насажены на вал со шпонкой и зафиксированы от осевого перемещения.

1.2.2. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Шестеренные насосы. Насосы типа Ш (рис. 1.17) предназначены для перекачивания нефтепродуктов, легкозастывающих жидкостей типа парафина и других, не вызывающих коррозию рабо-

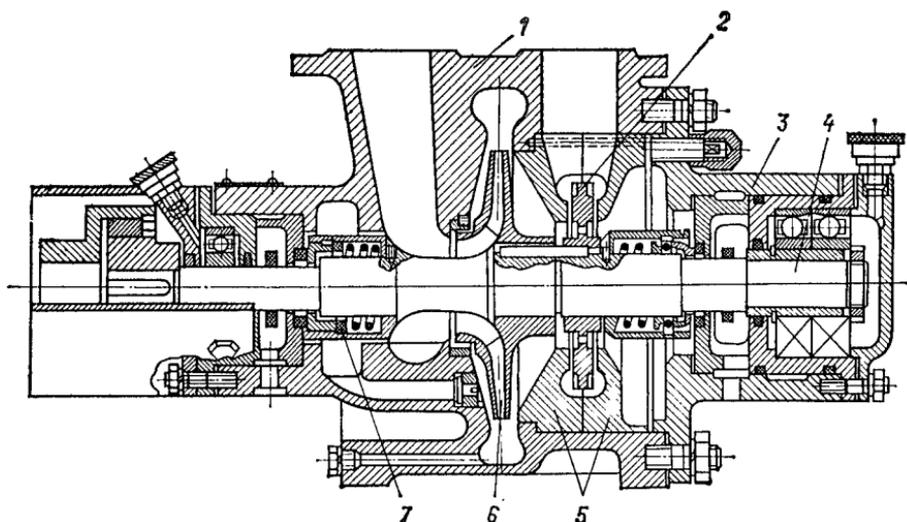


Рис. 1.16. Центробежно-вихревой насос типа ЦВ:

1 — корпус; 2 — вихревая ступень; 3 — крышка; 4 — вал; 5 — неподвижные вставки; 6 — центробежная ступень; 7 — торцовое уплотнение

чих органов насосов и обладающих смазывающей способностью, температурой до 100°C .

При вращении шестерен на стороне всасывания создается разрежение и жидкость под атмосферным давлением заполняет впадины между зубьями шестерен, перемещаясь в сторону нагнетания, где зубья одной шестерни входят во впадины другой и вытесняют перекачиваемую жидкость в нагнетательный патрубок.

Все насосы снабжены предохранительно-перепускными клапанами. Диапазон подач от $0,22$ до $36\text{ м}^3/\text{ч}$, давлений от $0,15$ до $2,5\text{ МПа}$.

Винтовые насосы. Одновинтовые насосные агрегаты типа 1В предназначены для перекачивания чистых и загрязненных жидкостей температурой до 80°C , в том числе химически активных, вязкостью не более $45 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2/\text{с}$, не вызывающих разрушения рабочих органов насосов. Допустимое содержание примесей — не более 5% (масс.); размер твердых частиц — не более 1 мм .

Основные рабочие органы насоса — неподвижная резиновая обойма с двухзаходной винтовой поверхностью и вращающийся в ней металлический однозаходный винт. При вращении винта между ним и поверхностью обоймы образуются полости, в которые засасывается перекачиваемая жидкость, затем перемещающаяся вдоль оси винта к полости нагнетания. При этом на всасывающей стороне создается вакуум, обеспечивающий всасывание жидкости на высоту до 6 м .

Двухвинтовые насосы типа 2ВВ предназначены для перекачивания нефтепродуктов и ряда химических жидкостей (вязкостью до $5 \cdot 10^{-4}$ м²/с), не вызывающих коррозию рабочих органов насоса. Подача от 1,6 до 85 м³/ч, давление на выходе от 0,4 до 2,0 МПа, температура перекачиваемой жидкости — до 80° С.

По принципу действия двухвинтовые насосы относятся к объемным, подача жидкости в которых соответствует подаче поршневого насоса с бесконечным ходом поршня.

Рабочие органы насоса (рис. 1.18) — корпус с обоймой и винты — роторы (ведущий и ведомый), расположенные в смежных сквозных расточках обоймы. Винты имеют двухстороннюю нарезку специальной формы. Жидкость, поступающая в насос через всасывающий патрубок, разделяется на два потока и заполняет впадины винтов. Благодаря различному направлению нарезки в правой и левой частях винтов жидкость, движущаяся вдоль оси насоса к середине, вытесняется в нагнетательную полость. Двухсторонний подвод жидкости обеспечивает гидравлическую разгрузку винтов от осевых усилий.

Вращение с ведущего винта передается на ведомый синхронизирующими шестернями.

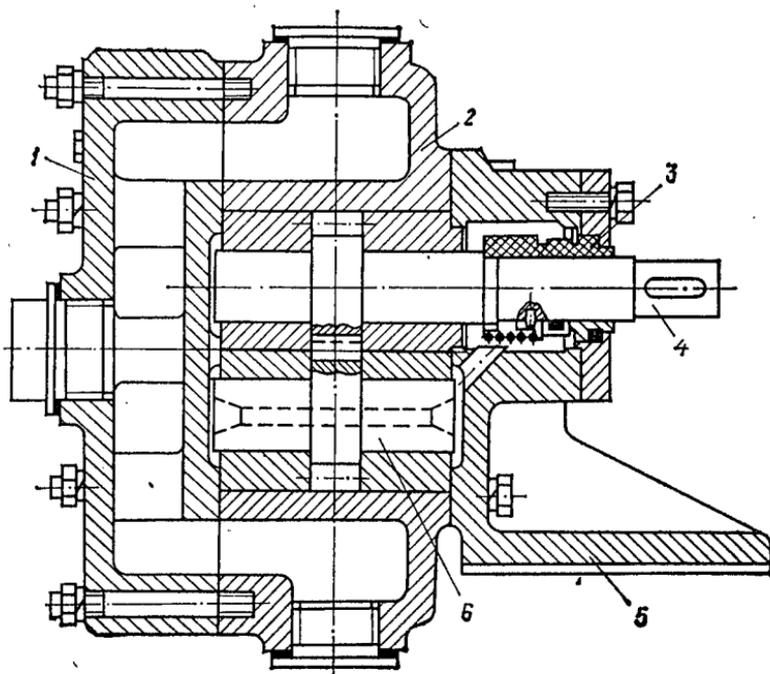


Рис. 1.17. Шестеренный насос типа Ш:

1 — крышка обогривательного канала; 2 — корпус; 3 — уплотнение; 4 — ведущий ротор; 5 — стойка; 6 — ведомый ротор

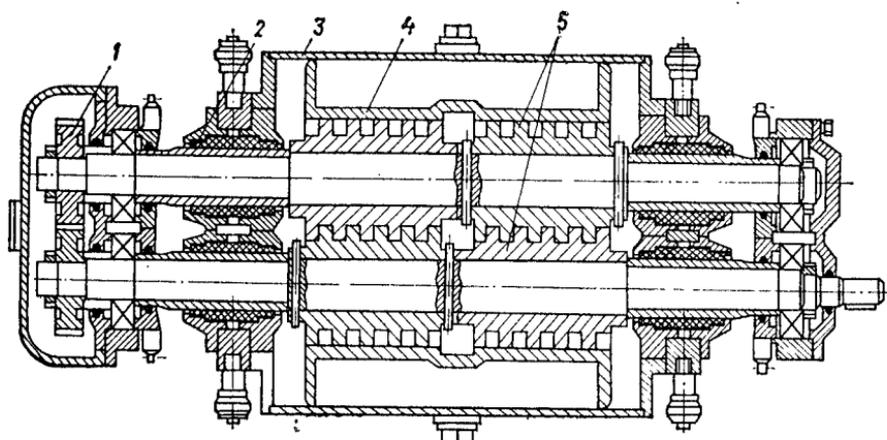


Рис. 1.18. Двухвинтовой насос типа 2ВВ:

1 — синхронизирующие шестерни; 2 — уплотнения; 3 — корпус; 4 — обойма; 5 — ведущий и ведомый винты (роторы)

Насосы имеют повышенную точность изготовления винтов, применены подшипники, не имеющие осевого люфта, термохимическая обработка рабочих органов и титановые сплавы.

Трехвинтовые электронасосные агрегаты типа 3В предназначены для перекачивания нефтепродуктов вязкостью до $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре до 80°С и неагрессивных жидкостей, обладающих смазывающей способностью и не содержащих абразивных примесей. Подача — от 0,4 до $355 \text{ м}^3/\text{ч}$, давление нагнетания — от 1,4 до 16 МПа.

Рабочие органы насоса — три винта с циклоидальным профилем нарезки винтовой линии (один из них ведущий) и обойма с тремя сквозными смежными отверстиями.

Нарезка винтов двухзаходная; направление ее обусловлено направлением вращения и движением перекачиваемой жидкости.

Трехвинтовые насосы характеризуются долговечностью, они перекачивают жидкость без пульсаций и взбалтывания.

Из всасывающей полости насоса перекачиваемая жидкость поступает во впадины нарезки винтов, взаимно замыкающихся при вращении. Заключенный в нарезке винтов объем жидкости, не перемешиваясь, перемещается в обойме прямолинейно и вытесняется в нагнетательную полость.

Винты гидравлически разгружены от осевых усилий, часть которых на ведущем винте воспринимается подшипниками качения. Уплотнение — торцовое. Насосы выпускают в горизонтальном и вертикальном исполнениях.

Поршневые насосы. К поршневым насосам относятся дозирочные, паровые, пневмо-газопроводные и гидроприводные насосы.

Дозировочные насосы и электронасосные агрегаты с максимальной подачей одного цилиндра 0,04—2500 л/ч (0,00004—2,5 м³/ч), давлением до 40 МПа предназначены для объемного напорного дозирования нейтральных и агрессивных жидкостей, эмульсий и суспензий кинематической вязкостью (0,0035—8) · 10⁻⁴ м²/с при температуре от —15 до +200°С (от 258 до 473 К), концентрацией твердой неабразивной фазы до 10% (масс.), размером не более 1% от диаметра условного прохода присоединительных патрубков.

Дозировочный электронасосный агрегат состоит из двигателя, редуктора, регулирующего механизма и гидроцилиндра.

Регулирующий механизм предназначен для преобразования вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение плунжера (с помощью кулачкового механизма), а также для бесступенчатого регулирования длины хода плунжера гидроцилиндра насоса с контролем по шкале установки подачи. Длина хода плунжера регулируется жестким упором, ограничивающим обратное перемещение толкателя.

Регулирующий механизм имеет нониусную микрометрическую шкалу для установки длины хода плунжера гидроцилиндра. Конструкция регулирующего механизма обеспечивает линейную зависимость между перемещением регулирующего органа и изменением длины хода плунжера, а также постоянный вредный объем гидроцилиндра при регулировании подачи насоса и компенсацию люфта в резьбе регулировочной гайки, что предотвращает произвольную разрегулировку насоса.

Гидроцилиндр, в котором непосредственно осуществляется рабочий процесс насоса, состоит из корпуса, плунжера, комплекта всасывающего и нагнетательного двойных шариковых клапанов быстроразборной конструкции, уплотнительного устройства (которое может иметь кольцевой фонарь для подвода промывной жидкости), гидравлического затвора или устройства для смазки уплотнений.

Область применения дозировочных электронасосных агрегатов определяется стойкостью материалов уплотнительных устройств и деталей проточной части насосов, причем средняя скорость коррозии плунжера должна соответствовать 6 баллам, а остальных деталей — 4 баллам по десятибалльной шкале оценки.

В состав дозировочного электронасосного агрегата могут входить дозировочные насосы следующих типов: НД, НД...Р, НД...Э, ДА (насос синхродозировочного агрегата).

Дозировочные насосы изготовляют в различных исполнениях, в зависимости от категории точности дозирования (0,5; 1,0; 2,5; без категории точности), материала деталей проточной части, наличия рубашки для обогрева или охлаждения проточной части, конструкции уплотнительного узла проточной части.

Дозировочные электронасосные агрегаты типа НД предназначены для установок общепромышленного применения. Подача регулируется вручную при остановленном двигателе. Агрегат состоит из двигателя, червячного редуктора со встроенным механизмом регулирования и гидроцилиндра.

Двигатель и гидроцилиндр смонтированы на корпусе редуктора. Червяк редуктора расположен вертикально в роликовых подшипниках, верхний конец его соединен муфтой с валом двигателя. Червячное колесо жестко соединено с эксцентриковым валом, на шейку которого падает эксцентрик. Шатун, надетый на эксцентрик, служит для преобразования вращательного движения вала червячного колеса в возвратно-поступательное движение ползуна, с которым соединен плунжер гидроцилиндра. Вращая эксцентрик относительно шейки вала, можно менять суммарный эксцентриситет и, следовательно, длину хода плунжера насоса от максимального значения до нуля.

Смазка подшипников и червячной передачи осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в корпус редуктора. Для контроля уровня масла предусмотрен маслоуказатель.

Дозировочные электронасосные агрегаты типов НД...Р и НД...Э предназначены для лабораторных, пилотных и промышленных установок. Подачу электронасосных агрегатов типа НД...Р регулируют вручную во время работы или при остановленном двигателе. Электронасосные агрегаты типа НД...Э — автоматизируемые, укомплектованы электрическими исполнительными механизмами для дистанционного и автоматического регулирования подачи.

Дозировочные сильфонные электронасосные агрегаты типа НДС предназначены для перекачивания органических и неорганических жидкостей, включая агрессивные, в технологических процессах различных производств, в том числе в производстве биологических препаратов.

Насос — герметичный, одноцилиндровый, горизонтальный с механическим приводом сильфона.

Привод насоса — от двигателя постоянного или переменного тока через червячный редуктор и механизм регулирования (редуктор и механизм регулирования аналогичны соответствующим узлам насоса типа НД).

Регулирование длины хода сильфона — ручное, механизмом типа «эксцентрик в эксцентрике». Для повышения надежности узел сильфона изготовлен в виде двух жестко соединенных сильфонов. Межсильфонная полость заполняется сжатым воздухом, предназначенным для осуществления хода всасывания насоса и сигнализации в случае выхода из строя какого-либо сильфона.

Паровые насосы типов ПДГ и ПДВ. Поршневые паровые насосы подразделяют на насосы общетехнического назначения (питательные, топливные, конденсатные и др.) и нефтяные. Насосы

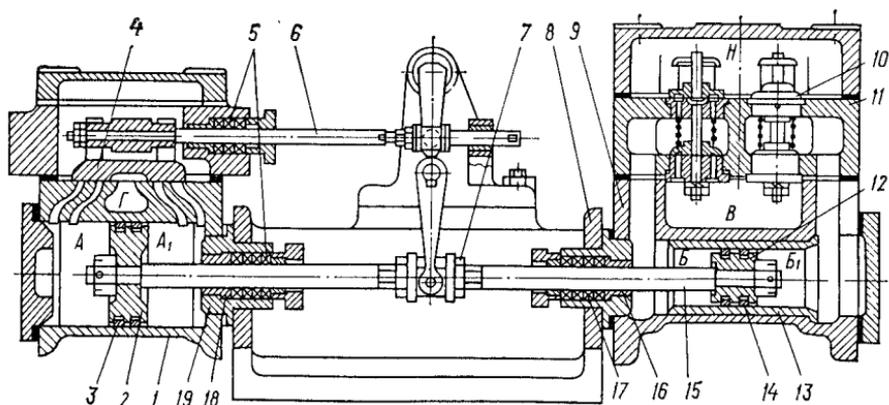


Рис. 1.19. Поршневой паровой насос типа ПДГ:

1 — блок паровых цилиндров; 2 — паровой поршень; 3, 14 — уплотнительные кольца; 4 — золотник; 5, 17 — сальниковая набивка; 6 — шток золотника; 7 — муфта; 8 — средячок; 9 — блок гидравлических цилиндров; 10 — тарельчатый клапан; 11 — клапанная камера; 12 — гидравлический поршень; 13 — втулка; 15 — шток; 16, 18 — грундбусы; 19 — корпус сальника; А, А₁, Б, Б₁, В, Г, Н — камеры

предназначены для работы в стационарных и транспортных условиях для перекачивания пресной и морской воды, темных нефтепродуктов, бензина, нефти, каменноугольных смол и сжиженных нефтяных газов, а также других жидкостей, сходных с указанными по массе механических примесей размером более 0,2 мм.

По конструктивным признакам прямодействующие двухпоршневые насосы двухстороннего действия делятся на горизонтальные (ПДГ) и вертикальные (ПДВ). Подача — от 6 до 250 м³/ч, давление на выходе — от 0,4 до 5 МПа.

К особенностям паровых поршневых насосов относятся взрывобезопасность, хорошая всасывающая способность, широкий диапазон регулирования подачи и давления на выходе из насоса. Насосы обеспечивают регулирование подачи или давления от 25 до 110% номинальных значений путем изменения числа двойных ходов и давления пара на входе в насос.

Насосы предназначены для работы на перегретом паре температурой до 573 К (300°С) и на насыщенном паре со степенью сухости не менее 0,95.

Каждый насос включает два гидравлических и два паровых цилиндра, поршни которых жестко связаны между собой. Приводными (силовыми) являются паровые цилиндры, в которые с помощью золотникового распределения подводится свежий пар и отводится отработавший.

Конструкции насосов (рис. 1.19) типов ПДГ и ПДВ аналогичны. Насосы состоят из двух основных частей — паровой и гидравлической, — соединенных средником.

Насос прикреплен к фундаменту с помощью опор (лап), расположенных у насосов с подачей до $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ на среднике, с подачей выше $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ — на блоке паровых цилиндров и гидравлической части.

Основой паровой части являются золотниковая камера и блок паровых цилиндров, в которых перемещаются паровые поршни, закрепленные на штоках. Поршни в цилиндрах, уплотненные кольцами, направляются грундбуксами, установленными в корпусах сальников. Штоки уплотнены специальной термостойкой сальниковой набивкой. Для слива конденсата служат продувные вентили. Впуск рабочего пара в одну из полостей А или А₁ парового цилиндра и выпуск отработанного пара в полость Г (парораспределение) осуществляется плоскими или круглыми золотниками.

Золотники перемещаются штоками, которые при помощи рычажной системы и муфты связаны с поршнями соседних цилиндров. Например, движение поршня правого цилиндра через рычажную систему соединения и шток золотника передается золотнику, регулирующему впуск и выпуск пара в левом цилиндре.

Гидравлическая часть насосов состоит из блока гидравлических цилиндров и камеры клапанов, отлитой заодно с корпусом (блоком) гидравлических цилиндров. У насосов с подачей $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ камера клапанов — съемная, соединенная с блоком цилиндров шпильками.

В цилиндры гидравлического блока запрессованы втулки из антифрикционного материала. Во втулках перемещаются гидравлические поршни, неподвижно закрепленные на штоках. Поршни, уплотненные во втулках кольцами, направляются грундбуксами, установленными в корпусах сальников. Штоки уплотнены специальной сальниковой набивкой, стойкой в воде и нефтепродуктах.

Полости Б и Б₁ гидравлических цилиндров отделены от нагнетательной Н и всасывающей В полостей насоса тарельчатыми клапанами. Для слива жидкости после остановки насоса в нижней части каждого цилиндра предусмотрены сливные пробки.

Насосы типов ПДГ и ПДВ имеют длительную и устойчивую по исполнению (конструктивному и материальному) номенклатуру. Их применение ограничено и определяется специфическими условиями эксплуатации (взрывобезопасность).

Гидроприводные пульповые насосы типа ГНПА являются прямодействующими насосами, предназначенными для перекачивания абразивных и агрессивных пульп твердых материалов как в автоклавных процессах, так и в системах трубопроводного гидротранспорта.

Пневмо-газопроводные насосы. Насосы типа ГНП предназначены для гидравлических испытаний систем, емкостей и трубопроводной арматуры, перекачивания лакокрасочных материалов

и других химически активных и вязких жидкостей, ввода ингибиторов коррозии и гидратообразования в поток природного газа.

Насосы этого типа конструктивно просты, взрывобезопасны, обладают широким диапазоном регулирования подачи.

В настоящее время ведется разработка пяти марок насосов с давлением до 80 МПа и подачей до $1,2 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для ввода ингибитора в поток природного газа с использованием энергии природного газа предназначен газопроводной прямодействующий насос ГНП 1,6/320 (подача $1,6 \text{ м}^3/\text{ч}$, давление 32 МПа).

Насос поршневой, газопроводной, двухцилиндровый, горизонтальный, двойного действия, состоит из приводной части, двух гидравлических цилиндров, золотниковой системы управления и блока клапанов.

Приводная часть насоса состоит из поршня, закрепленного на плунжере, цилиндра и двух фланцев, соединенных между собой шпильками. Уплотнение поршня — с помощью манжет и фторопластовых колец.

В состав золотниковой системы управления входят плита, золотник и система рычагов, взаимодействующая с поршнем через толкатели. Для управления золотниковой системой во фланцах привода установлены толкатели, уплотняемые резиновыми кольцами.

Гидравлическая часть насоса включает плунжер и два гидравлических цилиндра, прикрепленных к фланцам привода шпильками. Уплотнение плунжера — манжетами.

Блок клапанов состоит из нижней плиты, в которой установлены всасывающие и нагнетательные седла. На верхней плите смонтированы ограничители подъема клапанов и предохранительный клапан. Блок клапанов, прикрепленный к насосу, соединяется с гидравлическими цилиндрами трубопроводами.

Перекачиваемой средой (ингибиторами) могут быть водный раствор хлорида кальция, метанол, солярное масло, газовый конденсат и другие жидкости, не агрессивные к материалам проточной части, температурой от -30 до $+50^\circ\text{C}$ и кинематической вязкостью до $2 \text{ см}^2/\text{с}$.

Двухплунжерные насосы сверхвысокого давления типа ГНП предназначены для подачи раствора-инициатора в реактор полимеризации полиэтилена высокого давления в технологической линии по производству полиэтилена типа «Полимир». Освоены два типоразмера насосных агрегатов — ГНП 0,04/2500 и ГНП 0,1/2500, в двух исполнениях каждый (подача 0,04 и $0,1 \text{ м}^3/\text{ч}$) на давление 250 МПа. Для гидравлических испытаний выпущен насос ГНП 0,004/4000 с подачей $0,004 \text{ м}^3/\text{ч}$ на давление 400 МПа.

Гидроприводные насосы. Это горизонтальные кривошипные трехплунжерные насосы и электронасосные агрегаты с подачей до $40 \text{ м}^3/\text{ч}$, давлением до 42,5 МПа и мощностью до 110 кВт.

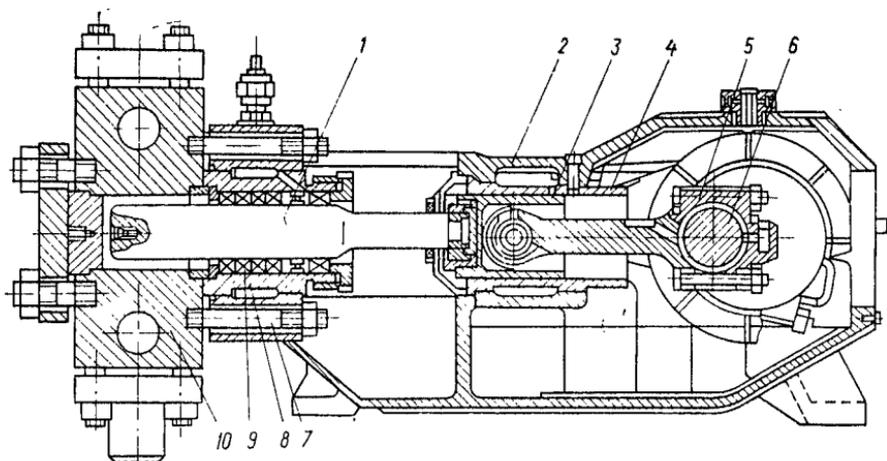


Рис. 1.20. Поршневой гидроприводной насос типа ПТ:

1 — плунжер; 2 — корпус; 3 — ползун; 4 — направляющая; 5 — шатун; 6 — коленчатый вал; 7 — шпилька; 8 — корпус уплотнения; 9 — уплотнительная набивка; 10 — гидроблок

Предназначены для перекачивания чистых жидкостей, в том числе химически активных, нейтральных к материалам проточной части, кинематической вязкостью не более $8 \text{ см}^2/\text{с}$, с содержанием не более 0,2% (масс.) твердых частиц размером не более 0,2 мм, при температуре от 223 до 623 К (от -50 до $+250^\circ\text{C}$), в зависимости от исполнения.

Насосы выпускают двух типов: ПТ — без встроенного редуктора (рис. 1.20) и Т — со встроенным редуктором.

В зависимости от мощности все насосы подразделяют на группы равной мощности (габариты). Все насосы одной группы (одного габарита) имеют унифицированную приводную часть. Таких габаритов освоено три — нулевой, первый, второй.

Различные гидравлические параметры насосов (подача и давление) и возможность перекачивания разных по свойствам и температуре жидкостей обеспечиваются применением плунжеров различных диаметров, гидравлической части (включая уплотнение плунжеров) соответствующей конструкции и соответствующих материалов.

Применение электропривода позволяет путем изменения числа двойных ходов плавно регулировать подачу насоса в диапазоне от 35 до 110% от номинальной. В этом случае в обозначение агрегата вводится буква «р» (ПТр и Тр).

Приводная часть насосов (см. рис. 1.20) представляет собой литую станину (корпус), в которой размещены коленчатый вал, шатуны, ползуны с направляющими и корпуса уплотнений с уплотнительной набивкой плунжеров. Коленчатый вал коренными шейками базируется на двух шариковых подшипниках, рас-

положенных в расточках боковых стенок станины. Шатун своей большой разъемной головкой шарнирно связан с коленчатым валом, а малой головкой через палец — с ползуном. Нижняя часть станины заполнена маслом, используемым для смазки пар трения разбрызгиванием либо под давлением от шестеренчатого насоса.

1.2.3. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ НАСОСОВ

Детали химических насосов, перекачивающих кислоты, щелочи и жидкий кислород, агрессивные и взрывоопасные жидкости, изготовляют из различных легированных и высоколегированных сталей и легированных чугунов. Ниже приведены материалы деталей проточной части насосов для химических производств (по ГОСТ 10168—75) и даны условные обозначения исполнения насоса в зависимости от материала:

Материал детали или покрытия	Условное обозначение исполнения
Углеродистая сталь	А
Бронза	Б
Чугун или специальный чугун	В
Хромистая сталь типа стали марок 20Х13Л (ГОСТ 2176—77), 15Х28 (ГОСТ 5632—72) или хромистый чугун типа чугуна марки 4Х28 (ГОСТ 7769—82)	Д
Хромистая сталь типа стали марок 10Х12НДЛ, 90Х28ФТАЛ	Д ₁
Хромоникелевая сталь типа стали марки 12Х18Н9Т (ГОСТ 5632—72)	К
Хромоникелевая сталь типа стали марок 10Х18Н3ГЗД2Л или 10Х21Н5ТЛ	К ₁
Хромоникельмолибденовая сталь типа стали марки 10Х17Н13М2Т (ГОСТ 5632—72)	Е
Хромоникельмолибденовая сталь типа стали марки 10Х21Н6М2ТЛ	Е ₁
Хромоникельмолибденомедистая сталь типа стали марки 06ХН28МДТ (ГОСТ 5632—72)	И
Хромоникелькремнистая сталь типа стали марки 15Х18Н12С4ТЮ (ГОСТ 5632—72)	М
Сплавы на никелевой основе	Н
Титан и сплавы на его основе	Т
Сплавы алюминия	Ю
Кремнистый чугун типа чугуна марки ЧС15 (ГОСТ 7769—82)	Л
Полимерные материалы	П
Фарфор, керамика	Ф
Эмаливые покрытия	Э
Стекломатериалы	С
Графит	Г
Резиновое покрытие металла	Р

Проточную часть химических консольных насосов типов Х и АХ выполняют из углеродистой стали, чугуна, бронзы и цветных сплавов; из сталей Х28, Х34, Х18Н9Т, Х18Н12М3Т, ЭИ654,

X20H25M3Д2Л и 0X23H28M3Д3Т, ферросилида, титана и пластмасс; используют также керамику, фарфор, графит, резиновые покрытия металла, защитные оболочки, покрытия из смол, эмали и стекла.

Проточную часть насосов типа ХГ выполняют из углеродистой стали и чугуна (включая специальный чугун), из сталей Х18Н9Т и Х18Н12М3Т.

Корпус и крышку корпуса, рабочее колесо, верхний и нижний защитные диски насосов в исполнениях К, Е и И изготавливают соответственно из сталей 10Х18Н9ТЛ, 10Х18Н12М3ТЛ и 5Х20Н25М3Д2ТЛ, вал и напорную трубу — из сталей Х18Н9Т, Х17Н13М2Т и 0Х23Н28М3Д3Т, корпус подшипника — из стали Х18Н10Т.

Корпус, крышку, рабочее колесо, верхний и нижний защитные диски насоса в исполнении А изготавливают из стали 25Л-П, вал — из сталей 35 или 45, напорную трубу — из стали Ст3, корпус подшипника — из чугуна СЧ 21-40. Проставок насосов всех исполнений изготавливают из чугуна СЧ 18-36, а упругую полумуфту — из чугуна СЧ 21-40.

Корпус, крышку корпуса, уплотнительные кольца, вкладыши шелевых уплотнений и рабочее колесо насоса в исполнении Н изготавливают из стали Х18Н9ТЛ; корпус торцового уплотнения, нажимную втулку сальника, гильзу торцового уплотнения — из стали Х18Н10Т или Х18Н9Т; уплотнительные кольца, втулки шелевых уплотнений и разгрузочный барабан выполняют из стали Х18Н10Т с наплавкой рабочих поверхностей стеллитом ВЗК.

Для перекачивания сильноагрессивных жидкостей и газов — таких как хлориды, сухой хлор с содержанием воды не менее 0,0130, влажный хлор и растворы хлорных соединений (хлорит и гипохлорит натрия при температуре, близкой к точке кипения), азотная кислота концентрацией до 99,8%, сероводород, расплавленная сера, диоксид серы, растворы для электролитических и травильных ванн, применяют центробежные химические насосы, детали которых изготавливают из титана и сплавов на его основе.

Для изготовления насосов находят применение и пластмассы. Практика показала, что применение пластмасс для центробежных насосов значительно увеличивает их долговечность при минимальных эксплуатационных затратах. Такие насосы с успехом эксплуатируют в условиях воздействия агрессивных сред при температурах до 170 °С, давлении 1 МПа и скоростях подачи жидкости 2000 л/мин. В этих насосах двигатель и вал обычно выполняют из нержавеющей стали, изолируя их от воздействия агрессивных сред пластмассой.

Пластмассовые насосы обладают меньшей массой по сравнению с металлическими насосами такой же мощности. В течение многих лет эксплуатации они не подвергаются питтинговой коррозии и легко демонтируются.

Основными факторами, влияющими на выбор центробежного пластмассового насоса, являются характер транспортируемой жидкости, скорость ее подачи, материал трубопровода и его размеры, температура, воздействие гидравлического удара, способ крепления, легкость установки. При выборе типа уплотнительного материала насоса необходимо учитывать температуру, условия всасывания и смазывающие свойства жидкости.

Среди пластмасс, применяемых в насосостроении, выделяется стеклопластик АГ-4 и его модификации. Из него делают подшипники, втулки, рабочие колеса химических насосов, уплотняющие кольца насосов и т. п. Многие детали (крышки, фланцы и т. д.) выполняют из стеклопластика АГ-4С. Трудоемкость изготовления деталей из стеклопластика АГ-4С приблизительно в 5 раз ниже, чем деталей из металла. Большинство таких деталей почти не требует механической обработки.

Подшипники и рабочие колеса насосов из стеклопластика АГ-4С проработали более 10 тыс. ч в агрессивных средах (например, в среде бромида калия). Рабочие колеса из стеклопластика АГ-4С, установленные на химических насосах, больше 12 тыс. ч проработали на перекачивании разных видов латексов.

Проведены исследования по изготовлению насосов из стеклопластика АГ-4В и изучены все типы насосов, применяемых на разных химических комбинатах для перекачивания агрессивных сред. За основу взяли центробежный горизонтальный одноступенчатый насос консольного типа КНЗ-6/30 производительностью 30 м³/ч при напоре 24 м и частоте вращения электродвигателя 1460 об/мин. Производственные испытания насосов в целом и их деталей в различных средах (например, в 25—68%-ной серной кислоте при температуре от 30 до 80 °С и давлении 0,3 МПа в течение 900—1944 ч; в 25—31%-ной соляной кислоте при 25—35 °С и 0,2—0,25 МПа в течение 2600—3500 ч) показали хорошие результаты.

Стеклопластики характеризуются высокой химической стойкостью, они в четыре раза легче нержавеющей стали, значительно дешевле нее, на 40% легче алюминия, легко окрашиваются, поддаются ремонту, огнестойки, технологичны, обладают высокой ударной прочностью и другими достоинствами, позволяющими успешно использовать их взамен нержавеющей стали, меди, хастеллоя, никеля, монель-металла и прочих дефицитных материалов.

Химическая стойкость стеклопластиков зависит от их состава, отделки поверхности, типа связующего и степени его отверждения. Повысить химическую стойкость стеклопластиков можно нанесением на их поверхность специальных полимерных композиций, например на основе акрилатов.

Выбор стеклопластиков производят с учетом их назначения. Так, армированные пластики на основе полиэфиров, эпоксидной

смолы применяют в водных и морских средах. В качестве химически стойких используют полимеры на основе изофталевой, терефталевой кислот, бисфенола-А, фумарата и виниловых мономеров. Стеклопластики на основе полиэфиров стойки к воздействию различных химических реагентов при температуре 20—100 °С.

Для эксплуатации в высокоагрессивных средах разработаны новые типы связующих для стеклопластиков, характеризующихся химической стойкостью и термостойкостью. Так, связующие на основе винилэфирных смол обладают стойкостью к 400 видам химически агрессивных сред. Стеклопластики на этих связующих негорючи, удовлетворяют противопожарным требованиям. Разработаны стеклопластики, содержащие электропроводящий наполнитель и не накапливающие на поверхности электростатических зарядов, что позволяет применять их в нефтехимической промышленности.

Прочность стеклопластиков сопоставима с прочностью стали, однако характеризуется большой изменчивостью показателей, поэтому нагрузки на стеклопластиковые элементы вводятся в расчет с коэффициентом безопасности, равным 10.

К недостаткам стеклопластиков относятся их высокая стоимость, а также склонность к растрескиванию под нагрузкой, что ограничивает их применение для труб, работающих под высоким давлением.

В конструкциях высокоскоростных насосов, а также насосов, транспортирующих нейтральные жидкости при повышенных температурах, успешно используют стеклонеполненные термостаты.

В конструкциях зарубежных химических насосов хорошо зарекомендовали себя пластмассы на основе эпоксидных, а также полиэфирных и полиуретановых смол.

Широкое распространение в машиностроении получили армированные стекловолокном полипропилен, полиформальдегид и поликарбонат. Армированный полипропилен, широко используемый в насосостроении, обладает высокой водостойкостью (практически не поглощает влагу), повышенной термостойкостью (до 100 °С), хорошей ударной вязкостью, достаточной химической стойкостью и стойкостью к старению. Появившийся на мировом рынке стеклонеполненный полипропилен содержит от 20 до 40% наполнителя.

Представляет интерес использование для деталей насосов конструкционных пластиков, содержащих в качестве наполнителя неориентированные углеродные волокна, так называемые углепластики. От других пластмасс конструкционного назначения углепластики отличаются низкой плотностью, высоким модулем упругости, высокой усталостной прочностью, термостойкостью, низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью, стой-

костью к термическому и радиационному ударам, тепло- и электропроводностью.

В настоящее время серийно выпускают химические насосы четырех типоразмеров (ГОСТ 24578—81): Х40-32-125П (Х8/18); Х65-50-125П (Х20/18); Х65-60-160 (Х20/31); Х80-65-160 (Х45/31). В стадии освоения находятся еще четыре типоразмера: Х50-32-160 (Х8/30); Х65-40-200 (Х20/53); Х100-80-160 (Х90/33); АХ200-150-400 (АХ280/42). Первая цифра в обозначении соответствует диаметру всасывающего патрубка, вторая — напору, третья — диаметру рабочего колеса; в скобках указано прежнее обозначение насоса.

Создание унифицированного ряда центробежных насосов для перекачивания особо агрессивных жидкостей обеспечивает увеличение их ресурса в 4—8 раз по сравнению с ресурсом насосов из легированных сталей.

1.2.4. УПЛОТНЕНИЯ НАСОСОВ

В насосах используют в основном контактные уплотнения вала двух типов: сальники с мягкой набивкой и торцовые уплотнения [3].

До недавнего времени чаще всего использовали сальниковые уплотнения, достаточно надежные при работе на нетоксичных, невзрывоопасных жидкостях при сравнительно низком давлении. Однако сальники работают при некоторой обязательной утечке жидкости, постепенно увеличивающейся в процессе эксплуатации уплотнения, что требует систематической подтяжки его. Все это удорожает обслуживание и усложняет автоматизацию технологических процессов, а в ряде случаев не обеспечивает необходимой надежности.

Торцовые уплотнения по ряду эксплуатационных преимуществ (не требуют обслуживания, работают практически без утечки, долговечны, экономичны) в последние годы широко применяют в промышленности. Торцовые уплотнения способны работать при давлении до 45 МПа, температуре от —200 до 450 °С, скорости скольжения в парах трения до 100 м/с, в условиях агрессивных и абразивных сред.

Сальниковые уплотнения. Сальниковое уплотнение с набивкой (рис. 1.21) относится к контактным уплотнениям и предназначено для предотвращения интенсивных внешних утечек перекачиваемой жидкости из насоса. Набивные сальниковые уплотнения из-за своей простоты довольно распространены в разных типах насосов. Они надежно работают при давлении перед сальником до 1 МПа и окружной скорости вращения защитной втулки вала до 20 м/с. Корпус 2 сальника фиксируется в корпусе 3 насоса. В нем устанавливают кольца 5 сальниковой набивки, а между ними кольцо 4 гидрозатвора, к которому подводится охла-

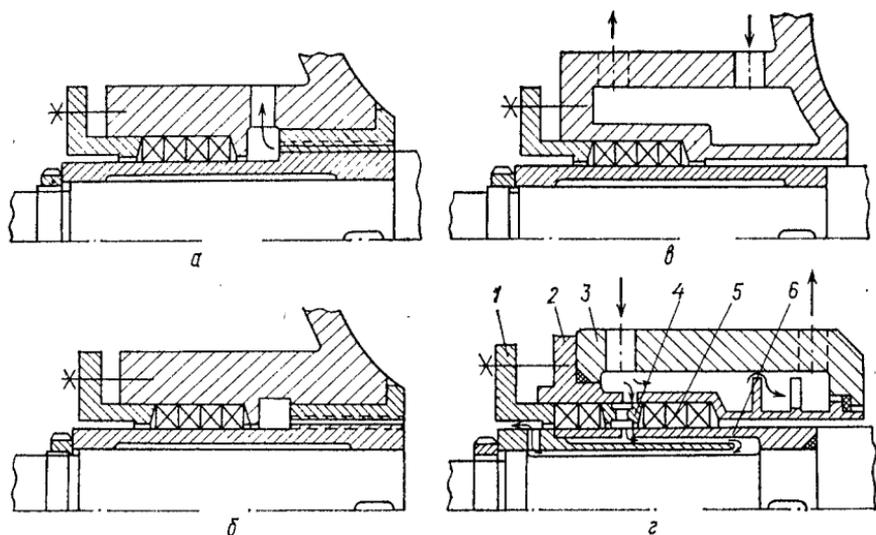


Рис. 1.21. Уплотнения сальниковые с набивкой:

a — без гидравлического кольца; *б* — с разгрузочным осевым импеллером; *в* — с наружным охлаждением; *г* — с комбинированным охлаждением; 1 — нажимная втулка; 2 — корпус сальника; 3 — корпус насоса; 4 — кольцо гидрозатвора; 5 — кольца сальниковой набивки; 6 — защитная втулка

ждающая вода по сверлению. В осевом направлении кольца набивки сжимаются нажимной втулкой 1, при этом набивка прижимается к защитной втулке 6, обеспечивая уплотнение. Уплотнение неподвижных стыков осуществляется кольцами резинового шнура круглого сечения. Если давление уплотняемой жидкости превышает 1 МПа, перед сальником выполняют разгрузку в виде цилиндрической дросселирующей щеки. Для равномерного распределения напряжений число колец набивки в пакете не должно превышать четырех. На рис. 1.21 даны различные варианты сальниковых уплотнений: без гидравлического кольца, с разгрузочным осевым импеллером, с наружным охлаждением, с комбинированным охлаждением.

Сальниковое уплотнение самоподжимное (рис. 1.22) включает крышку 1, втулку 2, в которой расположена сальниковая набивка 3. Поджатие набивки через подвижную в осевом направлении нажимную втулку 4 осуществляется за счет уплотняющего давления p_0 . При неработающем насосе поджатие осуществляется пружинами 5.

Большое значение для физико-механических, износостойких и антифрикционных характеристик набивки имеет структура ее плетения. Большинство применяемых в динамических насосах сальниковых набивок имеет плетеную структуру, что определяется, наряду с их эластичностью и универсальностью, возможностью монтажа и демонтажа узла без разборки насоса. Саль-

никовые набивки выпускают преимущественно с оплеточным, сквозным и диаплексным (диагональным) плетением (рис. 1.23). Применение набивок диаплексного плетения позволяет на 30—50% снизить интенсивность изнашивания вала.

Для насосов, перекачивающих нефтепродукты при температуре до 80 °С, используют асбестовые набивки, пропитанные смесью масла с графитом. При температуре перекачиваемой среды до 200 °С применяют асбесто-свинцовую набивку, при температуре выше 200 °С — асбесто-алюминиевую.

Одинарные торцовые уплотнения. Несмотря на многообразие конструктивных схем, любое одинарное торцовое уплотнение состоит из нескольких постоянных конструктивных элементов. Торцовое уплотнение включает пару трения, состоящую из двух уплотнительных колец 4 и 6, прилегающих друг к другу по плоскому торцу (рис. 1.24). Кольцо 6 фиксируют либо в корпусе, либо на валу и герметизируют уплотнительным элементом 7, а кольцо 4, имеющее свободу угловых и осевых перемещений, устанавливают в поджимающем элементе 1. В этот элемент входят пружины 2, прижимающие упруго устанавливаемое уплотнительное кольцо к другому уплотнительному кольцу, вторичный уплотнительный элемент 3, обеспечивающий герметизацию упруго устанавливаемого уплотнительного кольца, и поводковая система 5, передающая момент трения с уплотнительного кольца. Различие в конструкции каждого из этих элементов и особенности их взаимосвязей обеспечивают очень большой набор различных конструкций торцовых уплотнений.

Принципиальные схемы одинарных торцовых уплотнений определяются следующими основными конструктивными решениями: гидравлически разгруженный или неразгруженный стык пары трения, внутреннее или внешнее расположение стыка пары трения относительно уплотняемой жидкости, вращающийся или неподвижный поджимающий элемент и пружина, которая расположена в уплотняемой среде либо вынесена за ее пределы. Сочетания указанных конструктивных решений и дают возможные

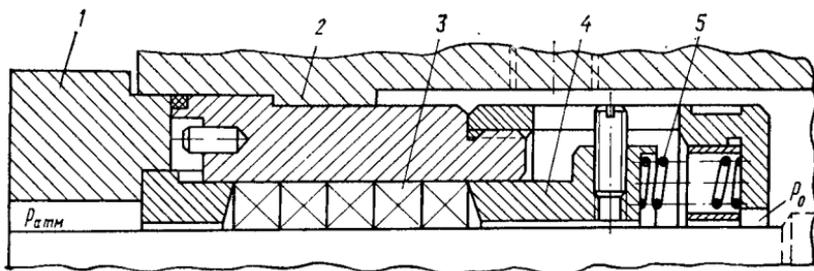


Рис. 1.22. Уплотнение сальниковое самоподвижное:

1 — крышка; 2 — втулка; 3 — сальниковая набивка; 4 — нажимная втулка; 5 — пружины

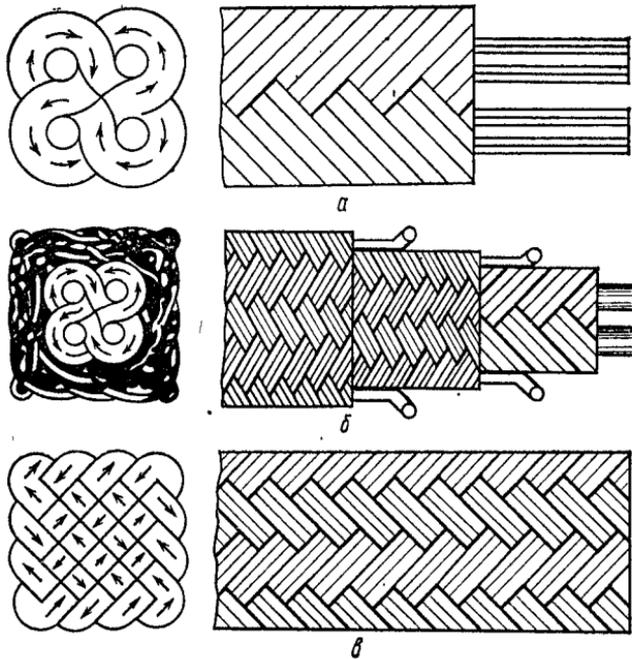


Рис. 1.23. Типы плетения сальниковых набивок:
 а — сквозное; б — оплеточное; в — диа-
 плексное (диагональное)

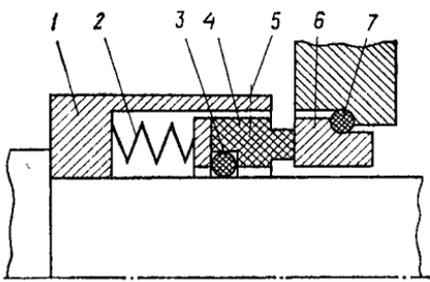


Рис. 1.24. Схема одинарного торцо-
 вого уплотнения:
 1 — поджимающий элемент; 2 — пружина;
 3, 7 — уплотнительные элементы; 4 — уп-
 лотнительное кольцо; 5 — поводковая си-
 стема; 6 — кольцо

конструкции одинарных торцовых уплотнений. Выбор той или иной конструктивной схемы определяется конкретными условиями эксплуатации.

Двойные торцовые уплотнения. Наряду с одинарными торцовыми уплотнениями в промышленности используют и более сложные узлы — уплотнительные комплексы. Наиболее универсальным из них является двойное торцовое уплотнение, состоящее из двух одинарных торцовых уплотнений.

Полное отделение перекачиваемой среды от атмосферы может достигаться применением двух одинарных торцовых уплотнений с подачей между ними затворной жидкости. При этом внутреннее уплотнение разделяет перекачиваемую среду и затворную жидкость, а внешнее — затворную жидкость и атмосферу. Раз-

личие условий работы внутреннего и внешнего торцовых уплотнений обуславливает и выбор различных по конструкции и материалу одинарных уплотнений, комплектующих двойное торцовое уплотнение.

Двойные торцовые уплотнения применяют в следующих случаях: для перекачивания газообразных сред и жидкостей, обладающих плохой смазывающей способностью; жидкостей под высоким давлением, при высокой температуре, содержащих твердые включения; кристаллизующихся в зоне трения при испарении жидкой фазы; токсичных; легковоспламеняющихся или горючих.

Применение двойных торцовых уплотнений отвечает требованиям техники безопасности и позволяет предотвратить отложение на валу насоса и на деталях уплотнения продуктов, содержащихся в утечках.

Для уплотнений, работающих в жидкостях, содержащих твердые включения, создание противодействия со стороны чистой затворной жидкости способствует значительному повышению долговечности пары трения.

Конструктивные схемы двойных торцовых уплотнений определяются двумя факторами, связанными с взаимным расположением одинарных уплотнений. Прежде всего, это компоновка одинарных уплотнений в осевом и радиальном направлениях. Для двойных уплотнений, размещенных в осевом направлении, возможны три варианта компоновки одинарных уплотнений, причем определяющим является расположение уплотнения, контактирующего с герметизируемой средой, т. е. внутреннего уплотнения (рис. 1.25). На рис. 1.25, *а* внутреннее одинарное уплотнение 1 имеет внешнее расположение стыка пары трения относительно уплотняемой среды, а внешнее уплотнение 2 — внутреннее расположение стыка; на рис. 1.25, *б* уплотнения 1 и 2 имеют внутреннее расположение стыка пары трения; на рис. 1.25, *в* уплотнение 1 имеет внутреннее расположение стыка пары трения, а уплотнение 2 — внешнее расположение стыка.

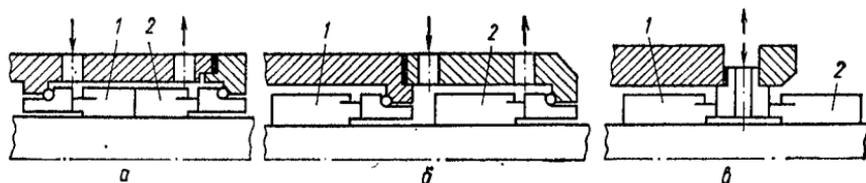


Рис. 1.25. Схемы двойных торцовых уплотнений:

а — с внешним стыком внутреннего уплотнения; *б* — с внутренним стыком внутреннего уплотнения; *в* — с внутренним стыком внутреннего уплотнения и упрощенной установкой внешнего одинарного уплотнения;

1 — внутреннее одинарное уплотнение; 2 — внешнее уплотнение

Таблица 1.1. Характеристика торцовых уплотнений валов насосов общепромышленного назначения (по ОСТ 26-06-1423—87)

Перекачиваемая жидкость	Тип уплотнений	Давление, МПа, не более	Температура, °С	Максимальная концентрация твердых частиц, % (об.)
Вода, нефтепродукты и другие жидкости, в которых стойки резиновые технические изделия уплотнений	111	1,0	От —40 до	0,1
	132	1,0	+105	4,0
	211 (231, 251)	2,0	То же	1,0
	231/231 (251/251)	2,0	От —40 до +120	1,5
	311 (331, 351)	5,0	От 0 до +90	0,1
Кислоты органические, неорганические, растворители, растворы солей, щелочи и другие жидкости, не разрушающие металлических деталей уплотнений	562	0,5	От 0 до +90	15,0
	113(133, 153)	1,0	От —40 до +105	0,1
	133/133 (153/153)	1,0	От —40 до +200	1,5
	313 (333, 353)	3,0	От —60 до +200	0,1
Кислоты неорганические, высокоагрессивные, растворы солей и другие жидкости, в которых не стоек металл	422	0,3	От —40 до +80	0,1

Схема двойного торцового уплотнения с внешним расположением стыка внутреннего уплотнения конструктивно самая простая, ее применяют наиболее широко.

Во избежание раскрытия внутреннего уплотнения и попадания перекачиваемой насосом жидкости в камеру уплотнения давление затворной жидкости должно превосходить давление перекачиваемой жидкости на 0,1—0,15 МПа. Поэтому внутреннее уплотнение в этой схеме практически всегда гидравлически неразгружено, а наружное может быть гидравлически разгружено в зависимости от давления затворной жидкости.

Основные параметры торцовых уплотнений валов насосов общепромышленного назначения приведены в табл. 1.1.

Торцовые уплотнения для нейтральных и слабоагрессивных жидкостей. Эти уплотнения применяют в насосах, перекачивающих воду, нефтепродукты и другие жидкости, в которых стойки резиновые детали уплотнения. Отличительной особенностью уплотнений этой группы является использование резины в качестве вторичного уплотнения. Конструкции вторичных уплотнений могут быть контактного и сильфонного типов. Материал торцовых уплотнений приведен в табл. 1.2.

Одичарное торцовое уплотнение типа 132 (рис. 1.26) применяют в насосах широкого назначения, перекачивающих жидкости

Таблица 1.2. Материал торцовых уплотнений для нейтральных и слабоагрессивных жидкостей

Уплотняемые детали	Материал	Условное обозначение материала
Пара трения	Графит ГАКК 30/63	1
	» ГАКК 60/25	2
	» АГ-1500 (пропитанный сплавом олова и свинца)	4
	» ГАКК 55/40	4
	Сталь 95Х18	6
Вторичные уплотнения	Твердый сплав ВК-4	8
	Резина 1287	0
	» 51-2113	3
	» ИРП-1314	5
	» ИРП 1375	—
	» ИРП 1258	7
	» 3826	8
Основные металлические детали	» 51-1473	
	Сталь 12Х18Н9Т	К
	» 10Х17Н13М2Т	Е
	» 06ХН28МДТ	И

при давлении до 1 МПа, температуре от -40 до $+105$ °С, объемной концентрации твердых включений до 4%. В конструкции используют резиновый сильфон и пружину волнистого типа. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке).

Одинарное торцовое уплотнение типа 21:1 (рис. 1.27) применяют в насосах широкого назначения, перекачивающих жидкости при давлении до 2 МПа, температуре от -40 до $+105$ °С, объемной концентрации твердых включений до 1%. В конструкции используют кольцо круглого сечения и винтовую центральную пружину. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке).

Двойное торцовое уплотнение типа 231/231 (рис. 1.28) применяют в насосах, установленных во взрывоопасных помещениях, для перекачивания жидкости при давлении до 2 МПа, температуре от -40 до $+120$ °С, объемной концентрации твердых включений до 1,5%. В конструкции используют кольца круглого сечения и пружины волнистого типа. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке).

В камеру уплотнения подают затворную жидкость под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

Одинарное торцовое уплотнение типа 562 (рис. 1.29) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,5 МПа, температуре от 0 до 90 °С, объемной концентрации твердых абразивных включений до 15%, размером не менее 0,1 мм. При содержании в жидкости абразивных включений меньших размеров применяют узел, состоящий из двух уплотнений типа

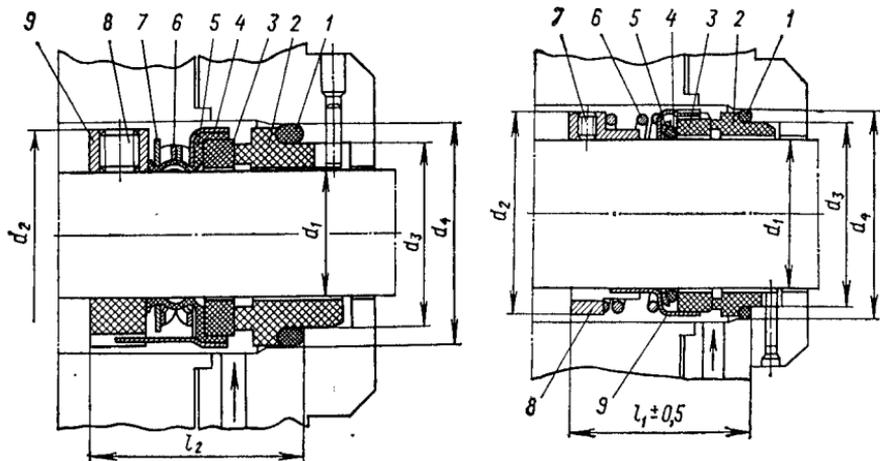


Рис. 1.26. Схема торцового уплотнения типа 132:

1 — кольцо уплотнительное; 2 — кольцо неподвижное; 3 — кольцо вращающееся; 4 — обойма; 5 — силфон; 6 — пружина волнистая; 7 — кольцо; 8 — винт стопорный; 9 — втулка опорная

Рис. 1.27. Схема торцового уплотнения типа 211:

1, 4 — кольца уплотнительные; 2 — кольцо неподвижное; 3 — кольцо вращающееся; 5 — вкладыш; 6 — пружина; 7 — винт стопорный; 8 — втулка опорная; 9 — обойма

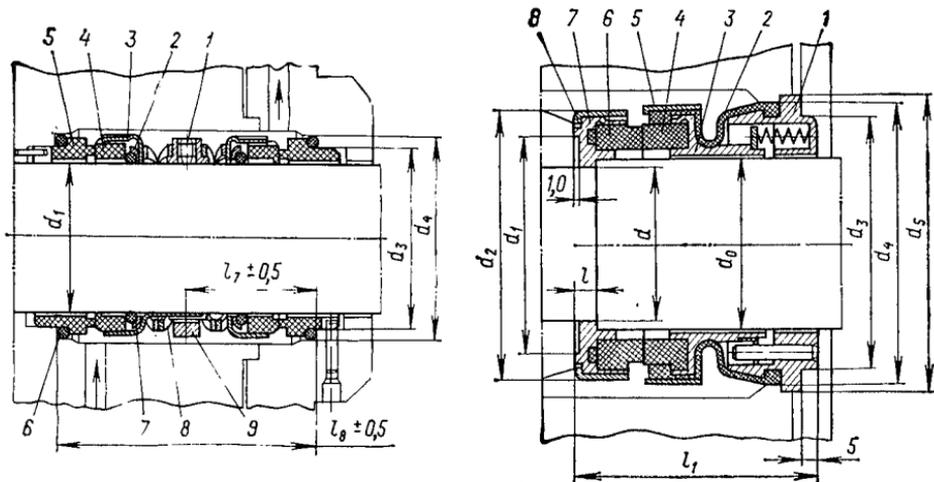


Рис. 1.28. Схема торцового уплотнения типа 231/231:

1 — винт стопорный; 2 — вкладыш; 3 — обойма; 4 — кольцо вращающееся; 5 — кольцо неподвижное; 6, 7 — кольца уплотнительные; 8 — пружина волнистая; 9 — втулка опорная

Рис. 1.29. Схема торцового уплотнения типа 562:

1 — втулка; 2 — силфон; 3 — обойма неподвижная; 4 — кольцо неподвижное; 5 — хомут; 6 — кольцо вращающееся; 7 — обойма вращающаяся; 8 — отбойник

Таблица 1.3. Материал торцовых уплотнений для агрессивных и высокоагрессивных сред

Уплотняемые детали	Материал		Условное обозначение материала
	агрессивные среды	высокоагрессивные среды	
Пара трения	Графит ГАКК 30/63		1
	» АГ-1500, пропитанный сплавом олова и свинца		3
	» ГАКК 55/40		4
	Графитофторопласт Ф4К20	Графитофторопласт Ф4К20	5
	Керамика ЦМ 332	Керамика ЦМ 332	7
Вторичное уплотнение	Фторопласт 4ПН	Фторопласт 4ПН	1
	Основные металлические детали	Сталь 06ХН28МДТ или сплав 36НХТЮ	К Е И
	Сталь 12Х18Н9Т		
	» 10Х17Н13М2Т		
	» 06ХН28МДТ		

562 или 562 и 132 с подачей между ними затворной жидкости под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением. В качестве вторичного уплотнения используют сильфон, защищающий все детали неподвижного поджимного элемента от соприкосновения с абразив-

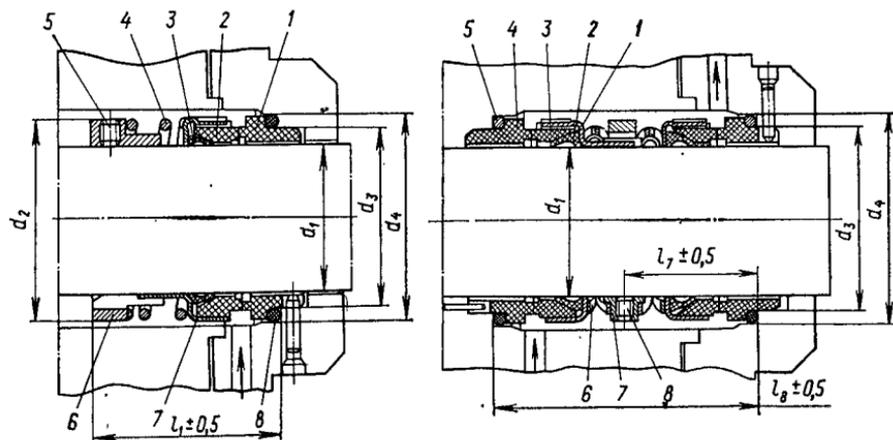


Рис. 1.30. Схема торцового уплотнения типа 113:

1 — кольцо неподвижное; 2 — кольцо вращающееся; 3 — кольцо уплотняющее клино-сферическое; 4 — пружина; 5 — винт стопорный; 6 — втулка упорная; 7 — обойма; 8 — кольцо уплотнительное

Рис. 1.31. Схема торцового уплотнения типа 133/133:

1 — обойма; 2 — кольцо уплотняющее клино-сферическое; 3 — кольцо вращающееся; 4 — кольцо неподвижное; 5 — кольцо уплотнительное; 6 — пружина волнистая; 7 — втулка упорная; 8 — винт стопорный

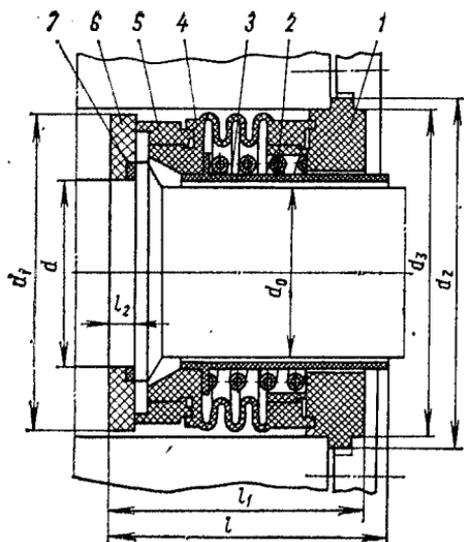


Рис. 1.32. Схема торцового уплотнения типа 422:

1 — фланец; 2 — пружина; 3 — втулка; 4 — сильфон; 5 — кольцо неподвижное; 6 — кольцо вращающееся; 7 — прокладка

ной средой. Непосредственно в среде находится пара трения, изготовленная из высокотемпературных износостойких материалов.

Торцовые уплотнения для агрессивных жидкостей. Эти уплотнения применяют в насосах, перекачивающих органические и неорганические кислоты, растворители, растворы солей, щелочи и другие жидкости, не разрушающие металлические детали уплотнений.

Применяемые в этих уплотнениях материалы приведены в табл. 1.3.

Отличительной особенностью уплотнений этой группы является применение фторопласта в качестве вторичного уплотнения, которое изготовляют в основном в виде конического кольца. При правильно подобранных парах трения применение уплотнений для более агрессивных сред ограничивается только коррозионной стойкостью металлических деталей.

Однорядные торцовые уплотнения типов 113 и 133 (рис. 1.30) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 1 МПа, температуре от -40 до $+100$ °С, объемной концентрации твердых включений до 0,1%. В торцовых уплотнениях типа 113 используют центральную винтовую пружину, типа 133 — волнистую. Уплотнения устанавливают на гладком валу (втулке).

Двойные торцовые уплотнения типа 133/133 и 153/153 (рис. 1.31) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 1 МПа, температуре от -40 до $+200$ °С, объемной концентрации твердых включений до 1,5%. В уплотнении 133/133 используют пружину волнистого типа, в уплотнении 153/153 — набор мелких пружин. Уплотнение устанавливают на гладком валу (втулке).

В камеру уплотнения подают затворную жидкость под давлением, на 0,1—0,15 МПа превышающим давление перекачиваемой жидкости перед уплотнением.

Торцовые уплотнения для высокоагрессивных жидкостей. Эти уплотнения применяют в насосах, перекачивающих неорганические высокоагрессивные кислоты, растворы солей и другие жид-

кости, в которых нестоек металл. Отличительной особенностью уплотнений этой группы является применение фторопластового сальфона, защищающего детали поджимного элемента от соприкосновения с перекачиваемой жидкостью. Единственной металлической деталью в уплотнении является пружина, защищенная от воздействия высокоагрессивных утечек перекачиваемой среды поливинилхлоридной трубкой (табл. 1.3).

Одинарное торцовое уплотнение типа 422 (рис. 1.32) применяют в насосах, перекачивающих жидкости при давлении до 0,3 МПа и температуре от -40 до $+80^{\circ}\text{C}$ с объемной концентрацией твердых включений не более 0,1%.

Таблица 1.4. Размеры (в мм) торцовых уплотнений (кроме типов 422 и 562)

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_0
20	34	29	35	—	24	38	—	—
22	36	31	37	—	26	40	—	—
25	39	34	40	—	30	44	—	20
28	42	37	43	—	33	47	—	22
30	44	39	45	—	35	49	—	—
33	47	42	48	50,5	38	52	55,5	28
40	56	52	58	60,5	45	61	65,5	30
48	64	58	66	68,5	53	69	73,5	38
50	66	62	70	70,5	55	71	75,5	—
55	71	67	75	75,5	60	76	80,5	45
70	90	84	92	95	75	95	100	—
80	104	95	105	109	85	109	114	—
90	114	105	115	119	95	119	124	—
110	134	125	135	140,5	115	139	145,5	—
130	154	145	155	160,5	135	159	165,5	—

l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8
—	37,5	—	—	—	—	—	—
—	37,5	—	—	—	—	—	—
50	40	—	—	—	—	—	—
50	42,5	—	—	—	—	—	—
50	42,5	65	45	50	30	—	—
55	42,5	65	42	50	27	38	76
55	45	75	52	52,5	29,5	42	84
60	45	85	62	52,5	29,5	43	86
60	47,5	85	60	57,5	32,5	43	86
70	47,5	85	60	57,5	32,5	44,5	89
—	60	—	—	70	42	50	100
—	60	—	—	70	42	55,5	111
—	65	—	—	75	47	55,5	111
—	70	—	—	80	50	62	124
—	70	—	—	80	50	62	124

Таблица 1.5. Размеры (в мм) торцовых уплотнений типов 422 и 562

d_0	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	l	l_1	l_2
<i>Уплотнения типа 422</i>									
33	34	76	88	78	—	—	93	74	8
48	49	95	103	97	—	—	98	81	8
55	56	102	112	105	—	—	98	81	8
70	71	118	128	120	—	—	102	85	10
<i>Уплотнения типа 562</i>									
45	40	60	76	75	80	87	7	22	—
55	50	70	86	85	90	97	7	22	—
70	65	85	101	100	105	112	7	22	—
90	85	105	128	125	132	140	9	27	—
110	105	125	148	145	152	160	9	27	—

Габаритные и присоединительные размеры торцовых уплотнений всех типов, кроме 422 и 562, приведены в табл. 1.4; типов 422 и 562 — в табл. 1.5.

Глава 2

ВЫБОР НАСОСА

2.1. ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом параметров, наиболее важные из которых приведены ниже. Необходимые обозначения величин приведены на рис. 2.1.

Подача насоса. Различают объемную и массовую подачу насоса.

Объемная Q (массовая Q_m) подача — это объем (масса) жидкости, подаваемой насосом через напорный патрубок в единицу времени. При этом не учитывают потоки жидкости внутри насоса (например, протечки через уплотнения и разгрузочные устройства). Сумму подачи и внутренних протечек называют *идеальной подачей* насоса [4].

Объемную подачу насоса обычно измеряют в $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{м}^3/\text{ч}$; $\text{л}/\text{с}$; $\text{л}/\text{мин}$; массовую — в $\text{кг}/\text{с}$; $\text{т}/\text{ч}$; $\text{т}/\text{сут}$.

Подачу измеряют с помощью расходомерного устройства, установленного на напорном трубопроводе. При использовании

сужающего устройства (диафрагма, сопло) объемная подача определяется выражением

$$Q = c \sqrt{h_1},$$

где c — постоянная сужающего устройства, которую можно подсчитать на основании «Правил» [16] или определить экспериментально; h_1 — перепад давления на дифманометре.

Объемная и массовая подачи связаны соотношением

$$Q_m = \rho Q,$$

где ρ — плотность жидкости.

В отдельных случаях на практике выделяют следующие виды подачи: номинальную ($Q_{\text{ном}}$) — подачу по техническому паспорту насоса; оптимальную ($Q_{\text{опт}}$) — подачу в режиме максимального к. п. д. насоса; минимальную ($Q_{\text{мин}}$) — минимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации; максимальную ($Q_{\text{макс}}$) — максимально допустимую по условиям эксплуатации.

Для эксплуатации представляет интерес отклонение подачи — разность между действительной подачей насоса и подачей, заданной для данного давления.

Давление, удельная работа, напор насоса. Давление (или вакуум) на входе в насос измеряют мановакуумметром, на выходе — манометром.

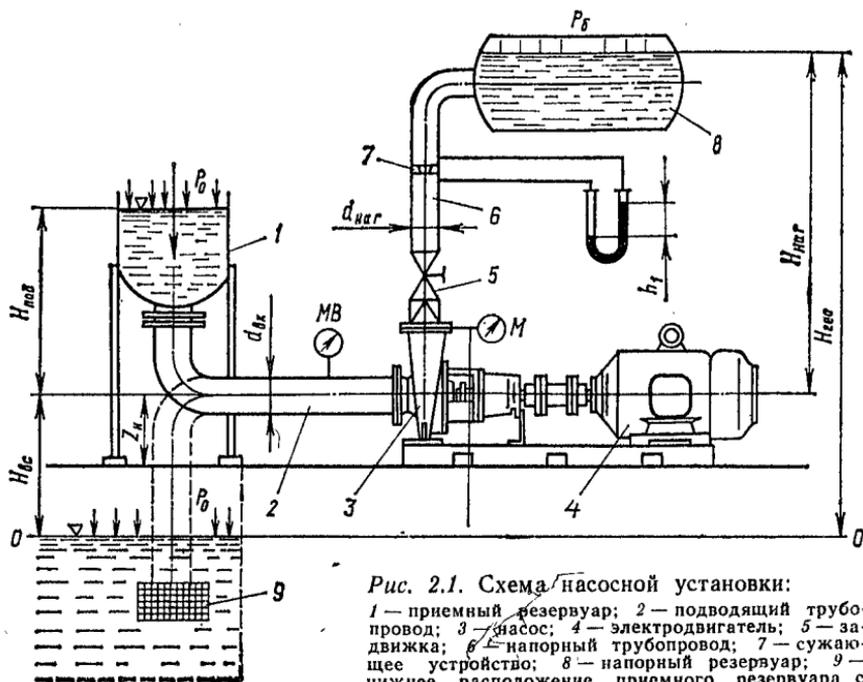


Рис. 2.1. Схема насосной установки:

1 — приемный резервуар; 2 — подводящий трубопровод; 3 — насос; 4 — электродвигатель; 5 — движка; 6 — напорный трубопровод; 7 — сужающее устройство; 8 — напорный резервуар; 9 — нижнее расположение приемного резервуара с фильтром; MB — мановакуумметр; M — манометр

Давление насоса определяется зависимостью

$$P = P_k - P_n + \rho(v_k^2 - v_n^2)/2 + \rho g(Z_k - Z_n),$$

где P_k и P_n — абсолютные давления на выходе и входе насоса, Па; v_k и v_n — скорости жидкости на выходе и входе насоса, м/с; Z_k и Z_n — высоты (м) точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (плоскость 0—0 на рис. 2.1).

При эксплуатации необходимо обращать внимание на значение предельного давления насоса — наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана его конструкция. Для некоторых типов насосов в технической документации оговаривается допустимое значение максимального давления на входе в насос.

Удельная работа насоса — работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды (ГОСТ 17396—72). В соответствии с этим определением удельная работа насоса — работа, совершаемая валом насоса, эквивалентная энергии, получаемой им от двигателя. Она расходуется на увеличение энергии жидкости, ее перемещение, покрытие потерь внутри насоса.

Полезная удельная работа $L_{\text{п}} = P/\rho$ отличается от удельной работы на величину потерь энергии внутри насоса.

Напор насоса — высота столба жидкости, подаваемой насосом, эквивалентная давлению насоса:

$$H = (P_k - P_n)/(\rho g) + Z_k - Z_n + (v_k^2 - v_n^2)/(2g).$$

Если, например, в процессе работы изменится температура перекачиваемой жидкости, то напор останется неизменным, а показания манометров (давление насоса) изменятся.

Напор насоса представляет собой сумму разностей удельных (отнесенных к единице массы) энергий перекачиваемой жидкости на выходе и входе насоса: энергии давления $(P_k - P_n)/(\rho g)$, энергии положения $Z_k - Z_n$ и кинетической $(v_k^2 - v_n^2)/(2g)$.

В отдельных случаях на практике выделяют следующие виды напора: номинальный ($H_{\text{ном}}$) — напор насоса по техническому паспорту; оптимальный ($H_{\text{опт}}$) — напор при максимальном к. п. д. насоса; напор H_0 — при нулевой подаче ($Q=0$).

Для эксплуатации представляет интерес отклонение напора насоса — разность фактического напора насоса и заданного для данной подачи.

Обычно величины $(Z_k - Z_n)$ и $(v_k^2 - v_n^2)/(2g)$ пренебрежимо малы по сравнению с энергией давления. Поэтому напор насоса ориентировочно можно оценить по показаниям манометров на выходе и входе насоса: $H = (P_k - P_n)/(\rho g)$.

Кавитационный запас. Работу насоса без кавитации на входе в него может обеспечить избыток напора сверх величины $H_{\text{н}} = P_{\text{н}}/(\rho g)$, определяемый давлением $P_{\text{н}}$ насыщенного пара при

температуре перекачиваемой жидкости. Этот избыток напора носит название кавитационного запаса и определяется зависимостью

$$\Delta h = (P_{\text{п}} + \rho v_{\text{п}}^2/2 - P_{\text{п}})/(\rho g),$$

Кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения его основных параметров, называют *допускаемым кавитационным запасом* $\Delta h_{\text{доп}}$.

Характерным параметром, определяющим работу насоса на стороне всасывания, является вакуумметрическая высота всасывания:

$$H_{\text{в}} = P_0 - (P_{\text{п}} + \rho v_{\text{п}}^2/2)/(\rho g),$$

где P_0 — давление окружающей среды (абсолютное давление атмосферы).

Вакуумметрическую высоту всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных параметров, называют *допускаемой вакуумметрической высотой всасывания* $H_{\text{в доп}}$.

Величина $H_{\text{в}}$ связана с геометрической высотой всасывания $H_{\text{вс}}$ (см. рис. 2.1), которая представляет собой разность высот уровня жидкости в приемном резервуаре и центром тяжести входного сечения в рабочее колесо насоса. Если уровень жидкости в приемном резервуаре расположен выше центра тяжести указанного входного сечения, величину $H_{\text{под}}$ называют *подпором* (отрицательная геометрическая высота всасывания).

Кавитационный запас в значительной мере зависит от частоты вращения n , подачи Q и формы проточной части насоса.

Для самовсасывающих насосов характерной величиной является высота самовсасывания — возможная высота самозаполнения подводящего трубопровода насосного агрегата в метрах.

Мощность. Коэффициенты полезного действия. *Полезная мощность насоса* — мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде:

$$N_{\text{п}} = QP \quad \text{или} \quad N_{\text{п}} = Q_{\text{м}}L_{\text{п}},$$

где Q — объемная подача насоса, м³/с; P — давление насоса, Па; $Q_{\text{м}}$ — массовая подача насоса; кг/с; $L_{\text{п}}$ — полезная удельная работа насоса, Дж/кг; $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса, Вт.

С учетом известных связей между P , $L_{\text{п}}$ и напором H насоса эти формулы приводят к общему виду

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H / 1000.$$

Мощность насоса N — мощность, потребляемая насосом (подводимая на вал насоса от двигателя). Очевидно, $N > N_{\text{п}}$ на величину потерь мощности в насосе.

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = N_{\text{п}}/N,$$

или

$$N = N_{\text{п}}/\eta = \rho g Q H / (1000 \eta).$$

В практике различают следующие характерные значения мощностей: номинальную (паспортную) $N_{\text{ном}}$ — мощность насоса при $Q_{\text{ном}}$, $H_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$; оптимальная $N_{\text{опт}}$ — в режиме насоса с максимальным к. п. д.; при нулевой подаче N_0 — в режиме с $Q = 0$.

Мощность насосного агрегата $N_{\text{а}}$ — мощность, потребляемая насосным агрегатом (в случае электрического привода насоса $N_{\text{а}}$ — электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}},$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_{\text{г}} = 0,90 - 0,96$); $\eta_{\text{об}}$ — объемный к. п. д. насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей — полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях центробежных насосов $\eta_{\text{об}} = 0,96 - 0,98$); $\eta_{\text{мех}}$ — механический к. п. д., характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{\text{мех}} = 0,80 - 0,94$).

Значения к. п. д. современных динамических насосов лежат в пределах 0,6—0,9.

Для оценки насосного агрегата в целом служит к. п. д. агрегата (насосной установки) $\eta_{\text{а}}$, вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода насоса мощность агрегата — электрическая мощность на клеммах двигателя).

Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче, поэтому $\eta_{\text{а}} < \eta$.

Мощность приводного двигателя выбирают на основе приведенной выше формулы, но с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель при любых режимах, его мощность выбирают с запасом $N_{\text{дв}} = kN$, где $k = 1,1 - 1,5$ (запас тем больше, чем меньше N).

2.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме — в виде характеристик.

Характеристикой насоса называют графические зависимости основных его параметров от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения ротора, вязкости и плотности жидкости на входе в насос (рис. 2.2).

В динамических насосах при постоянных частоте вращения, размерах рабочих органов, вязкости и плотности существует определенная зависимость параметров от подачи Q (рис. 2.2, а). Кривая $H=f(Q)$, называемая *напорной характеристикой*, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Характеристики насоса обычно получают экспериментально. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса; кривая $H_B(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

По характеристикам выделяют режимы: *оптимальный* — режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д.; *номинальный* — режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса; номинальный режим должен находиться в рабочей части характеристики.

Рабочая часть характеристики — зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация (на рис. 2.2, б ограничена пунктиром). Рабочая часть характеристики определяется допустимым значением снижения к. п. д. на 2—3% максимального его значения.

Форма характеристики насоса зависит от конфигурации проточной части насоса, соотношения кинематических параметров потока в проточной части, вязкости и т. п. Всякое искусственное изменение формы характеристики путем воздействия на проточную часть связано со снижением к. п. д. насоса.

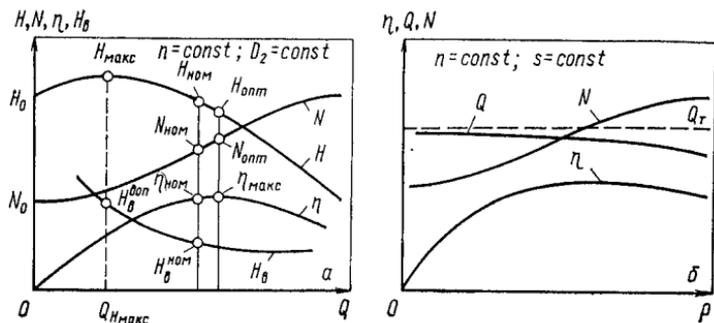


Рис. 2.2. Характеристики лопастных (а) и объемных (б) насосов

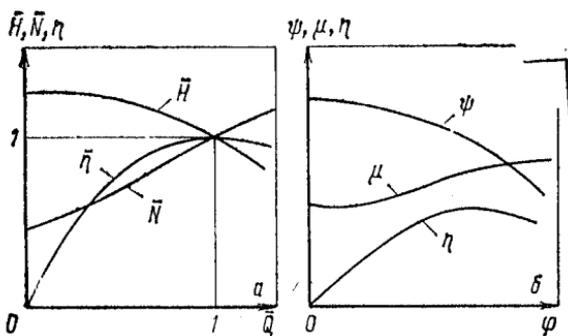


Рис. 2.3. Безразмерные характеристики насосов:

a — относительная; *b* — коэффициентная

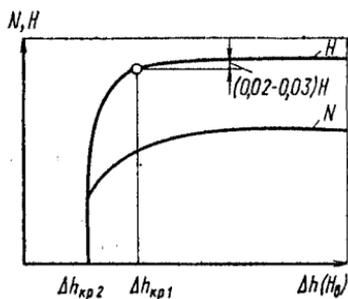


Рис. 2.4. Кавитационная характеристика насоса ($Q = \text{const}$, $n = \text{const}$)

В общем случае напорная характеристика $H(Q)$ представляет собой кривую, дающую снижение напора при увеличении подачи. Степень снижения напора характеризуется крутизной напорной характеристики, которая определяется выражением $(H_{\text{макс}} - H_{\text{онт}}) / H_{\text{онт}}$.

Характеристика $\eta(Q)$ имеет максимум в оптимальном режиме. Для центробежных насосов она имеет более пологую форму (широкий диапазон рабочей части характеристики).

Характеристика допустимой вакуумметрической высоты всасывания представляется непрерывно падающей кривой.

В насосах объемного типа отсутствует резко выраженная зависимость подачи Q от развиваемого давления (рис. 2.2, б).

Теоретически подача остается постоянной при любом давлении (насос имеет жесткую характеристику). Однако в действительных условиях при повышении давления подача несколько уменьшается за счет увеличения утечек. Мощность с увеличением давления в области высокого к. п. д. возрастает практически линейно. Пологая форма кривой $\eta(P)$ обеспечивает широкую рабочую часть характеристики. Жесткая характеристика насоса выгодна в особенности при перекачивании вещества с вязкостью, изменяющейся во время эксплуатации.

В лопастных насосах используют безразмерные характеристики следующих двух типов (рис. 2.3).

Относительная характеристика (рис. 2.3, а) удобна при сравнении насосов разной конструкции. Ее получают отнесением текущих значений характеристики к параметрам оптимального режима:

$$\bar{Q} = Q/Q_{\text{опт}}; \quad \bar{H} = H/H_{\text{опт}}; \quad \bar{N} = N/N_{\text{опт}}; \quad \bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{макс.}}$$

Коэффициентная характеристика (рис. 2.3, б) удобная для сравнения геометрически подобных насосов.

Обычно для серии подобных насосов дается одна безразмерная характеристика. Безразмерные коэффициенты подачи φ , напора ψ , мощности μ определяются соотношениями:

$$\varphi = Q/(\pi D_2 b_2 u_2); \quad \psi = 2gH/u_2^2; \quad \mu = \psi\varphi,$$

где D_2 — наружный диаметр рабочего колеса, м; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе, м; u_2 — окружная скорость на выходе рабочего колеса, м/с.

Всасывающую способность динамических насосов оценивают *кавитационными характеристиками*, которые представляют собой графические зависимости основных параметров H и N от кавитационного запаса при постоянных значениях частоты вращения, подачи, вязкости и плотности (рис. 2.4). Характеристики получают при испытании насосов не менее чем для трех режимов работы: $Q = Q_{\text{опт}}$; $Q \geq 1,25Q_{\text{опт}}$; $Q \leq 0,75Q_{\text{опт}}$.

Состояние $\Delta h_{\text{кр1}}$ называют кавитационным режимом насоса, при котором начинается заметное изменение параметров насоса. По значению $\Delta h_{\text{кр1}}$ определяют $H_{\text{в.кр}}$. Допускаемые значения вакуумметрической высоты всасывания определяют по соотношению $H_{\text{в.доп}} = AH_{\text{в.кр}}$ (где $A = 1,0-1,6$).

Для самовсасывающих насосов экспериментально определяют *характеристику самовсасывания*— графическую зависимость подачи газа, удаляемого самовсасывающим насосным агрегатом из подводящего трубопровода, от давления на входе в насос.

Работу насоса можно рассматривать в совокупности с технологической линией или отдельной ее системой (частью линии), а также более локальной сетью трубопроводных коммуникаций, параметры которых взаимосвязаны с параметрами насоса.

Характеристикой сети называют графическую зависимость напора в сети H_c от расхода Q .

Графически установленное рабочее состояние системы «насос — сеть» определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети, которую называют рабочей точкой. Для известных характеристик насоса и сети может быть только одна рабочая точка, определяющая устойчивый рабочий режим системы. По условиям эксплуатации расход сети может меняться, при этом будет меняться и напор в сети и, следовательно, положение рабочей точки. Всякое новое положение рабочей точ-

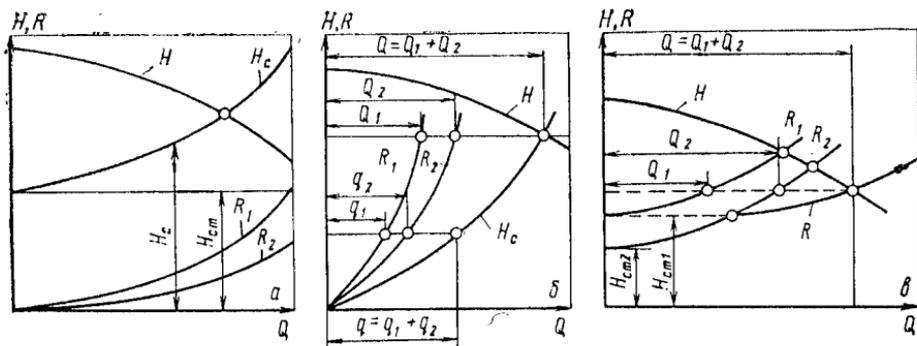


Рис. 2.5. Характеристики насоса и системы с двумя последовательными (а) и параллельными (б) горизонтальными участками и с двумя параллельными участками, расположенными на различных отметках (в)

ки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

Работу насосной установки регулируют с целью изменения основных ее параметров — подачи Q и напора H ; при этом меняются и значения N и η .

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (с изменением характеристик сети) или же на насос (с изменением формы и положения характеристик насоса).

Регулирование характеристики сети. В общем случае ординаты характеристики сети представляют собой сумму напоров: статического $H_{ст}$ и динамического, равного гидравлическому сопротивлению сети R . Сеть может быть с замкнутой схемой циркуляции, когда насос обеспечивает только циркуляцию жидкости в ней. В этом случае независимо от давления в системе насос преодолевает только гидравлическое сопротивление сети.

Трубопроводная сеть может состоять из нескольких участков разной длины и различного диаметра, соединенных последовательно или параллельно и расположенных на различных отметках.

При последовательном соединении участков характеристику сети получают суммированием их сопротивлений при данной подаче. На рис. 2.5, а показан график работы насоса на сеть при статическом напоре $H_{ст}$ и гидравлических сопротивлениях двух последовательно включенных участков трубопроводов R_1 и R_2 :

$$H_c = H_{ст} + R_1 + R_2.$$

При параллельном соединении участков трубопроводов абсциссы характеристики сети получают суммированием расходов жидкости, проходящей через отдельные участки при постоянном напоре. На рис. 2.5, б показан график работы насоса на сеть, состоящую из двух параллельно соединенных горизонтальных

участков с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 . Характеристика может быть найдена суммированием произвольно задаваемых подач: $q = q_1 + q_2$. Общая подача и подача через каждый из участков сети равны соответственно Q , Q_1 и Q_2 .

На рис. 2.5, в рассмотрен случай, где каждый из параллельно соединенных участков с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 имеет свой статический напор $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$, поскольку участки расположены на разных отметках. В этом случае характеристика сети представляет собой ломаную кривую, которая состоит из характеристики R_2 до пересечения ее с линией статического напора $H_{ст1}$, а затем из кривой, получаемой суммированием подач.

Регулирование воздействием на систему осуществляют разными способами.

Дроссельное регулирование. Это наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования (рис. 2.6), который осуществляется с помощью дросселя, расположенного на напорной линии насоса (обычно вблизи него). По мере закрытия дросселя увеличивается гидравлическое сопротивление и соответственно уменьшается подача. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети. Равновесие в любой точке i наступит, когда напор насоса станет равным

$$H_i = H'_{ci} + h_{pi},$$

где h_{pi} — переменное сопротивление дросселя.

Изменяя положение дроссельного органа i , следовательно, h_{pi} , можно получить любую подачу, соответствующую полному открытию.

Этот способ регулирования неэкономичен, так как сопровождается потерей в дроссельном органе части напора, создаваемого насосом. Потери минимальны при пологой форме напорной ха-

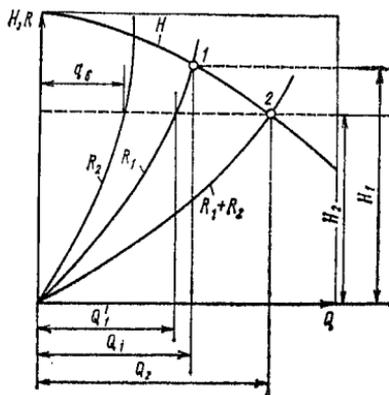
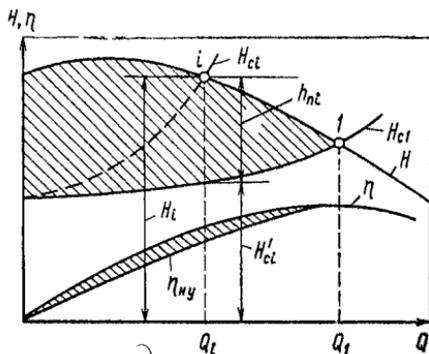


Рис. 2.6. Дроссельное регулирование характеристики

Рис. 2.7. Регулирование характеристики перепуском (байпасированием)

характеристики насоса. Поскольку при таком способе регулирования полезно используются в сети только напор H_{c1} , то к. п. д. регулируемой насосной установки $\eta_{н.у}$ будет меньше к. п. д. насоса:

$$\eta_{н.у} = \eta H_{c1}/H.$$

Очевидно, чем больше статический напор H_{c1} в общем значении напора сети, тем меньше потери напора в дросселе для данной подачи и тем выше к. п. д. насосной установки. Вследствие больших значений местной скорости регулирующей орган (дроссельный клапан) быстро изнашивается и возникает опасность неплотного закрытия его при остановке насоса. Дросселирование на всасывающей линии не нашло практического применения из-за опасности возникновения кавитации.

Регулирование перепуском (байпасирование). При таком способе регулирования требуемая подача системы достигается перепуском части подачи насоса из напорной линии в линию всасывания. При включении в сеть добавочной линии R_2 , параллельной основной линии R_1 (рис. 2.7), характеристика системы будет уже не R_1 , а $R_1 + R_2$, и вместо рабочей точки 1 появится новая рабочая точка 2. При этом напор снизится с H_1 до H_2 , а подача насоса возрастет с Q_1 до Q_2 , однако снижение напора насоса, естественно, вызовет уменьшение расхода жидкости через основную линию 1 от Q_1 до требуемого $Q_1' = Q_2 - q_6$.

Регулирование характеристики насоса. Возможность воздействия на насос с целью изменения его характеристики должна быть предусмотрена в конструкции насосного агрегата.

Регулирование изменением частоты вращения. Этот способ возможен при использовании в качестве привода двигателей с регулируемой частотой вращения. К таким двигателям относятся электродвигатели постоянного тока, паровая турбина, двигатели внутреннего сгорания и асинхронные двигатели с фазным ротором или регулируемой частотой тока, допускающие плавное изменение частоты вращения.

При изменении частоты вращения n_i напорные характеристики насоса $H = f(Q)$ представляют собой конгруэнтные кривые (рис. 2.8), и рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи Q_{pi} . При крутых характеристиках системы H_c и малых значениях $H_{ст}$ этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного действия насосной установки $\eta_{н.у}$ примерно равен к. п. д. насоса η_i при частоте вращения n_i .

Регулирование с помощью входного направляющего аппарата. Применяя входной направляющий аппарат с поворотными лопатками, можно изменять подкрутку потока на входе насоса, что соответственно изменяет значение развиваемого напора.

Рис. 2.8. Регулирование характеристики изменением частоты вращения насоса

Одним из способов регулирования расходов потребителя является совместная работа насосов на общую сеть.

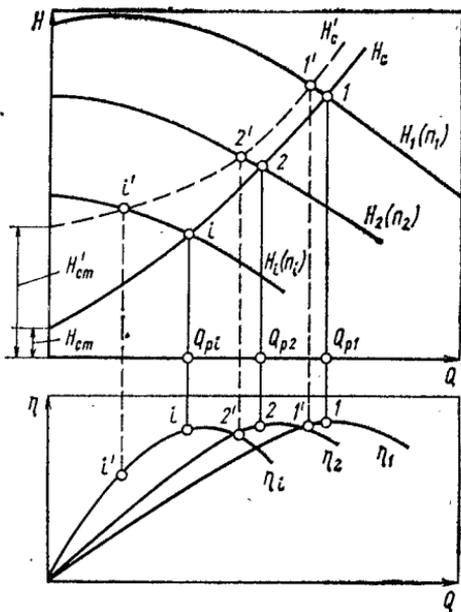
Параллельная работа насосов. Параллельную работу насосов в общую сеть (рис. 2.9, а) применяют для увеличения подачи. Для параллельной работы более всего подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками при крутизне, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различающимися характеристиками и насосы разных типов (например, центробежные и поршневые).

Общую характеристику группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получают суммированием абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат ($H_i = \text{const}$). Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы H_c определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что $Q_{1+2} < (Q_1 + Q_2)$, т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы их расходов при индивидуальной работе каждого насоса на ту же сеть.

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов с одинаковой частотой вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах.

Для устойчивой работы насосы должны иметь стабильную напорную характеристику. При параллельном соединении насосов с нестабильной характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы, и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между насосами.

Последовательная работа насосов. Последовательное соединение насосов (рис. 2.9, б) применяют для увеличения напора в системе при значительном изменении подачи. Насосы могут располагаться в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный питательный насосы) и могут быть уда-



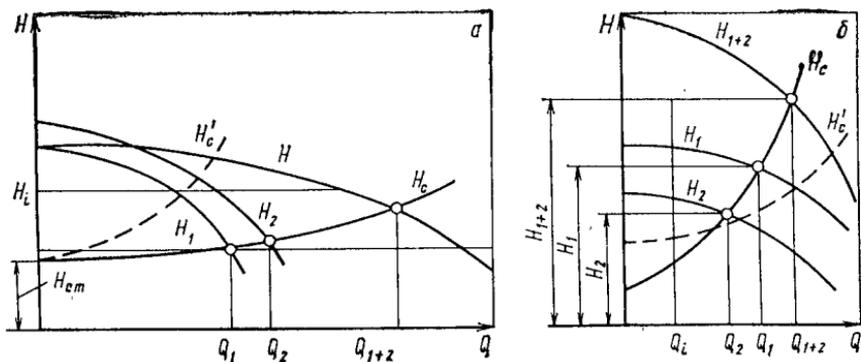


Рис. 2.9. Характеристики совместной работы двух насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединении

лены на значительное расстояние (шахтные водоотливные установки).

Общую напорную характеристику строят суммированием ординат характеристик отдельных насосов для постоянных абсцисс ($Q_i = \text{const}$).

Последовательное соединение насосов экономически оправданно при крутых характеристиках системы с малым $H_{ст}$.

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически невыгодно. Более целесообразно регулирование изменением n одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов ограничено прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

2.3. ФАКТОРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ ВЫБОРА НАСОСА

Все факторы, влияющие на выбор насоса, можно разделить на пять групп: назначение насоса и схема установки; гидравлические параметры системы; свойства перекачиваемой среды; условия обращения с перекачиваемыми средами; монтаж, обслуживание и эксплуатация насосного агрегата.

Назначение насоса и схема установки. Ознакомившись с основными типами насосов, приступают к разработке схемы установки (или группы установок), в которой работает насос. Хотя назначением насоса является перекачивание, цели перекачивания могут быть различны: опорожнение или заполнение емкостей; перемещение материалов в различных технологических процессах в химической, горной и других отраслях; циркуляция жидкости по замкнутому контуру (например, движение жидких тепло-

носителей или хладоагентов); циркуляция воды в парогенераторах; поддержание давления в системах (например, подпитка котлов); смешение; разделение и дозирование продуктов и др. [5].

Условия, в которых находится перекачиваемая жидкость, также очень важны. Насос может забирать жидкость из открытых резервуаров или естественных водоемов. Емкости и резервуары могут быть закрытыми, и жидкость может находиться в них под давлением паров или же под иным давлением. Наконец, в отдельных случаях емкостей вообще может не быть, как, например, в некоторых циркуляционных и пожарных системах.

Описание схемы установки должно содержать подробные сведения о соединительных трубопроводах — их длине, диаметрах, размерах горизонтальных и вертикальных участков, поворотах, вентилях, задвижках, тройниках и другой арматуре, а также о материале труб.

Все перечисленные факторы в совокупности определяют сопротивление системы, которое должен преодолеть выбранный насос, обеспечив при этом требуемые параметры транспортирования.

Гидравлические параметры системы. Сопротивление системы (требуемый напор) зависит от ее геометрических размеров, давлений и расхода жидкости. Напор, развиваемый насосом, также зависит от расхода. Поэтому условием устойчивой совместной работы насоса и системы является равенство количества жидкости, протекающей через насос и систему в единицу времени. Оно возможно только в том случае, когда напор, создаваемый насосом, в точности соответствует напору, теряемому в системе при данном расходе.

К параметрам системы относятся: номинальная, минимальная и максимальная подача (расход жидкости); напор; минимальная и максимальная высота всасывания; давление в системе (во всасывающем патрубке насоса).

Подачу насоса обычно рассчитывают исходя из потребностей производства; она является тем единственным параметром, который интересует потребителя. Пренебрежение остальными параметрами приводит к многочисленным ошибкам при выборе насосов. Подача и напор насоса зависят от сопротивления системы, в которой насос установлен. Сопротивление систем следует определять по возможности точно. Склонность проектантов принимать большие коэффициенты запаса по напору приводит к тому, что насос, установленный в линии с меньшим сопротивлением, будет обеспечивать подачу, превышающую требуемую, т. е. будет работать в режиме перегрузки.

Если по условиям производства допустимо применение задвижки на напорной линии, или регулирующего элемента, указанная ошибка проектанта может быть исправлена, хотя регули-

рование задвижкой основано на введении дополнительных потерь и потому весьма неэкономично. Если же применение задвижки недопустимо (при перекачивании жидкостей со взвесями), то для устранения ошибок необходимо разобрать насос и сделать обрезку рабочих колес. Как правило, на производствах такие меры не принимаются. Поэтому подавляющее большинство насосов для перекачивания сред, где затруднено использование задвижек, работает в режимах, сильно отличающихся от расчетных и оптимальных.

Два других параметра — высота всасывания и давление во всасывающем патрубке — также очень важны. Насос, выбранный без их учета, даже при работе в оптимальном режиме может выйти из строя гораздо раньше положенного срока вследствие кавитации. Работа в режимах перегрузки (при больших подачах) также часто приводит к возникновению кавитации.

Условия обращения с перекачиваемыми средами. Эти условия дают дополнительные сведения о требованиях к характеру потока или об особенностях процессов и могут существенно влиять на выбор насоса. В большинстве случаев к потоку не предъявляют никаких особых требований. Однако иногда требуется осторожное обращение с продуктом («щадящее» перекачивание). В некоторых случаях продукт не должен загрязняться извне (через уплотнение), не должен попадать в окружающее пространство (радиоактивные или ядовитые вещества), не должен контактировать с металлами. Здесь же могут быть учтены требования к допустимой пульсации потока, к самовсасыванию. Все эти условия, хотя и встречаются редко, могут резко ограничить число возможных типов насосов.

Свойства перекачиваемой среды. Свойства перекачиваемой среды в значительной степени определяют конструкцию насоса и материал для изготовления деталей проточной части. Они могут изменяться как с течением времени или с изменением внешних условий, так и под действием самого процесса перекачивания. Продукт может приобретать дополнительные свойства в результате обработки технологических линий, например после промывки их какими-либо средствами, свойства которых могут сильно отличаться от свойств перекачиваемой среды. Часто при выборе материала ориентируются на материал другого оборудования, установленного в той же технологической линии, что и насос. При этом следует иметь в виду, что течение жидкости может значительно ускорить процессы коррозии (тем более при больших скоростях течения, как в насосе).

Одной из важнейших физических характеристик перекачиваемой среды является вязкость, которая не всегда остается постоянной. Строго говоря, вязкость всегда изменяется с изменением температуры под действием либо внешнего источника, либо от энергии, выделенной в самом насосе. Густые и вязкие жидкости

невозможно перекачивать с теми же скоростями, что и воду. Чем выше вязкость, тем медленнее работает насос.

В зависимости от изменения вязкости при постоянной температуре различают следующие пять категорий жидкости:

1) ньютоновские (обычные) жидкости, вязкость которых обычно не зависит от скорости сдвига; к таким жидкостям относятся вода, минеральные масла, жидкие металлы, многие химические жидкости;

2) тиксотропные жидкости, вязкость которых падает по мере увеличения скорости сдвига; к жидкостям такого типа относятся разбавленная целлюлоза, клей, краски, жиры, густые нефтепродукты, битум, чернила, парафины;

3) дилатантные жидкости, вязкость которых увеличивается по мере возрастания скорости сдвига; они становятся значительно гуще, пока воздействие продолжается, но обычно приходят в первоначальное состояние сразу после прекращения воздействия. К таким жидкостям относятся глина и глинистые растворы, шлаки, кондитерские вещества и крахмал;

4) коллоидные жидкости, вязкость которых падает по мере роста скорости сдвига и после его прекращения не достигает исходного значения. Это — шампуни, смесь с водой или маслом, спиртные напитки;

5) реопектичные жидкости, вязкость которых увеличивается с ростом скорости сдвига, но не превышает некоторого предельного значения, как, например, в пульпе и ряде химических составов.

Динамические насосы предназначены для перекачивания маловязких жидкостей. В ряде случаев динамическими насосами можно перекачивать жидкости, вязкие при нормальных температурах, но маловязкие при повышенных. Поэтому очень важно знать вязкость перекачиваемой среды при нормальной и рабочей температурах.

По химическим свойствам жидкости можно разделить на нейтральные, коррозионноактивные, горючие, ядовитые и радиоактивные. Выбор материала насоса обусловлен химическим составом (формулой), концентрацией и значением рН жидкости. Особенно важен тщательный анализ компонентов при перекачивании смесей химических веществ. Растворенный в перекачиваемой жидкости кислород может ускорить ход химических реакций, и его содержание также необходимо учитывать.

Перекачиваемые среды могут содержать газообразные и твердые включения, что значительно усложняет процесс перекачивания.

Большинство центробежных насосов не может перекачивать жидкости, содержащие более 5% (об.) газообразных включений. Однако специальные конструкции допускают содержание газов

до 50% (об.), а для объемных насосов в этом отношении практически нет ограничений.

При содержании в жидкости более 3% (об.) твердых веществ она может быть отнесена к разряду взвесей, и для ее перекачивания требуется специальный насос. Для его выбора необходимо знать характеристику твердых включений: размер частиц (коллоидные, мелко- или крупнодисперсные, мелко- или крупнокусковые); форму частиц (круглые, угловатые, чешуйчатые и т. д.); твердость материала частиц (мягкие или средней твердости, твердые или очень твердые); объемное или массовое содержание твердых включений; их плотность.

Принято относить к суспензиям жидкости со средними и крупными включениями. Для получения суспензии твердая фаза должна смешиваться с достаточным количеством жидкости. Если плотности твердой и жидкой фаз близки, суспензия образуется при минимальных скоростях потока. Если же плотности сильно различаются, то для предотвращения выделения твердой фазы из смеси необходимо увеличивать скорости течения.

В мелкодисперсных растворах осаждение твердой фазы происходит медленно либо не происходит вообще, а сами растворы могут обладать или не обладать абразивными свойствами.

В отдельных случаях частицы могут образовывать комки и забивать проходные сечения насосов. Если частицы легче жидкости, также возможна закупорка насосного тракта. Поэтому должны быть известны такие свойства перекачиваемых жидкостей, как склонность к агломерации частиц, образованию отложений, налипанию и схватыванию, кристаллизации и т. п.

К физическим свойствам жидкости относятся также: температура (рабочая, диапазон изменения, воспламенения, затвердения), плотность жидкости и смеси, давление паров жидкости или отдельных составных частей.

Монтаж, обслуживание и эксплуатация насосного агрегата. При формулировании требований к выбираемому насосу в отношении его экономичности, надежности и долговечности необходимо учесть следующие факторы:

расположение насоса (вертикальный или горизонтальный); тип помещения для установки насоса (открытое, закрытое); климатические условия; периодичность или непрерывность работы; тип привода (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания и т. п.); регулирование привода (требуется или нет; если требуется, то ступенчатое или бесступенчатое); затраты на ремонт, демонтаж и эксплуатацию; стоимость насоса; потребность в запасных частях и площади для их хранения; наличие квалифицированного обслуживающего персонала; периодичность обслуживания; опыт работы других насосов на данной позиции; опыт работы данного насоса в аналогичных условиях; опыт специали-

стов, выбирающих насос; репутация изготовителя насосов в отношении качества изготовления и ремонта; число насосов подобного типа или марки, уже установленных на данном производстве; степень стандартизации с другими насосами; наличие грузоподъемных средств.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ НАСОСОВ

3.1. ВВОД В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

Подготовка фундамента. Сооружение фундаментов следует производить в соответствии со СНиП III В-1—70 «Бетонные и железобетонные конструкции монолитные. Правила производства и приемки работ».

Бетон, применяемый для сооружения фундаментов, должен соответствовать указаниям проекта, но быть не ниже марки 100 (где 100 — предел прочности на сжатие в кгс/см²).

Перед монтажом насосов необходимо проверить правильность разбивки осей и высотных отметок, а также соответствие фактических размеров фундаментов проектным. Одновременно проверяют расположение закладных деталей анкерных болтов или колодцев для них. Отклонения фундамента от проектных размеров не должны превышать допустимых значений (в мм), указанных ниже:

Плоскостей и линий их пересечения от вертикали или от проектного наклона на всю высоту конструкции	±20
Горизонтальных плоскостей на всю плоскость выверяемого участка	±20
Местные отклонения поверхности бетона от проектной при проверке конструкций рейкой длиной 2 м (кроме опорных поверхностей)	±5
Длины или пролета элементов	±20
Размеров поперечного сечения элементов	+6; —3
Отметок поверхностей и закладных частей, служащих опорами для металлических или сборных железобетонных колонн и других сборных элементов	—5
Расположения анкерных болтов:	
в плане внутри контура опоры	+5
в плане вне контура опоры	+10
на высоте	+20

Фундаменты, на которые устанавливают насосы с последующей подливкой раствора (что должно быть оговорено в черте-

жах), сдают под монтаж забетонированными до уровня, на 50—80 мм ниже проектной отметки опорной поверхности, а в местах выступающих ребер жесткости — на 50—80 мм ниже отметки этих ребер.

Марку бетона или раствора для подливки принимают в соответствии с проектной, но не ниже марки бетона фундамента. При температуре окружающего воздуха ниже 5 °С следует производить подогрев слоя подливки.

Перед подливкой оборудования фундамента должны быть обдуты сжатым воздухом и увлажнены. Не допускается скопление воды в прямых и нишах.

Поверхность фундамента, выступающая за опорную плиту, после подливки должна иметь уклон не менее 1 : 50 в наружную сторону и должна быть защищена маслостойким покрытием.

Отклонение забетонированного анкерного болта от вертикали по всей высоте выступающей части не должно превышать 1,5 мм.

На фундаменте необходимо разметить и выровнять площадки для пластин под регулировочные винты и уложить на них по одной пластине. Отклонение поверхности площадок от горизонтали (уклон) допускается не более 10 мм на 1 м, а высотные отметки верха пластин не должны отличаться более чем на 10 мм [6]. На поверхности фундамента, подлежащей подливке бетонной смесью, должна быть выполнена насечка.

Для предварительной установки оборудования и заводки фундаментных болтов в станину на фундамент между пластинами следует уложить деревянные брусья. Перед окончательной установкой оборудования на регулировочные винты брусья нужно убрать.

Стержни фундаментных болтов должны быть очищены от грязи, ржавчины, окалины. Запрещается мыть стержни болтов керосином или солярным маслом, а также смазывать их машинным маслом.

При загрязнении резьбу нужно очистить, промыть растворителем, протереть, смазать консистентным маслом и прогнать гайку.

Перед монтажом законсервированные поверхности оборудования следует очистить от консервирующих покрытий и смазок (которые следует удалить деревянными скребками), протереть ветошью, смоченной уайт-спиритом или бензином, а затем чистыми сухими тряпками. Таким же образом следует удалить масляные пятна с опорных поверхностей, соприкасающихся при подливке с бетоном. С окрашенных опорных поверхностей необходимо удалить краску металлическими щетками.

При выверке и креплении необходимо обеспечить совмещение в плане осей оборудования с осями фундамента, требуемый зазор для подливки, высотную отметку и горизонтальность. Если нет специальных указаний предприятия-изготовителя, допускается

смещение в плане осей оборудования от осей фундамента на 10 мм; отклонение от проектной высотной отметки на 10 мм; отклонение от горизонтали — 0,3 мм на 1 м.

Горизонтальность следует проверять брусковым или рамным уровнем, устанавливая его на обработанную базовую поверхность или контрольную площадку.

Выверку насосов производят регулировочными винтами, предусмотренными в их опорных частях, в следующем порядке: устанавливают по осям в плане; регулируют высоту и горизонтальность (выверенное оборудование должно опираться на все регулировочные винты, что проверяют щупом толщиной 0,1 мм; положение винтов фиксируют гайками); для предотвращения сцепления регулировочных винтов с бетонной смесью подливки их изолируют бумагой, толем или тонким слоем густой смазки.

Окончательно выверенное положение установленного оборудования на время подливки фиксируют частичной затяжкой гаек фундаментных болтов, расположенных вблизи опорных элементов, усилием одной руки рабочего (в среднем 30 кгс), приложенным к стандартному гаечному ключу без надставки. Гайки остальных фундаментных болтов наворачивают до соприкосновения с опорной частью оборудования.

Если оборудование выверяют установочными гайками фундаментных болтов с помощью упругих элементов, то процесс предварительной затяжки совмещают с выверкой.

После окончания подливки и до затвердевания бетонной смеси следует выполнить контрольную проверку выверенного положения оборудования.

Окончательная затяжка гаек фундаментных болтов разрешается после достижения бетоном подливки не менее 50% проектной прочности. Крутящий момент при окончательной затяжке фундаментных болтов определяют в зависимости от диаметра резьбы болта:

Диаметр резьбы болта, мм	Крутящий момент, Н·м	Диаметр резьбы болта, мм	Крутящий момент, Н·м
12	12—24	36	600—950
16	30—80	42	1000—1500
20	30—100	48	1100—2300
24	120—250	56	2200—3700
30	300—550	64	4000—6000

Оборудование, фундаментные болты которого устанавливают в колодцы, предварительно выверяют по высоте и в плане; затем колодцы заполняют бетонной смесью до уровня 100—150 мм ниже поверхности фундамента. Окончательную выверку и частичную затяжку фундаментных болтов следует производить после достижения бетоном в колодцах не менее 50% прочности, но не ранее, чем через 5 суток после подливки.

Запрещается до окончательной затяжки гаек фундаментных болтов проводить работы, которые могут вызвать нарушение выверенного положения оборудования.

Монтаж насосов. Насосные агрегаты, не имеющие общей фундаментной плиты или рамы и поступающие блоками (насос, редуктор, электродвигатель), монтируют последовательно.

Монтаж агрегата с редуктором начинают с редуктора, который выверяют и закрепляют на фундаменте в первую очередь; безредукторный агрегат начинают монтировать с машины большей массы; агрегат с турбоприводом — с турбины, с гидромуфтой (без редуктора) — с гидромуфты (если нет специальных указаний предприятия-изготовителя).

Выверка всех машин агрегата, кроме базовых, заключается в обеспечении горизонтальности в направлении, перпендикулярном их осям, и соосности с базовой машиной при центровке валов по полумуфтам.

Центровку валов по полумуфтам выполняют в следующем порядке: устанавливают заданное расстояние между машинами; закрепляют на полумуфтах приспособление для проверки соосности; записывают показания при начальном положении проверяемых валов; поворачивают одновременно валы обеих машин на 90, 180, 270 и 360° и записывают замеры в каждом положении.

Центровку валов агрегата считают правильной, если разности диаметрально противоположных замеров перекаса и параллельного смещения осей не превышают следующих значений:

Частота вращения вала (ротора), об/мин	Допустимые отклонения центровки полумуфт (при замерах на диаметре 300 мм), мм		
	жесткая муфта	упругая пальце- вая муфта	зубчатая муфта
До 750	0,04	0,4	0,5
» 1500	0,04	0,3	0,4
» 3000	0,04	0,2	0,25
Выше 3000	0,04	0,1	0,1

При сборке упругих муфт соединительные пальцы должны от усилия руки плотно входить в отверстия ведущей полумуфты, а резиновые или кожаные кольца пальцев — в отверстия ведомой полумуфты свободно, без деформации. Зазор между кольцами и отверстиями должен быть одинаковым у всех пальцев.

При монтаже вертикальных насосов необходимо обеспечить вертикальность общей линии осей сопряженных валов насоса, промежуточного вала и электродвигателя (проверку выполняют с помощью четырех струн и микрометрического нутромера или

рамного уровня); требуемые зазоры между ротором и статором электродвигателя, а также в подшипниках насоса и электродвигателя.

Допустимые отклонения измеряемых параметров (если нет специальных указаний предприятия-изготовителя) не должны превышать значений, приведенных ниже:

Отклонение общей линии осей валов от вертикали	0,02 мм на 1 м
Зазоры в направляющих подшипниках электродвигателя	0,1—0,15 мм
Неравномерность зазоров между ротором и статором электродвигателя	5% ширины зазора
Зазоры в подшипниках вала насоса	0,03—0,1 мм

После центровки и соединения полумуфт валов необходимо проверить возможность свободного вращения ротора.

Монтаж маслосистемы. Маслопроводы, поступающие на монтаж не закрепленными на оборудовании, перед монтажом необходимо протравить для очистки от химических соединений, снижающих качество смазочного масла.

Травление рекомендуется выполнять раствором неядовитой, нетоксичной и не имеющей ожоговых свойств ортофосфорной кислоты (H_3PO_4); при травлении таким раствором не требуются нейтрализация, добавление ингибитора и промасливание.

Перед травлением внутренние поверхности маслопроводов следует по возможности очистить от механических загрязнений обстукиванием или протаскиванием ершей. Затем маслопроводы собирают с помощью гибких шлангов в кольцевую плеть, подключают к промывочной установке и в течение 8—10 ч промывают 15—20%-ным раствором H_3PO_4 , нагретым до 50 °С; при этом остатки механических загрязнений и ржавчины оседают в промывочном баке.

После травления маслопроводы пассивируют, т. е. промывают 2%-ным раствором H_3PO_4 в течение 1—1,5 ч, в результате чего на внутренней поверхности труб образуется защитный слой, препятствующий вторичной коррозии. В табл. 3.1 приведено количество H_3PO_4 , м³, необходимое для приготовления травильного и пассивирующего растворов. Промытые маслопроводы высушивают горячим воздухом.

Смонтированные маслопроводы должны прилегать к фундаменту и установленному оборудованию.

Плотность соединений системы смазки следует проверять путем промывки ее маслом от масляного насоса. Одновременно необходимо проверить поступление масла ко всем смазываемым точкам. По окончании промывки проверяют чистоту масла (путем лабораторного анализа) и фильтрующих элементов масляных фильтров.

Таблица 3.1. Количество H_3PO_4 (в кг или л на 1000 л воды), необходимое для приготовления травильного и пассивирующего растворов

Исходная H_3PO_4		Заданные концентрация и плотность растворов					
концентрация, %	плотность, г/см ³	2%; 1,008 г/см ³		15%; 1,082 г/см ³		20%; 1,113 г/см ³	
		кг	л	кг	л	кг	л
30	1,181	67	57	540	457	742	630
70	1,526	29	19	232	152	318	208
80	1,633	25	15	203	124	278	170
100	1,880	20	11	162	86	222	118

Присоединение трубопроводов к насосам. Внутренние поверхности трубопроводов, по которым перекачиваемая жидкость поступает в рабочие полости оборудования, до установки должны быть очищены ершами и протерты тряпками.

Не допускается передача нагрузок от трубопроводов на патрубки оборудования.

Трубопроводы разрешается присоединять к оборудованию только после его выверки и окончательного закрепления на фундаменте.

На каждые 150 мм диаметра допускается следующая непараллельность фланцев:

Рабочее давление, МПа	До 1,5	Свыше 1,6
Допуск, мм, не более	0,15	0,1

Испытания насосных агрегатов. Смонтированные насосы должны быть подвергнуты индивидуальным испытаниям.

К началу испытаний необходимо: уложить чистые полы и закончить отделочные работы в помещении машинного зала или на открытой площадке установки оборудования; уложить перекрытие кабельных и трубопроводных каналов вокруг агрегата в соответствии с проектом; смонтировать систему вентиляции машинного зала; смонтировать, испытать, промыть всасывающий и нагнетательный трубопроводы насосов с фильтрами, обратными и предохранительными клапанами и арматурой; очистить приточную камеру компрессора от ржавчины, грязи и пыли; смонтировать и опробовать системы маслосмазки, водяного охлаждения и канализации; смонтировать системы автоматического управления, контроля, сигнализации и защиты; установить все контрольно-измерительные приборы; подвести электропитание и проверить готовность электрической части агрегата; установить защитные кожухи и ограждения; очистить площадки обслуживания от посторонних предметов и мусора.

Испытания агрегата необходимо проводить совместно с испытаниями системы автоматического управления, контроля, сигнализации и защиты, если эти системы предусмотрены проектом.

До начала испытаний необходимо выполнить холостую обкатку электродвигателя. Обкатка должна продолжаться до установления нормальной температуры подшипников, но не менее 2 ч.

В процессе подготовки к испытаниям необходимо проверить: затяжку гаек фундаментных болтов, наличие и исправность контрольно-измерительных приборов, наличие и исправность ограждений; подготовку электродвигателя в соответствии с требованиями СНиП III-33—76; правильность и надежность установки заглушек; наличие и уровень масла в системе смазки; свободное вращение ротора (вала) поворотом на 1—2 оборота; поступление смазки к зубчатым соединительным муфтам; работу системы охлаждения агрегата, температуру и напор охлаждающей воды; состояние задвижек и вентилях (открыты или закрыты) на основных и вспомогательных трубопроводах; ручную срабатывание противопомпажных и других защитных устройств (если такие имеются); затяжку резьбовых соединений; правильность направления вращения ротора — кратковременным включением электродвигателя (толчком).

После повторной проверки центровки валов и установления правильного направления вращения ротора электродвигателя собрать муфтовые соединения агрегата.

Индивидуальные испытания насосов всех типов заключаются в работе без заполнения жидкостью — вхолостую (если это разрешено заводской технической документацией).

Индивидуальные испытания вхолостую включают следующие виды работ: пробные испытания с остановками для проверки работы узлов и устранения неполадок; заключительное непрерывное испытание вхолостую в течение 30 мин (не менее). Поршневые компрессоры испытывают вхолостую при снятых клапанах или свободном выходе воздуха из нагнетательного патрубка.

В результате индивидуальных испытаний вхолостую должны быть обеспечены: спокойная работа агрегата без стуков и чрезмерного шума; нормальная работа подшипников, при которой их температура, независимо от продолжительности работы, не превышает значения указанного в технической документации предприятия-изготовителя (при отсутствии специального устройства для замера температуры работу подшипников следует контролировать по температуре масла, стекающего после смазки подшипника); устойчивое давление масла в циркуляционной системе смазки, соответствующее указаниям предприя-

тия-изготовителя; надежная блокировка электропитания двигателя компрессора с приборами давления масла; отрегулированная работа перепускного клапана маслосистемы; бесперебойное поступление масла во все места смазки цилиндров и сальников (не допускается утечка масла через соединения маслопроводов и крышки); бесперебойная работа системы водяного охлаждения; нормальная работа уплотнения вала.

Предприятие-изготовитель определяет последовательность операций при пуске; допускаемое число запусков подряд и необходимые интервалы между ними; последовательность увеличения продолжительности пробных испытаний; продолжительность заключительного непрерывного испытания вхолостую и под нагрузкой и режим испытаний.

По окончании индивидуальных испытаний насосы передают заказчику для комплексного опробования по акту, который одновременно является актом об окончании монтажных работ.

3.2. УХОД ЗА НАСОСАМИ И ИХ ОБСЛУЖИВАНИЕ

3.2.1. ПОДГОТОВКА К ПУСКУ И ПУСК НАСОСА

Пуск насосных установок осуществляют различными способами в зависимости от типа эксплуатируемого насоса и приводной машины, поскольку при нулевой подаче мощность, как правило, достигает максимума или минимума. Поэтому следует строго соблюдать указания, приведенные в инструкции завода-изготовителя, так как пусковой момент в насосах и в приводных двигателях различен.

Перед эксплуатацией насоса необходимо проверить направление вращения приводного двигателя при разъединенной муфте. Направление вращения насоса показано стрелкой, нанесенной на его корпусе. Обычно направление вращения насоса правое (если смотреть со стороны привода).

Насос с погружным или герметичным электродвигателем включают в оба направления подсоединением его при закрытой задвижке на напорном трубопроводе; при этом более высокое давление по показаниям определяет правильное направление вращения.

Подшипники, корпуса подшипников и масляные камеры в насосах с подшипниками, имеющими масляную смазку, перед заполнением должны быть тщательно промыты бензином или бензолом; при этом для лопастных насосов целесообразно медленно повернуть вал вручную. После чистки и полного удаления промывочных средств насос наполняют маслом, выдерживая минимальный и максимальный уровни.

В насосах с принудительной смазкой подшипников или смазкой от централизованной масляной системы перед эксплу-

атацией следует подключить систему смазки и проверить ее работу.

В насосах, установленных на открытой площадке, при низких температурах следует подогревать смазочное масло до 25°С. Насосы для перекачивания горячих жидкостей перед эксплуатацией прогревают, обеспечивая беспрепятственное протекание жидкости для прогрева.

В насосах с охлаждаемыми или запираемыми уплотняющей жидкостью сальниками перед эксплуатацией следует открыть линии подвода и отвода, проверить проток охлаждающей или уплотняющей (запирающей) жидкости и проконтролировать ее проток.

В насосах с механическими уплотнениями (торцовые уплотнения) полностью открывают трубопроводы разгрузки сальников; при этом необходимо избегать работы уплотнения всухую.

В несамовсасывающих лопастных насосах перед первым пуском насос и всасывающий трубопровод (с приемным клапаном) следует заполнять жидкостью с отводом воздуха до тех пор, пока из расположенного в наивысшей точке насоса воздушного вентиля или указателя уровня не начнет поступать жидкость без воздуха.

В самовсасывающих центробежных насосах перед первым пуском необходимо заполнить водой устройство для самовсасывания.

После закрытия воздушного вентиля или клапана на вакуумной трубе насос готов к пуску.

В насосных установках с напором выше 10—15 м и длинными трубопроводами рекомендуется предусмотреть непосредственно за напорным патрубком обратный клапан, чтобы защитить насос от обратного вращения при внезапном отключении привода.

Если по окончании подготовительных работ к пуску вспомогательные и дополнительные агрегаты работают нормально, насос и всасывающий трубопровод заполнены, можно пускать приводной двигатель.

Для предотвращения сухого трения не рекомендуется включать в работу лопастные насосы без жидкости. Центробежные насосы, работающие с подпором на входе, могут быть включены в работу лишь при достижении необходимого давления во всасывающем патрубке. После достижения приводным двигателем номинальной частоты вращения по показаниям манометра и амперметра в радиальных и диагональных насосах плавно открывают задвижку на напорном трубопроводе до тех пор, пока манометр на напорном патрубке не покажет требуемое значение давления. При дальнейшем открытии задвижки может произойти перегрузка приводного двигателя или превышение допустимого тока в сети.

Центробежные насосы с низким удельным числом оборотов обычно включают в работу при закрытой напорной задвижке. Лопастные насосы с очень большим удельным числом оборотов (особенно осевые) следует включать в работу с открытой напорной задвижкой, поскольку мощность, потребляемая приводным двигателем при нулевой подаче, может во много раз превышать потребляемую мощность насоса при номинальном режиме.

При пуске самовсасывающих центробежных насосов задвижки на напорном трубопроводе должны быть полностью открыты для удаления всасываемого воздуха. Центробежные насосы при закрытой или чуть приоткрытой напорной задвижке могут нормально работать непродолжительное время, а затем наступает недопустимо высокий нагрев перекачиваемой жидкости.

Категорически запрещается регулировать работу насоса дросселированием на всасывающей или подводящей трубе.

Автоматические или полуавтоматические насосные установки включают в работу по разработанной схеме. Во время пуска таких установок необходимы лишь контрольные операции.

Поршневые и роторные насосы работают по принципу вытеснения и относятся к самовсасывающим. Следует, однако, иметь в виду, что и эти насосы перед первым пуском должны быть освобождены от воздуха и заполнены жидкостью. Работа всухую приводит к интенсивному износу сальников и поршневых колец, а в роторных насосах — к нагреву гильзы корпуса, нагнетательных винтов или вращающихся поршней и подгоранию резинового корпуса одновинтовых насосов.

Объемные насосы нельзя пускать при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, так как недопустимое увеличение давления может вызвать повреждение.

3.2.2. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ НАСОСА

Во время эксплуатации насосов необходимо обеспечивать постоянный уход и контроль за ними.

Качественный уход за насосами обуславливает надежность их эксплуатации. Поэтому очень важно точно соблюдать инструкции заводо-изготовителей по техническому обслуживанию; обычно в первые 3000 ч работы насосов требуется только контроль и уход за ними.

Данные предварительно указания могут быть дополнены эксплуатационниками в соответствии с конкретными условиями и режимами работы.

После включения насоса следует проверить давление и высоту всасывания. Рабочие параметры насоса можно определить по его характеристике или по фирменной табличке.

При последовательном включении насосов или работе насоса с подпором следует осуществлять непрерывный контроль давления на входе. Необходимо постоянно контролировать температуру перекачиваемой жидкости в насосе и во всасывающем трубопроводе. Если подача центробежного насоса в процессе открытия задвижки не изменяется, то возникают колебания показаний мановакуумметра и манометра, шум в насосе и во всасывающем трубопроводе, а это значит, что в том или другом остался воздух. В этом случае из насоса следует еще раз удалить воздух и вновь заполнить его жидкостью.

Необходимо наблюдать за силой тока, чтобы не превысить указанного на фирменной табличке значения. Для этого следует проверять защиту электродвигателя.

Особенно важен постоянный контроль за количеством и качеством масла. Необходимо еженедельно проверять уровень масла в картере и в подшипниках.

Нормальная температура эксплуатации подшипников 45—60 °С, максимально допустимая 80 °С. Если она достигнута или превышена, насос необходимо выключить, подшипник разобрать и проверить его состояние. Температуру подшипников следует контролировать постоянно.

В насосах с принудительной смазкой или централизованной масляной системой осуществляют постоянный надзор за давлением масла, а также за свободным подводом и сливом его. Резкое повышение давления масла недопустимо, так как оно свидетельствует о загрязнении сеток фильтров. Сетки фильтров следует промывать согласно инструкции изготовителя масляных охладителей с фильтром.

При охлаждаемых подшипниках необходимо обращать внимание на свободный сток охлаждающей жидкости, причем допустимая разность температур (на входе и выходе) не должна превышать 10 °С.

Для проверки надежной работы сальникового уплотнения достаточно внешнего осмотра. Во время работы сальник должен свободно вращаться при наличии капельной протечки. Работа сальников всухую приводит к интенсивному износу и разрушению вала или защитных втулок.

В насосах с охлаждаемыми сальниками проверяют свободный отвод охлаждающей жидкости. В сальниках с подводом запирающей или промывной жидкости необходимо проверять ее проток.

Механические уплотнения вала (торцовые уплотнения) практически не требуют обслуживания и ухода в процессе эксплуатации; достаточно лишь внешнего осмотра. Время от времени следует проверять свободный проток жидкости разгрузки уплотнений. Однако при эксплуатации торцовых уплот-

нений необходимо соблюдать некоторые требования инструкции завода-изготовителя по сборке.

В насосах с гидравлическим разгрузочным устройством для осевой силы через определенные промежутки времени проверяют давление жидкости. Повышение давления разгрузки указывает на повышенный износ внутренних деталей и увеличение расхода. При сильном износе разгрузочного диска ротор вращается не по центру корпуса насоса или направляющего аппарата, что видно по рискам на валу насоса.

Несмотря на динамическую балансировку ротора, необходимо регулярно проверять вибрацию подшипников. Остаточный дисбаланс после балансировки устанавливает изготовитель насоса в определенных пределах. Остаточный дисбаланс ротора обуславливает вибрацию корпуса подшипника, равную 15 мкм. При нарушении спокойной работы насоса измеряют колебания подшипников. Если измеренная амплитуда колебаний больше 50 мкм, то насос необходимо остановить. Нужно разобрать насос и проверить биение вала и ротора. Колебания вала и незначительный зазор в цилиндрической щели разгрузочного устройства могут привести к износу разгрузочного диска.

В обогреваемых насосах для перекачивания жидкостей с высокой вязкостью регулярно контролируют подвод и отвод жидкости для прогрева.

3.2.3. ОСТАНОВКА НАСОСА

Перед остановкой приводного двигателя лопастного насоса необходимо закрыть задвижку на напорном трубопроводе. Только после этого следует остановить приводной двигатель и при этом обратить внимание на свободный выбег по инерции вала насоса.

В объемных насосах задвижки на всасывающем и напорном трубопроводах оставляют открытыми. В насосах с большой высотой всасывания целесообразно закрывать задвижку на всасывающей линии после остановки насоса для того, чтобы предотвратить холостой ход насоса при неплотно закрытом приемном клапане.

После остановки насоса отключают вспомогательные устройства для смазки, для охлаждающей, запирающей и промывной жидкости, а также средства прогрева. К насосам, работающим под вакуумом (конденсатные насосы), нужно обеспечить подвод запирающей жидкости во время остановки, чтобы предотвратить просачивание воздуха через сальники.

Перекачиваемые жидкости, застывающие или оседающие в состоянии покоя, нужно слить из насоса и трубопроводов, затем тщательно промыть насос и трубопроводы и по возмож-

ности удалить осадок. Автоматические или автоматизированные насосные установки и насосы останавливают в соответствии с технологическим регламентом.

В насосных установках и насосах, которые по условиям эксплуатации постоянно должны быть готовы к пуску, перед остановкой необходимо открыть вентили на вакуумной линии и периодически проверять наличие в ней вакуума.

3.3. ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ

Согласно указаниям инструкции завода-изготовителя по обслуживанию и уходу за насосами и в соответствии с местными условиями эксплуатации должны быть разработаны собственные инструкции и указания по техническому обслуживанию и уходу. В них устанавливают сроки проведения регулярных проверок и ревизий, а также работ по техническому обслуживанию и ремонту [7]. Для каждого насоса заводят эксплуатационный журнал или книгу, по которым можно было бы определить состояние насоса, установить необходимость проведения ревизии и соответствующего вида ремонта. Следует также регулярно проверять эксплуатационную готовность резервных насосов, чтобы в любое время гарантировать ввод их в эксплуатацию.

При установке агрегатов на открытой площадке следует обратить внимание на необходимость постоянного прогрева при низких температурах (мороз), во время стоянки, а также на своевременное опорожнение от жидкости насосов и трубопроводов. Пуск насоса в холодном состоянии при перекачивании жидкости с различной вязкостью недопустим, так как это может привести к повреждению насоса. Кроме того, необходимо дать указания для проведения работ по техническому обслуживанию агрегатов.

Первую смену масла и чистку масляных полостей в подшипниках с жидкой смазкой проводят после 200 ч эксплуатации, следующую смену масла — после 1500—2000 ч, но не реже одного раза в год. При использовании высококачественных сортов масла (турбинное) допускают большую продолжительность работы.

Подшипники с консистентной смазкой следует равномерно заполнять смазкой и через 1000—2000 ч эксплуатации обновлять ее.

Сальниковую набивку заменяют после 2000 ч эксплуатации. При новой набивке сальников необходимо полностью удалить старые уплотнительные кольца. Втулка сальника или вал не должны иметь на рабочей поверхности канавок или следов коррозии. Последние либо удаляют, либо заменяют детали.

При укладке новых уплотнительных колец следует выполнять указания завода-изготовителя насосов.

При механических уплотнениях (торцовых) выполняют требования завода-изготовителя в зависимости от конструкции уплотнения. Через определенные промежутки времени проверяют муфты, в первую очередь их центровку. В упругих муфтах следует проверять состояние резиновых деталей. Применяют полностью пригодные резиновые буферы для обеспечения равномерной и спокойной работы муфты.

При использовании муфт с масляной смазкой через 500—600 ч эксплуатации проверяют масло на шламообразование, а при необходимости его доливают. Масло меняют по истечении 3000 ч эксплуатации.

Валы резервных насосов через определенные отрезки времени проворачивают вручную, чтобы предотвратить схватывание вала, прежде всего в сальниках. Перед каждым включением насоса проворачиванием вручную проверяют свободное вращение ротора насоса и отсутствие задевания в корпусе. Резервные насосы с открытыми задвижками на напорной линии не реже одного раза в сутки проверяют на отсутствие обратного вращения.

Необходимо постоянно проверять работоспособность (ход штоков, плотность уплотнения) арматуры во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Регулярно следует прочищать приемные сетки и контролировать плотность пятового клапана.

Клапаны поршневых насосов периодически разбирают и проверяют их пригодность, при необходимости их подшлифовывают или тщательно притирают. Кроме того, следует проверить отсутствие рисков на кольцах или манжетах поршня, а также на гильзе цилиндра.

Роторные насосы не требуют особого ухода, но следует обращать внимание на то, чтобы перекачиваемая среда не содержала грубых загрязнений и твердых компонентов, а уплотнение вала обеспечивало требуемую плотность.

3.4. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Система технического обслуживания представляет собой комплекс организационно-технических мероприятий, регламентирующих и обеспечивающих выполнение профилактических ремонтов и технического обслуживания оборудования.

При техническом обслуживании необходимо руководствоваться требованиями, содержащимися в группе ГОСТов, объединенных рубрикой «надежность в технике».

Ниже приведены применительно к насосам принятые в соответствии с действующими стандартами основные термины и определения.

Эксплуатация — совокупность всех фаз существования насоса, включающая обслуживание во время ремонта и работы.

Ремонт — комплекс работ, направленных на поддержание исправности (или только работоспособности) оборудования в результате замены или восстановления изношенных или вышедших из строя деталей, узлов, регулировки и наладки ремонтируемого оборудования с доведением его параметров до значений, установленных техническими условиями или регламентом.

Различают аварийные (вынужденный), плановые и неплановый ремонты.

Аварийный ремонт производят после появления неисправностей или отказа оборудования между плановыми ремонтами.

Плановый ремонт предусматривается нормативной документацией и выполняется в плановом порядке. *Планово-предупредительный ремонт* производят до появления неисправностей или отказа оборудования; он предупреждает прогрессирующий износ деталей и, следовательно, снижает вероятность выхода оборудования из строя.

Неплановый ремонт предусматривается нормативно-технической документацией, но осуществляется не в плановом порядке.

Техническое обслуживание — комплекс работ для поддержания исправности или только работоспособности насоса при подготовке к работе и использовании установки по назначению.

Надежность — свойство изделия (в данном случае насоса) выполнять заданную функцию, сохраняя эксплуатационные показатели (параметры, установленные регламентом и паспортом) в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Надежность зависит от безотказности и ремонтнопригодности насоса, а также от долговечности ее узлов и деталей и проявляется в течение определенного промежутка времени.

Работоспособность — состояние насоса установки, при котором она способна выполнять заданную функцию, сохраняя параметры, установленные требованиями технической документации (техническими условиями, паспортом, регламентом и др.).

Отказ — событие, заключающееся в нарушении работоспособности.

Неисправность — состояние, при котором насос не соответствует хотя бы одному из требований технической документации.

Наработка — продолжительность работы насоса, измеряемая, как правило, в часах; *гарантийная наработка* — наработка, до завершения которой изготовитель гарантирует и обеспечивает выполнение требований технической документации к поставленному оборудованию при условии соблюдения потребителем правил эксплуатации; *наработка на отказ* — среднее зна-

чение наработки оборудования между отказами; при измерении наработки в часах аналогична термину «среднее время безотказной работы». По наработке на отказ в основном определяют потребность в виде и форме ремонтного обслуживания для данного оборудования.

Безотказность — свойство изделия сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов. В тех случаях, когда отказ недопустим — по условиям безопасности или производственным, показателем безотказности служит вероятность безотказной работы, означающая, что в пределах заданной наработки или промежутка времени не возникает отказа рассматриваемого оборудования.

Долговечность — свойство насоса сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов. Предельное состояние определяется возможностью дальнейшей эксплуатации вследствие невозможности восстановления физического износа, снижения эффективности, а также требованиями безопасности. Показатель предельного состояния оговаривается в технической документации на оборудование. Показателями долговечности могут служить ресурс или срок службы.

Ремонтопригодность — свойство оборудования, заключающееся в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей (восстановлению работоспособности) в результате проведения технического обслуживания и ремонтов. Ремонтопригодность характеризуется средним временем восстановления, вероятностью выполнения ремонта в заданное время, а также средней стоимостью технического обслуживания. Ремонтопригодность — один из основных факторов, определяющих трудоемкость и стоимость ремонтного обслуживания насосного оборудования, а также периодичность профилактических ремонтов.

Ресурс — наработка оборудования до предельного состояния, оговоренного в технической документации. *Назначенный ресурс* — наработка, оговоренная технической документацией из соображений безопасности, при достижении которой эксплуатация должна быть прекращена независимо от состояния изделия.

Срок службы — календарная продолжительность эксплуатации насоса до момента возникновения предельного, оговоренного в технической документации, состояния или описания. Применяются понятия срок службы до первого капитального ремонта, между капитальными ремонтами и т. п.

Срок гарантии — определяемый технической документацией или в договоре на поставку период, в течение которого изготовитель гарантирует и обеспечивает выполнение установлен-

ных требований при условии соблюдения потребителем правил эксплуатации.

Запасная часть — составная часть оборудования, предназначенная для замены находившейся в эксплуатации такой же части с целью обеспечения исправности или только работоспособности данного оборудования.

Применение системы ремонтного обслуживания должно обеспечить: поддержание оборудования в работоспособном состоянии в течение всего планируемого периода; предотвращение отказов оборудования, вызывающих нарушение нормально-технологического процесса; выполнение ремонтов в плановом порядке без нарушения планов производства; плановую подготовку работ по ремонтному обслуживанию, а также обеспечение материалами, запасными частями и оборудованием; организацию ремонтного обслуживания в соответствии с требованиями нормативно-технической документации; повышение коэффициента технического использования оборудования в результате повышения качества ремонта.

Для более полного соответствия изложенным требованиям «Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий химической промышленности», утвержденная 12.04.1984 г., предусматривает сочетание различных видов ремонтного обслуживания — технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов, причем последние, в свою очередь, могут быть как планово-периодическими, так и послесмотровыми. Получила дальнейшее развитие тенденция предоставления большей самостоятельности предприятиям при определении форм ремонтного обслуживания; упрощена ремонтная документация. Основным мероприятием, направленным на обеспечение безотказной работы оборудования, является текущий ремонт.

Достоинством рассматриваемой системы является то, что в ней регламентировано техническое обслуживание оборудования и оценена важность для обеспечения его безотказной работы квалифицированной эксплуатации между ремонтами и повседневного контроля за соблюдением правил технической эксплуатации, в том числе чистка, опробование, регулировка, выполнение внешних осмотров для выявления дефектов, устранение мелких дефектов, а также подтяжка соединений, креплений, чистка фильтров и др.

Одним из важнейших мероприятий системы ремонтного обслуживания является техническое обслуживание. При правильной организации оно обеспечивает безотказную работу насосов установок в межремонтный период и создает предпосылки для увеличения этого периода.

Две формы планово-предупредительных ремонтов — послесмотровый и планово-периодический — должны обеспечить

максимальную эффективность ремонтного обслуживания прежде всего в результате планирования ремонтов в действительно необходимые сроки в необходимом объеме.

Каждая форма ремонта имеет преимущества и недостатки. Преимуществом плано-периодического профилактического ремонта является возможность достаточно детально планировать сроки и объемы выполнения ремонтных работ, а также потребности в людских и материальных ресурсах; недостатком является его сравнительно большая стоимость. Недостаток системы послеосмотровых ремонтов — ограниченная возможность планирования ремонтных работ, субъективность оценки объемов и сроков ремонтов.

Следует отметить, что эффективность каждой формы ремонта зависит от характеристики ремонтируемого оборудования. Основной характеристикой в данном случае является то, как влияет выход из строя оборудования или его элементов на технологический процесс, выпуск продукции или создание угрожающей по условиям безопасности производства ситуации.

Техническое обслуживание осуществляется эксплуатационным персоналом (машинистами) и обслуживающим дежурным персоналом (дежурными слесарями, электриками и др.) под руководством начальников смен (участков, отделения, сменных мастеров) в соответствии с действующими на предприятиях инструкциями по рабочим местам и регламентом.

В зависимости от характера и объема проводимых работ ГОСТ 18322—78 предусматривает ежесменное (ЕО) и периодическое (ТО) техническое обслуживание.

Ежесменное техническое обслуживание — основное и решающее профилактическое мероприятие, призванное обеспечить надежную работу оборудования между ремонтами.

На всех предприятиях необходимо иметь четкие инструкции по каждому рабочему месту, в которых должны быть даны исчерпывающие указания по ежесменному техническому обслуживанию.

В ежесменное техническое обслуживание входят следующие основные работы: обтирка, чистка, регулярный наружный осмотр, смазка, подтяжка сальников, проверка состояния масляных и охлаждающих систем подшипников, наблюдение за состоянием крепежных деталей, соединений и их подтяжка, устранение мелких дефектов, частичная регулировка, проверка состояния ограждающих устройств с целью обеспечения безопасных условий труда и др.

Ежесменное техническое обслуживание проводят, как правило, без остановки технологического процесса. Выявленные дефекты и неисправности следует устранять в возможно короткие сроки силами технологического и дежурного ремонтного персонала данной смены и фиксировать в сменном журнале.

Сменный журнал по учету выявленных дефектов и работ ежесменного технического обслуживания является первичным документом, отражающим техническое состояние и работоспособность действующего оборудования, и служит для контроля работы дежурного ремонтного персонала.

Сменный журнал, как правило, ведут начальники смен или бригадиры дежурного ремонтного персонала. Заступающий на смену обязан: ознакомиться с записями предыдущей смены; ознакомиться с состоянием оборудования; при обнаружении дефектов и неисправностей, не отраженных в журнале, сделать об этом соответствующую запись.

В сменном журнале должны фиксироваться: результаты осмотров закрепленного оборудования; все дефекты, неполадки и неисправности, нарушающие нормальную работу оборудования либо безопасность условий труда; меры, принятые для устранения дефектов и неисправностей; нарушения правил технической эксплуатации оборудования технологическим персоналом и фамилии нарушителей; отметки об устранении дефектов и неисправностей; подпись лица, устранившего дефект.

Более подробный порядок устранения выявленных дефектов и неполадок, а также порядок передачи смены должен устанавливаться инструкцией, разрабатываемой на предприятии с учетом его конкретных производственных условий.

Периодическое техническое обслуживание — это техническое обслуживание, выполняемое через установленные в эксплуатационной документации значения наработки или интервалы времени. Планирование периодического ТО осуществляется в годовом графике.

Для оборудования химических производств с непрерывным технологическим процессом периодическое ТО может проводиться во время планово-периодической остановки (ППО) оборудования в соответствии с требованиями технологических регламентов.

Основное назначение периодического ТО — устранение дефектов, которые нельзя обнаружить или устранить в период работы оборудования. Основным методом ТО является осмотр, во время которого определяют техническое состояние наиболее ответственных узлов и деталей оборудования, а также уточняют объем предстоящего ремонта.

В зависимости от характера и объема предстоящих работ для проведения периодического ТО можно привлекать ремонтный персонал технологического цеха или централизованного ремонтного подразделения.

Подготовку оборудования для проведения периодического ТО проводит сменный персонал под руководством начальников смен, несущих персональную ответственность.

Принятые меры по технике безопасности, а также сдачу оборудования в периодическое ТО и приемку после выполненного ТО следует фиксировать в журнале.

Типовой перечень работ, подлежащих выполнению ремонтным персоналом во время периодического ТО, должен составляться в виде приложения к ремонтному журналу.

3.5. НЕИСПРАВНОСТИ НАСОСОВ

3.5.1. НЕИСПРАВНОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Повреждений насоса при его работе можно избежать, соблюдая требования инструкции по эксплуатации насоса. В табл. 3.2 указаны возможные неисправности лопастных насосов, приведены причины, вызывающие эти неисправности, и рекомендованы способы их устранения.

Трудно дать конкретные рекомендации для выявления и устранения всякого рода повреждений. Очень редко причина повреждения кроется в самом насосе. Поэтому насос следует разбирать лишь в том случае, когда другие меры не привели к устранению неисправности.

Ниже рассмотрены основные требования, которые необходимо выполнять, чтобы предотвратить повреждения лопастных насосов.

При неполном заполнении насос не подает жидкость или же подает ее с шумом. Поэтому необходимо обеспечить полное заполнение насоса перед эксплуатацией. Для этого следует открыть находящиеся на корпусе насоса воздуховыпускные устройства. Затем заполнить жидкостью насос и всасывающую трубу до тех пор, пока из них полностью не будет удален воздух.

Засорение всасывающего трубопровода, защитной сетки или рабочего колеса приводит к уменьшению напора, а в некоторых случаях — к разрыву сплошности потока на стороне всасывания насоса. Закупоривание рабочего колеса можно предотвратить установкой во всасывающем трубопроводе защитных сеток, решеток, грубых и гравийных фильтров.

Если несмотря на правильное заполнение насоса не достигнута гарантированная подача, то вполне возможно, что общая высота напора не совпадает с параметрами насоса. Это можно проверить с помощью манометров или вакуумметров, установленных на всасывающем и напорном патрубках. Если по показаниям приборов преодолеваемая высота напора больше, чем напор насоса, необходимо увеличить частоту вращения вала или установить более крупное рабочее колесо. Если преодолеваемая высота напора меньше, то, согласно характеристике ло-

Таблица 3.2. Неисправности лопастных насосов и способы их устранения

Неисправности	Причины	Способы устранения
При пуске насос не подает жидкость	<p>Неправильная заливка насоса</p> <p>Малая частота вращения</p> <p>Вентиль для выпуска воздуха открыт, воздух может проникать в насос</p> <p>Неплотности в приемном клапане или он засорен</p> <p>Неплотности в сальнике</p>	<p>Повторить заливку, обратив внимание на тщательное удаление воздуха</p> <p>Повысить частоту вращения</p> <p>Закрыть вентиль</p>
Насос не обеспечивает требуемой подачи	<p>Малая частота вращения</p> <p>Обратное вращение насоса</p> <p>Завышено сопротивление системы</p> <p>Засорен всасывающий трубопровод</p> <p>Недостаточная заливка или наличие воздуха в насосе или трубопроводах</p> <p>Мал подпор</p> <p>Завышена высота всасывания</p> <p>Подсасывание воздуха через сальник</p> <p>Износ проточной части</p>	<p>Проверить клапан, при необходимости очистить</p> <p>Поджать сальник или заменить набивку</p> <p>Увеличить частоту вращения</p> <p>Проверить направление вращения; при электроприводе поменять полюса</p> <p>Повысить частоту вращения; если при электроприводе это невозможно, необходимо установить колесо большего размера или добавить ступень в насосе</p> <p>Проверить и очистить всасывающий трубопровод и приемный клапан; при необходимости разобрать насос и прочистить рабочее колесо</p> <p>Насос и всасывающий трубопровод заполнить заново, тщательно удалив воздух</p> <p>Проверить уровень в приемном резервуаре, при необходимости повысить давление в последнем</p> <p>Проверить уровень жидкости в приемном резервуаре и открытие приемного клапана, прочистить защитную сетку и всасывающий трубопровод</p> <p>Подтянуть сальники или сменить их набивку; повысить давление запирающей жидкости</p> <p>Разобрать насос и заменить изношенные детали</p> <p>Задвижки на напорном трубопроводе прикрыть до достижения давления, оговоренного в ТУ</p>
Завышена потребляемая мощность	Сопротивление системы меньше, чем предусмотрено в ТУ на изготовление	

Неисправности	Причины	Способы устранения
Завышено давление на выходе насоса	<p>Насос перекачивает жидкость, плотность которой выше оговоренной в ТУ</p> <p>Завышена частота вращения</p> <p>Завышена плотность жидкости</p> <p>Подпор на входе больше требуемого</p>	<p>Установить более мощный двигатель или изменить соответствующим образом параметры</p> <p>Уменьшить частоту вращения; если это невозможно, произвести подрезку и смещение рабочего колеса или уменьшить число ступеней</p> <p>Если плотность уменьшить нельзя, подрезать рабочее колесо или уменьшить число ступеней</p> <p>Проверить и восстановить требуемый подпор; если это невозможно, подрезать рабочее колесо или уменьшить число ступеней</p>
Насос прекращает подачу	<p>Неплотности всасывающего трубопровода или сальника вследствие попадания воздуха в насос приводят к разрыву сплошности потока</p> <p>Падение уровня воды в приемном резервуаре</p> <p>Засорены всасывающий трубопровод и приемный клапан</p>	<p>Проверить и опрессовать трубопровод, подтянуть или заменить сальники, проверить давление и подвод запирающей жидкости</p> <p>Остановить насос и дождаться подъема уровня</p> <p>Проверить всасывающий трубопровод и приемный клапан, частично разобрать и очистить</p>
Неплотности в насосе	<p>Неправильная затяжка стяжных шпилек</p> <p>Повреждены уплотнения</p>	<p>Остановить насос, в холодном состоянии произвести равномерную затяжку шпилек</p> <p>Если затяжка не помогает, установить новые уплотнения</p>
Неплотности в сальнике	<p>Набивка сальника износилась или неправильно произведена</p> <p>Защитная втулка имеет риски из-за чрезмерной затяжки сальника или естественного износа</p> <p>Биение вала под сальником</p>	<p>Сменить набивку сальника, учитывая требования чертежа; в торцовых уплотнениях проверить уплотняющие поверхности, при необходимости заменить</p> <p>Прошлифовать или заменить втулку, сменить набивку сальника</p> <p>Проверить подшипники, при необходимости заменить; проверить биение вала при зажатых рабочих колесах</p>

Неисправности	Причины	Способы устранения
Чрезмерный нагрев подшипников	<p>Плохое центрирование агрегата</p> <p>Усилия от трубопроводов передаются на насос</p> <p>Нет нужного сцепления с фундаментом</p> <p>Некачественная смазка</p>	<p>Провести подцентровку</p> <p>Изменить крепление трубопроводов, обеспечив подсоединение их к насосу без подтягивания; проверить центровку агрегата</p> <p>Проверить сцепление (масса на единицу площади опорной поверхности)</p> <p>Проверить качество масла, пополнить или заменить смазку; при принудительной смазке проверить подвод и давление смазки</p>
Шум в насосе	<p>Недостаточно консистентной смазки</p> <p>Наличие воздуха в насосе</p> <p>Слишком велика подача или очень мал напор</p>	<p>Пополнить смазку, при необходимости заменить</p> <p>Остановить насос и повторно произвести его заливку</p> <p>Задвижкой отрегулировать режим работы насоса до исчезновения шумов</p>

пастных насосов (кроме пропеллерных), происходит увеличение подачи и мощности на валу насоса. В этом случае возникает опасность перегрузки приводного двигателя.

Источник указанного несоответствия можно устранить, уменьшив режим работы с помощью задвижки на напорном трубопроводе.

Особое внимание следует обращать на соответствие направления вращения вала насоса заданному. Неправильное направление вращения приводит к неисправностям насоса в результате ослабления затяжки рабочего колеса или гайки на валу, а это, в свою очередь, вызывает повреждение элементов корпуса насоса. Кроме того, может произойти заклинивание вала насоса.

Очень часто причиной неисправностей при эксплуатации насосов являются неблагоприятные условия на стороне всасывания. Превышение допустимой вакуумметрической высоты всасывания или максимальной геометрической высоты всасывания насоса может привести к разрыву сплошности потока или по меньшей мере вызвать кавитацию, а также существенное снижение мощности. Поэтому при эксплуатации насоса необходимо следить за тем, чтобы не была превышена допустимая высота всасывания. Максимальная высота всасывания в значительной мере зависит от температуры перекачиваемой жидкости, от

потерь на трение и сопротивление на поворотах, а также от скорости во всасывающем трубопроводе.

Увеличение температуры перекачиваемой жидкости при эксплуатации снижает максимальную высоту всасывания, поскольку с повышением температуры возрастает также давление парообразования в жидкости. Чтобы по возможности сократить потери на трение и на повороты во всасывающем трубопроводе, следует применять короткий и широкий всасывающий трубопровод только с необходимыми вставными элементами (арматурой). Засоренная приемная сетка и открывающийся с трудом пятовый клапан значительно увеличивают потери энергии.

Поскольку потери на трение и скоростной напор зависят от скорости во всасывающем трубопроводе, в лопастных насосах диаметр всасывающего патрубка, как правило, больше, чем диаметр напорного (на единицу условного прохода для диаметров). Если нельзя обойтись без длинного всасывающего трубопровода, следует увеличить номинальный внутренний диаметр его по отношению к диаметру всасывающего патрубка. Чтобы избежать образования воздушных мешков в насосе, необходимо выполнять эксцентричный переходник.

Избыточное давление на входе, потери и скоростной напор зависят от изменяющегося противодавления и подачи соответственно характеристике насоса. Гарантийную высоту всасывания указывают лишь для режима работы, приведенного в паспорте насоса.

Если при недогрузке насоса максимально допустимая высота всасывания повышается до определенных пределов, то с увеличением подачи допустимая высота будет значительно превышена. Если насос заказывают со слишком большим запасом по напору, то при эксплуатации он будет не очень надежен.

При высоком давлении парообразования (или же равном давлению в резервуаре) следует предусмотреть подпор. Последний должен перекрывать возникающие на пути от приемного резервуара до насоса потери на трение. Минимальную высоту подпора для насосов различных типов в основном определяет изготовитель. Высота подпора зависит от температуры перекачиваемой жидкости, а также от подачи и частоты вращения, и ее необходимо выдерживать, чтобы обеспечить бесперебойную работу насоса. Лучше всего обеспечивать необходимый подпор, увеличивая давление в резервуаре путем образования воздушной подушки.

Если по каким-либо причинам нельзя обойтись без прокладки длинных труб, необходимо уложить всасывающий трубопровод с постоянным уклоном в сторону насоса для предотвращения образования воздушных мешков. Если это требование почему-либо невыполнимо, следует обеспечить отсос возду-

ха в наивысшей точке всасывающего трубопровода. Чтобы не было подсоса воздуха, всасывающая труба в любом случае должна быть герметичной. Конец ее должен быть погружен в жидкость не менее чем на 0,8 м во избежание подсоса воздуха.

Содержащиеся в перекачиваемой жидкости воздух или газ следует удалять с помощью деаэратора или вакуумного насоса.

Напорный трубопровод должен быть оснащен запирающей задвижкой (кроме полуавтоматических установок и осевых насосов), поскольку лопастные насосы включают и останавливают в основном при закрытой задвижке на напорном трубопроводе. Это запирающее устройство необходимо для регулирования подачи, а также для беспрепятственного отключения насоса от напорной магистрали во время ремонта.

При напорах выше 10—15 м необходимо устанавливать также обратный клапан, который располагают между напорным патрубком и задвижкой на напорном трубопроводе. Клапан препятствует обратному току перекачиваемой жидкости при внезапной остановке насоса и тем самым защищает всасывающий трубопровод от недопустимого избыточного давления. При отсутствии обратного клапана или при его отказе возникает опасность обратного вращения вала насоса, что может привести к тяжелым повреждениям: разрушению агрегата (при частоте вращения, соответствующей разгону насоса), отсутствию смазки, ослаблению крепления вращающихся и неподвижных деталей. Поэтому необходимо следить за работоспособностью обратного клапана.

Нередко источником повреждений лопастных насосов является плохой уход и обслуживание сальников. Долговечность набивки сальника зависит в основном от плавной работы насоса. Неравномерное вращение или работа вала с биениями вызывает дополнительные нагрузки на сальниковую набивку.

Чрезмерное подтягивание буксы сальника приводит к сухому скольжению и сгоранию сальниковой набивки. Чтобы набивка выполняла свою уплотнительную функцию, она должна быть влажной. Капельная протечка через сальник свидетельствует о его нормальной работе. Долговечность втулки сальника снижается вследствие быстрого износа при сухой набивке и чрезмерной затяжке сальника. При возникновении сильного местного нагрева может произойти разрушение втулки сальника, если детали ротора и вал изготовлены из материалов, имеющих различные коэффициенты линейного расширения.

На практике часто допускают ошибку, заменяя в сальнике не все уплотнительные кольца. В сальниковой набивке остаются очень сухие и твердые кольца, так как снижающие трение компоненты колец полностью выработаны. Изменение формы уплотнительных колец с помощью молотка недопустимо, по-

сколько приводит к уменьшению упругости набивки и тем самым снижает ее работоспособность.

При эксплуатации торцовых уплотнений особенно важна спокойная работа вала насоса. Если вал работает неравномерно или с биениями, то на уплотнительных поверхностях появляются следы интенсивного изнашивания, что приводит к преждевременной потере требуемых свойств торцового уплотнения.

Некачественное центрирование приводного двигателя и насоса вызывает усиленное изнашивание салыников и подшипников. Лопастные насосы в большинстве случаев непосредственно соединяют с приводным двигателем. Применяемые упругие муфты должны передавать только крутящий момент от привода к насосу, но не компенсировать погрешности монтажа. Поэтому необходимо устанавливать валы на одинаковой высоте и обеспечивать безупречную соосность.

Подтягивание трубопроводов к насосу, неперпендикулярность подсоединения трубопроводов к патрубкам насоса, недостаточность опор трубопроводов при монтаже недопустимы. Вследствие подтягивания трубопроводов к насосу может произойти поломка фланцев патрубков, задевание рабочих колес за уплотнения, разрушение муфтового соединения, вибрация вала; все это нарушает работу концевых уплотнений.

3.5.2. НЕИСПРАВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Насосы возвратно-поступательного действия работают по принципу вытеснения, поэтому очень чувствительны к перегрузкам. Чтобы предотвратить их неисправности, необходимо строго соблюдать правила эксплуатации. Если характер неисправности не удалось установить, следует обратиться к изготовителю насосов. Причины неисправностей поршневых насосов и способы их устранения приведены в табл. 3.3.

Следует обращать серьезное внимание на запирающие органы (задвижку, клапан) в нагнетательном трубопроводе, которые перед пуском насоса в работу должны быть полностью открыты. Пуск при закрытых запирающих устройствах ведет к недопустимому возрастанию давления в насосе, к перегрузке приводного двигателя и разрушению всего агрегата. Поэтому в насосах возвратно-поступательного действия следует установить непосредственно за напорным патрубком обратный клапан, а в особых случаях — также предохранительный и перепускной клапаны.

Необходимо надежно уплотнить места соединений на всасывающем трубопроводе для предотвращения проникания воздуха. При монтаже всасывающего трубопровода следует обратить внимание на то, чтобы он имел постоянный уклон к насосу во избежание образования воздушных мешков. Несоблюдение этих

Таблица 3.3. Неисправности поршневых насосов и способы их устранения

Неисправности	Причины	Способы устранения
Снижение подачи	Зависание клапана	Разобрать и отрегулировать вентиль
	Попадание в клапан твердых частиц	Проверить уплотняющие поверхности, при необходимости притереть или заменить
	Клапан закрывается не полностью	Проверить пружину клапана или заменить
	Гильза цилиндра и поршневые кольца изношены или имеют риски	Прошлифовать или расточить, при невозможности заменить гильзу и кольцо
Неустойчивая работа насоса	Мал подпор на входе	Обеспечить допустимый подпор
	Высота всасывания больше допустимой	Установить начальный уровень в приемном резервуаре, проверить всасывающий трубопровод и приемный клапан, при необходимости очистить их
	Парообразование в насосе	Увеличить подпор или уменьшить высоту всасывания
	Просачивание воздуха в насос через всасывающую линию	Уплотнить всасывающую линию, проконтролировать сальник
Слишком большое повышение давления	Не полностью открыт запирающий орган на напорном трубопроводе	Полностью открыть заслонку или вентиль
	Напорный трубопровод засорен или чрезвычайно удлинен	Проконтролировать и обеспечить начальное состояние трубопровода
Чрезмерно шумная работа клапана	Недостаточное крепление	Проверить крепление клапана; при необходимости заменить уплотнительное кольцо
	Сломана пружина клапана	Заменить пружину
Стук в подшипнике крейцкопфа	Слишком велик зазор	Заменить подшипник крейцкопфа; при изготовлении из двух частей отрегулировать зазор
	Некачественное масло	Сменить масло
Чрезмерный нагрев подшипника	Недостаточное давление масла	Отрегулировать давление масла маслонасосом
Падение давления масла	Велики зазоры в подшипнике	Отрегулировать подшипник удалением прокладки
Насос не всасывает жидкость	Неплотности во всасывающем трубопроводе	Проверить соединительные стыки всасывающего трубопровода

Неисправности	Причины	Способы устранения
	<p>Высота всасывания больше допустимой</p> <p>Насос не заполнен</p>	<p>Восстановить уровень в приемном резервуаре, проверить всасывающий трубопровод и приемный клапан, при необходимости очистить</p> <p>Заполнить насос заново</p>

требований может привести к разрыву потока. Насос рекомендуется по возможности, устанавливая непосредственно возле места всасывания, т. е. всасывающая труба не должна быть слишком длинной (это может отрицательно повлиять на процесс всасывания).

В подводящей трубе насосов с подпором следует установить запирающее устройство для отключения насоса при неисправностях; на конце всасывающей трубы следует предусмотреть приемную сетку с клапаном для защиты насоса от загрязнений и сохранения столба жидкости. Отсутствие приемной сетки часто приводит к неисправностям.

Направление вращения указывают стрелкой на подшипниках насоса. Несоблюдение направления вращения приводит к серьезным повреждениям: в результате прекращения смазки наступает сухая работа насоса. Не следует производить пуск поршневого насоса в сухом состоянии, так как в этом случае происходит недопустимо сильный нагрев, который может привести к повреждению уплотнительных колец поршня и сальников.

Чрезмерный нагрев подшипников можно объяснить недостатком смазки или же малым давлением масла. Эту неисправность можно устранить, применив годное смазочное масло или же правильно отрегулировав давление масла, создаваемое масляным насосом. При правильной эксплуатации подшипники должны быть теплыми. Если давление масла в подшипнике падает, это вызвано слишком большими зазорами в подшипнике. Устранить эту неисправность можно регулировкой подшипника или же удалением прокладок соответствующей толщины.

Постукивание подшипников крейцкопфа может быть вызвано слишком большим зазором во втулке. Это повреждение устраняют заменой подшипника крейцкопфа или его регулировкой (при разъемной конструкции).

Если клапаны работают слишком шумно (резкие, неровные удары), это может быть следствием плохого крепления клапана, которое необходимо проверить. При необходимости можно заменить расположенные под седлами клапанов уплотнитель-

ные кольца. Разрушенные пружины также вызывают шумную работу клапанов, поэтому их следует заменять.

Если плотность сальников недостаточна и подтяжка не дает улучшения, следует заменить сальниковую набивку. При повторной набивке сальников следует обращать внимание на правильную укладку фонарного кольца.

К неравномерной работе поршневых насосов, а иногда и к полному их отказу приводит превышение высоты всасывания по сравнению с допустимой. Это может вызвать разрыв сплошности потока или по меньшей мере кавитацию и таким образом привести к существенному уменьшению мощности. Повышение температуры перекачиваемой жидкости во время эксплуатации значительно снижает максимально достижимую высоту всасывания.

При обратном ходе потока следует в первую очередь проверить клапаны. Часто происходит заклинивание клапанов или же их нормальной работе мешает оседание загрязняющих веществ. В этом случае нужно прежде всего проверить уплотнительную поверхность клапана и в случае необходимости притереть ее. При появлении канавок на рабочих втулках цилиндра при дисковых поршнях следует заменить втулки и поршневые кольца, что не исключает также дополнительного шлифования и расточки.

3.5.3. НЕИСПРАВНОСТИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ

Роторные насосы, как и насосы возвратно-поступательного действия, работают по принципу вытеснения при плотном контакте корпуса и подающих элементов.

Возможная перегрузка может привести к разрушению насоса, так как несущая способность деталей рассчитана на определенное максимальное давление. Чтобы избежать неисправностей насосов, следует иметь в виду, что они предназначены и рассчитаны изготовителем для перекачивания определенной жидкости. Поэтому необходимо выполнять указания завода-изготовителя по эксплуатации насосов. Неисправности шестеренных и многовинтовых насосов приведены в табл. 3.4.

Многовинтовые насосы можно эксплуатировать с самосмазывающимися и несамосмазывающимися жидкостями без твердых примесей. Для перекачивания жидкости с твердыми включениями следует отдать предпочтение одновинтовым насосам.

Наличие в перекачиваемой жидкости грубых примесей может привести к заклиниванию многовинтовых насосов.

Учитывая возможность грубого загрязнения перекачиваемой жидкости, следует устанавливать фильтр или сетку во всасывающем трубопроводе. Заклинивание может произойти не только в результате загрязнения, но и в результате затверде-

Таблица 3.4. Неисправности многовинтовых насосов и способы их устранения

Неисправности	Причины	Способы устранения
<p>Подача и напор слишком малы</p>	<p>Предохранительный клапан открывается при рабочем давлении, неплотности в седле клапана Увеличенный зазор между корпусом и рабочим органом или между рабочими органами Непосредственное соединение напорной и всасывающей полостей (эрозия корпуса) Подсасывание воздуха или неплотности в напорном трубопроводе Неплотности в уплотнении вала Пониженная частота вращения Мала вязкость перекачиваемой жидкости Конечное давление значительно выше, чем по показаниям манометра Увеличена вязкость перекачиваемой жидкости</p>	<p>Заменить клапан, проверить загрязненность седла клапана и очистить его Проверить износ корпуса и рабочих органов, при сильном износе детали заменить Насос разобрать и осмотреть, изношенные детали заменить или отремонтировать на заводе-изготовителе Проверить плотность всасывающего и напорного трубопровода, при необходимости уплотнить Заменить манжету или сальниковую набивку Измерить частоту вращения, проверить напряжение на приводном электродвигателе Улучшить охлаждение перекачиваемой жидкости Протарировать или заменить манометр, проверить напорный трубопровод Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости</p>
<p>Завышена мощность насоса</p>	<p>Неправильно показание манометра Дефекты в изготовлении приводного двигателя Действительное давление нагнетания значительно превышает манометрическое Вязкость перекачиваемой жидкости значительно выше номинальной</p>	<p>Протарировать или заменить манометр Проверить двигатель и его мощность Протарировать или заменить манометр, уменьшить давление Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости, установить более мощный двигатель</p>
<p>Сильная вибрация</p>	<p>Биение (разбег) роторов в корпусе Дефекты изготовления фундамента Колебания трубопроводов</p>	<p>Насос разобрать и проверить, поврежденные детали заменить Фундамент изменить, при необходимости изолировать фундамент пробковыми или фетровыми прокладками Тщательно закрепить трубопроводы</p>

Неисправности	Причины	Способы устранения
Неспокойная работа насоса	Попадание воздуха в насос Ненадежная установка насоса на фундаменте Сильный износ вращающихся деталей и подшипников	Проверить плотность трубопроводов Затянуть фундаментные болты Разобрать насос, проверить вращающиеся детали и подшипники, при необходимости заменить

ния находящейся в корпусе насоса перекачиваемой жидкости. Перекачиваемая жидкость, склонная к образованию кристаллов, также может вызвать заклинивание насоса.

В этих случаях камеру насоса необходимо основательно промыть, прекратив на время подачу. Если во всасывающем и напорном трубопроводе есть запирающие устройства, они должны быть закрыты только при разборке насоса. Чтобы предохранить насос от повреждений, необходимо постоянно держать открытыми запирающие устройства во время эксплуатации.

В большинстве роторных насосов имеются предохранительные клапаны для предотвращения недопустимого повышения давления в напорном трубопроводе. При установке насосов без предохранительного клапана рекомендуется предусмотреть такой клапан в напорном трубопроводе. Отвод перекачиваемой жидкости через предохранительный клапан должен происходить, по возможности, во всасывающий резервуар. При отводе жидкости в насос необходимо учитывать возникновение недопустимого нагрева, который также может вызвать заклинивание ротора насоса.

В табл. 3.5 приведены типичные неисправности одновинтовых насосов и указаны способы их устранения.

3.6. БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ УЗЛОВ

При равномерном вращении ротора в сборе с колесами насоса центробежные силы, вызванные неуравновешенностью, передают на подшипники динамические усилия, вызывающие вибрацию насоса.

Ротор считается полностью сбалансированным, если он не передает на свои опоры центробежных сил или если эти силы не превышают допустимых значений. Технологический процесс, которому подвергается для снижения дисбаланса новый или отремонтированный ротор, называют балансировкой. Балансировка производится путем изменения или перемещения корректи-

Таблица 3.5. Неисправности одновинтовых насосов и способы их устранения

Неисправности	Причины	Способы устранения
Снижение подачи и давления нагнетания	Неплотности во всасывающем трубопроводе	Проверить и уплотнить всасывающий трубопровод
	Низкая частота вращения	Изменить частоту вращения, проверить напряжение на приводном электродвигателе
	Высота всасывания выше допустимой	Уменьшить геометрическую высоту всасывания, проверить и очистить всасывающий трубопровод
	Слишком большая пьезометрическая высота	Уменьшить противодавление или высоту полного давления
	Неплотности в сальниках	Поджать или перенабить сальники
Насос не подает жидкости	Конечное давление значительно выше, чем по показаниям манометра	Протарировать или заменить манометр
	Слишком высокая вязкость перекачиваемой среды	Повысить (учитывая максимально допустимую) температуру перекачиваемой жидкости
	Насос не работает	Всасывающая полость не заполнена, недостаточная мощность приводного двигателя
	Гильза корпуса вращается с ротором	Открыть крышку всасывания, вставить предохранительную призматическую шпонку
	Разрушен передний или задний шарнирный штифт	Заменить шарнирный штифт
	Разрушена проушина шарнира	Заменить шарнир
	Примеси в перекачиваемой жидкости перед всасывающим трубопроводом	Очистить трубопровод
Нагрев подшипников	Примеси в перекачиваемой жидкости перед подающим винтом	Вынуть винт и очистить
	Абразивные и агрессивные примеси	Испытать качество гуммирования на стойкость в перекачиваемой жидкости
Сильная вибрация насоса	Неплотности в уплотнении	Заменить манжету
	Сухое трение в подшипнике	Разобрать подшипник, прочистить и собрать с новой смазкой
	Дефекты изготовления фундамента Колебания трубопроводов	Изменить фундамент, при необходимости изолировать Тщательно закрепить трубопроводы
	Ненадежная установка насоса на фундаменте	Затянуть фундаментные болты

рующих масс в плоскостях коррекции. Дисбаланс, оставшийся в роторе после балансировки, называют остаточным.

Различают статическую и динамическую балансировку. Статическая составляющая неуравновешенности ротора наиболее просто выявляется и устраняется с помощью статической балансировки; моментная составляющая неуравновешенности может быть обнаружена и устранена только при вращении ротора, т. е. динамической балансировкой.

3.6.1. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА

Для статической балансировки предназначены специальные устройства. Наиболее распространены балансировочные параллели, представляющие собой параллельные призматические направляющие, опорные поверхности которых лежат в одной горизонтальной плоскости. На направляющие опираются шейки вала или же цапфы специальных оправок балансируемого ротора, ротора в сборе с дисками и отдельного диска. Оправки применяют в том случае, когда у детали нет пригодных для балансировки опорных поверхностей, например для диска.

Диск, который необходимо уравновесить, устанавливают на параллели. Сторону диска, в направлении которой смещен центр массы, называют «тяжелым местом», диаметрально противоположную сторону — «легким местом». Прежде всего нужно определить «тяжелое место» диска. Неуравновешенный диск под действием нескомпенсированной массы повернется на параллелях так, что центр массы S всегда будет находиться в вертикальной плоскости внизу. На поверхность диска наносят вертикальную риску A , проходящую через его геометрическую ось, обозначив тем самым направление радиуса, на котором лежит «тяжелое место». Для определения исходного дисбаланса диск поворачивают так, чтобы риска A заняла горизонтальное положение, при котором статический дисбаланс будет максимальным.

Для приведения центра массы к геометрической оси в «легком месте» диска добавляют (обычно наклепкой пластилина) такой груз m на определенном радиусе r , чтобы внесенный компенсирующий дисбаланс $D_{ст1} = mr$ был равен исходному дисбалансу $D_{ст}$ (рис. 3.1). Таким образом диск уравновешивают, а масса наlepки и является тем грузом, который нужно добавить для уравновешивания. Умножив массу наlepки на r , получают значение исходного дисбаланса: $D_{ст} = D_{ст1} = mr$.

При известной массе диска G_d можно также определить смещение центра массы, или неуравновешенность e :

$$D_{ст} = G_d e = mr, \quad \text{откуда } e = mr/G_d.$$

Таким образом, статический дисбаланс обусловлен значением

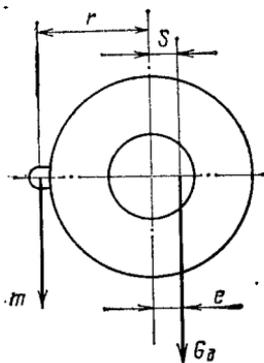
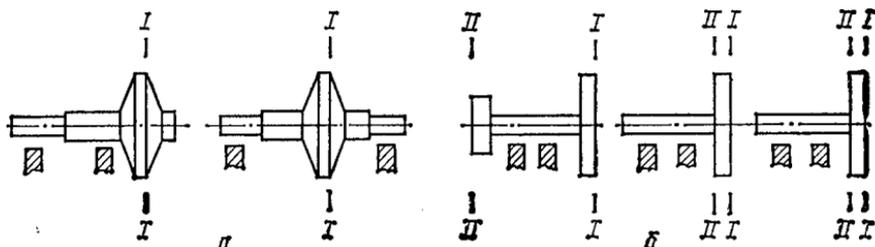


Рис. 3.1. Схема статической балансировки ротора

Рис. 3.2. Положение плоскостей коррекции при статической (а) и динамической (б) балансировке ротора



неуравновешенности e (в мкм), которая является характеристикой точности балансировочных устройств.

Груз, по массе равный напелке, придают диску в виде специальных балансировочных болтов с разновысокими головками (для подбора), для чего в конструкции диска предусматривают равномерно распределенные по окружности резьбовые отверстия под эти болты, равновесные пластины под головки болтов и т. п. Часто со стороны «тяжелого места» снимают металл шлифовкой поверхности диска с последующей тщательной полировкой места съема.

Метод контроля неуравновешенности роторов путем кругового обхода контрольным грузом состоит в следующем. Окружность ротора в плоскости коррекции делят на 12 равных частей. Контрольный груз массой m устанавливают в плоскости коррекции (рис. 3.2) на одном и том же радиусе r поочередно во всех 12 точках, каждый раз фиксируя показания a регистрирующего прибора. Масса контрольного груза должна быть такой, чтобы неуравновешенность в данной плоскости коррекции превышала допустимую не менее чем в 2—5 раз, в зависимости от допустимой остаточной неуравновешенности.

Остаточную неуравновешенность в плоскости коррекции определяют по формуле

$$\Delta_{\text{ост}} = mr(a_{\text{макс}} - a_{\text{мин}})/(a_{\text{макс}} + a_{\text{мин}}),$$

где $a_{\text{макс}}$ и $a_{\text{мин}}$ — максимальные и минимальные показания

регистрирующего прибора (в делениях шкалы) для установки контрольного груза в диаметрально противоположных точках при круговом обходе; m — масса контрольного груза, г; r — расстояние от центра вращения до центра тяжести контрольного груза, см.

Положение «тяжелого места» соответствует точке с максимальным показанием прибора $a_{\text{макс}}$.

В том случае, когда требуется определить, находится ли остаточная неуравновешенность в пределах допуска при известном положении «легкого места», применяют метод кругового обхода контрольным грузом (создающим неуравновешенность, превышающую допустимую вдвое) поочередно трех точек: 1-я точка — «легкое место», 2-я и 3-я точки — по обе стороны от «легкого места» под углом 30° . Ротор считают уравновешенным в пределах допуска, если при установке контрольного груза в любой из этих точек отклонение стрелки регистрирующего прибора больше, чем без контрольного груза, а положение «легкого места» меняется на 180° .

В том случае, когда требуется определить, находится ли остаточная неуравновешенность в пределах допуска при неизвестном положении «легкого места», применяют метод кругового обхода контрольным грузом (создающим неуравновешенность, превышающую допустимую вдвое) поочередно шести точек. Ротор считают уравновешенным в пределах допуска, если при установке контрольного груза в любой из шести точек отклонение стрелки регистрирующего прибора больше, чем без контрольного груза, а «тяжелое место» расположено в пределах $\pm 30^\circ$ от контрольного груза.

Типовой технологический процесс статической балансировки состоит из следующих операций:

1. Проверяют качество опорных шеек балансируемой детали; выполняют балансировку оправки и сборку детали на оправке; устанавливают параллели и выверяют их по уровню: отклонение от горизонтальности не должно превышать $0,02$ мм на 1 м длины.

2. Укладывают деталь на параллели с ограничителями и дают ей возможность, свободно проворачиваясь, занять устойчивое положение. Отмечают на диске нижнюю («тяжелую») точку «О». Операцию повторяют несколько раз.

Перекатывают деталь в положение, при котором найденная «тяжелая» точка «О» расположена на горизонтальной оси (рис. 3.3).

3. На внешнем диаметре детали, на стороне, противоположной точке «О», укрепляют груз m , при котором деталь еще способна повернуться на угол 20 — 30° . В качестве груза применяют пластилин или струбцину.

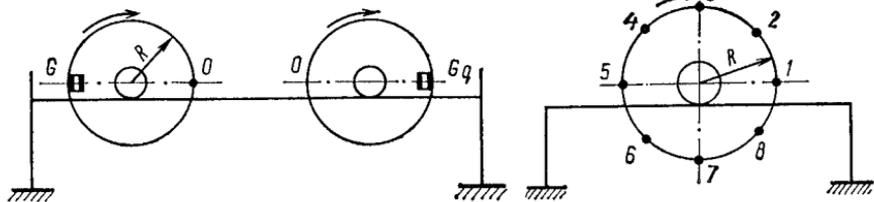


Рис. 3.3. Подбор груза при статической балансировке

Рис. 3.4. Разметка детали при статической балансировке

Поворачивают деталь на угол 180° в направлении, указанном стрелкой на рис. 3.3. Подбирают и закрепляют рядом с грузом m добавочный груз m_1 , который способен сообщить детали поворот еще на угол $20\text{--}30^\circ$ в сторону, указанную стрелкой.

Деталь поворачивают несколько раз на произвольный угол и убеждаются, что она занимает безразличное положение в состоянии покоя.

4. Снимают и взвешивают грузы m и m_1 . Определяют дисбаланс, который необходимо устранить: $D_{ст} = (m + m_1/2)r$.

Устраняют дисбаланс снятием металла на внешнем ободе балансируемой детали в точке, противоположной установке грузов m и m_1 . Если металл снимается на радиусе r_1 , меньшем r , то масса снятого металла $Q = (m + m_1/2)(r/r_1)$.

Типовой технологический процесс статической балансировки с определением скрытого дисбаланса состоит из следующих операций:

1. Окружность детали делят на 8 частей и выбранные точки нумеруют (рис. 3.4).

2. Устанавливают деталь на параллели так, чтобы точка 5 была на горизонтальной линии. Подбирают и подвешивают в точке 1 груз m_1 , при котором деталь перекатится по параллелям на угол $20\text{--}30^\circ$. Снимают с детали груз m_1 и взвешивают его.

3. Перекачивают деталь на $1/8$ окружности, повторяя операцию подбора груза m_2 несколько раз. Точки, в которых определены $m_{макс}$ и $m_{мин}$, должны располагаться диаметрально противоположно.

4. Определяют массу уравновешивающего груза $m_{ур} = (m_{макс} - m_{мин})/2$; дисбаланс $D = m_{ур}r$.

5. Устраняют дисбаланс снятием металла в точке, противоположной точке установки груза. Если металл снимается на радиусе r_1 , меньшем r , то масса снятого металла $Q = (m_{макс} - m_{мин})/2(r/r_1)$.

3.6.2. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА

Процесс приведения центра массы вращающегося ротора к оси вращения во всех плоскостях, перпендикулярных ей, называют *динамической балансировкой*. Ее проводят не менее чем в двух плоскостях. Плоскости, в которых устанавливают компенсирующие грузы, называют *плоскостями исправления* (или коррекции). Плоскости, в которых задают допустимые значения остаточной неуравновешенности (или остаточный дисбаланс), называют *плоскостями приведения* (обычно это плоскости опор).

Динамический дисбаланс — это момент, появляющийся от совместного действия неуравновешенных инерционных сил и моментов пар инерционных сил на опорах. Как и статический дисбаланс, он выражается в г·см (или Н·м). Приведя дисбалансы опор к центру массы системы и сложив, получают суммарный дисбаланс, или условную общую динамическую неуравновешенность системы.

Контроль динамической неуравновешенности роторов осуществляют путем кругового обхода контрольным грузом, причем в отличие от описанного выше метода окружность ротора разбивают не в одной плоскости коррекции, а в двух (см. рис. 3.2, б).

Динамическую балансировку роторов проводят в два этапа. Сначала балансируют ротор с деталями, расположенными между опорными шейками; дисбаланс устраняют снятием металла с полотна диска (покрышки) крайних рабочих колес. Затем балансируют полностью собранный ротор; дисбаланс устраняют снятием металла с крайних, вновь насаженных деталей.

При частоте вращения менее $83,3 \text{ с}^{-1}$ (5000 об/мин) рабочие колеса балансируют динамически после полной их сборки; дисбаланс устраняют снятием металла с полотна диска колеса и покрывного диска крайних рабочих колес.

Колесо редуктора балансируют с валом и полумуфтой. Дисбаланс устраняют установкой балансировочных грузов в технологические пазы по обоим торцам колеса.

Шестерню редуктора балансируют с насаженной полумуфтой. Дисбаланс устраняют сверлением отверстий или установкой балансировочных грузов по обоим торцам.

Зубчатые коронки (муфты) подвергают динамической балансировке совместно со стопорными и упорными кольцами в специальной оправке. Дисбаланс устраняют снятием металла с наружных поверхностей коронок.

Динамическую балансировку роторов в сборе можно осуществлять на балансировочных станках или в собственных подшипниках. Динамическую балансировку отдельных деталей

(рабочих колес, зубчатых коронок) проводят только на балансировочных станках. Последние подразделяют на резонансные и электронные.

Резонансные станки работают по принципу использования механических резонансных колебаний подшипников ротора, связанных со специальными балками станка, опирающимися на пружины. Резонансное число оборотов и соответственно свободный вылет пружин устанавливают в зависимости от массы ротора.

Станки на электронной схеме работают при постоянном (для данного типа станка) числе оборотов, независимо от массы ротора; специальное устройство позволяет после выхода на номинальное число оборотов определить массу и угол установки уравнивающего груза.

В зависимости от массы балансируемого ротора применяют станки следующих типов:

Масса ротора, кг	Станок	Масса ротора, кг	Станок
10—100	9В725	300—3000	МС-904
10—500	ВСК-2	100—1000	9719
30—300	МС-902	300—12000	Средний «Шенк»
30—1000	БСД-4	1000—15000	Большой «Шенк»
100—1000	МС-903	1000—16000	МС-35

Все станки имеют шарнирный привод, сменные вкладыши для установки роторов и могут работать при различной частоте вращения.

На рис. 3.5 показана принципиальная схема балансировочного станка. При вращении динамически неуравновешенного ротора 1 подшипники 3 приходят в колебательное движение в горизонтальной плоскости, и силовые линии постоянных магнитов 7, укрепленных на люльках 4, пересекают витки катушки 6. Возникающая э. д. с. через усилитель и преобразователь действует на стрелку чувствительного гальванометра 9, заставляя ее отклоняться. По отклонению стрелки судят о неуравновешенности ротора, поскольку амплитуды колебания опор пропорциональны неуравновешенности.

В некоторых типах балансировочных станков для определения положения динамической неуравновешенности используют стробоскопический эффект; процесс, повторяющийся с частотой менее 0,1 с, сливается для глаза в единую неподвижную картину. Для этого ротор приводят во вращение, а затем, приближая пластины контактов 10, т. е. уменьшая исходный зазор a , добиваются такого положения, чтобы контакт замыкался в момент максимального отклонения ротора в сторону этого контакта, когда прогиб ротора находится в горизонтальной плоскости. В момент замыкания контакта по электрической цепи подается сигнал на безынерционную импульсную лампу 11.

Рис. 3.5. Принципиальная схема балансировочного станка для динамической балансировки

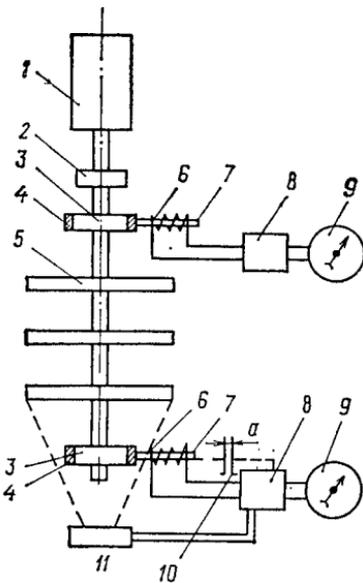
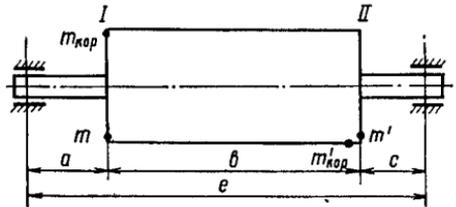


Рис. 3.6. Схема динамической балансировки ротора на резонансном станке



Таким образом, диск освещается каждый раз в тот момент, когда прогиб ротора находится в горизонтальной плоскости, и полоска на нем будет казаться неподвижной. Положение этой как бы неподвижной полосы на диске ротора можно зафиксировать на неподвижной части балансировочного станка. Вращая ротор после его остановки, совмещают полосу на диске с отметкой на кожухе и таким образом определяют положение динамической неуравновешенности: оно будет находиться в горизонтальной плоскости.

Типовой технологический процесс динамической балансировки на резонансных станках состоит из следующих операций:

1. Определяют массу ротора и устанавливают резонансные пружины станка и шейки ротора. Подбирают вкладыши и пришабривают их по шейкам ротора, обеспечив необходимые зазоры.

Боковые и диаметральные масляные зазоры должны быть в пределах $(0,001-0,002)d$, где d — диаметр шейки ротора.

2. Насаживают на ротор балансировочную муфту, предварительно динамически отбалансированную. Укладывают ротор на полувкладыши. Проверяют торцевое и радиальное биение балансировочной муфты; оно должно быть не более 0,02 мм.

3. Проверяют осевой разбег ротора. Регулируют осевой зазор между балансировочной муфтой ротора и электромагнитной муфтой станка.

4. Определяют резонансное число оборотов при пробном

пуске по максимальной амплитуде колебаний обеих стоек станка.

5. Делят окружности плоскостей приведения (крайние рабочие колеса ротора) на 4—6 равных частей и нумеруют полукруглые точки.

6. Подводят электромагнитную муфту к балансировочной, включают станок и раскручивают ротор на число оборотов, превышающее резонансное на 100—150 об/мин.

Освобождают одну из стоек станка, выключают приводной электродвигатель и при прохождении ротором резонансного числа оборотов записывают максимальную амплитуду колебаний зажатой стойки станка. Аналогично определяют максимальную амплитуду колебаний для другой плоскости приведения. Первой уравнивается плоскость приведения с максимальной амплитудой.

7. Располагают на максимальном радиусе плоскости приведения I пробный груз m (рис. 3.6) и записывают амплитуду колебаний при резонансных оборотах для всех точек.

Добавляют к пробному грузу груз m_1 и проверяют амплитуду при резонансном числе оборотов. Если амплитуда возросла, то m велик, и его следует уменьшить; если она уменьшилась, то m нужно увеличивать до тех пор, пока амплитуда не станет минимальной. Аналогично подбирают m' и m_1' для плоскости приведения II.

8. Устанавливают в плоскости приведения I корректирующий груз $m_{кор} = m'c/(b+c)$ под углом 180° относительно груза m на том же радиусе.

9. Устанавливают в плоскости приведения II корректирующий груз $m'_{кор} = m_{кор}a/(a+b)$, который следует добавить к грузу m в той же точке.

10. Заменяют временные грузы m , m' , $m_{кор}$, $m'_{кор}$ постоянными или устраняют дисбаланс путем съема металла. Если $r \neq r_1$, то постоянный груз следует пересчитать по формуле $Q_{пост} = Q_{вр}/r_1$ (где r — радиус установки временного груза, r_1 — радиус установки постоянного груза).

Типовой технологический процесс динамической балансировки на станках с электронной схемой состоит из следующих операций:

1. Собирают деталь для балансировки, устанавливают стойки под опорные шейки балансируемой детали.

2. Насаживают на деталь предварительно отбалансированную муфту, подбирают вкладыши и пришабривают их по шейкам детали. Диаметральные и боковые масляные зазоры должны быть в пределах $(0,001—0,002)d$, где d — диаметр шейки.

3. Укладывают ротор на полувкладыши, регулируют осевой зазор между торцами вкладышей и буртом ротора (10—

—15 мм). Соединяют и закрепляют муфту станка с балансировочной муфтой ротора, регулируют подачу смазки.

4. Выводят ротор на балансировочное число оборотов и определяют по угломерному кольцу место установки груза, по показаниям прибора определяют массу уравнивающего груза.

5. После остановки ротора устанавливают груз на определенном угле. Операцию проводят для обеих плоскостей приведения. С помощью эталонирующего устройства определяют массу корректирующих грузов для плоскостей приведения I и II.

6. Устраняют дисбаланс путем съема металла с периферии дисков или установкой постоянных уравнивающих грузов.

Типовой технологический процесс динамической балансировки ротора в собственных подшипниках состоит из следующих операций:

1. Устанавливают ротор в собственных подшипниках. Закрывают крышку цилиндра, выводят ротор на рабочее число оборотов.

2. Замеряют амплитуды вибрации по трем взаимно перпендикулярным направлениям на обоих подшипниках. Сначала балансируют сторону, которая имеет большую амплитуду вибрации на подшипнике.

3. Останавливают ротор. Вскрывают цилиндр. Разделяют плоскости приведения на четыре равные части. Надежно закрепляют пробный груз m массой $m = 10^{-5}G_d$ (где G_d — масса уравниваемой детали, г).

4. Закрывают цилиндр. Выводят ротор на рабочие обороты. Записывают амплитуду колебаний.

Операции по балансировке проводят для обеих плоскостей приведения.

3.7. ЦЕНТРОВКА НАСОСА С РЕДУКТОРОМ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Под центровкой понимают проверку соосности цилиндров направляющих поршневого насоса; проверку положения ротора в расточках для концевых уплотнений центробежного насоса; проверку совпадения направления осей валов (роторов) насоса, редуктора и электродвигателя.

Из этих видов центровки наиболее распространен последний, проводимый по полумуфтам. Последовательным поворотом полумуфт на 90° в пределах окружности и проведением замеров по окружности полумуфт определяют пересечение осей валов (роторов).

Центровку по полумуфтам выполняют, используя специальные приспособления, позволяющие проводить необходимые за-

меры с помощью щупа или индикаторов. Конструкция приспособлений (скобы, держалки для индикаторов и хомуты крепления) зависит от конструкции полумуфт. При любой конструкции приспособления должны обладать необходимой жесткостью и прочно крепиться на полумуфтах.

Перед центровкой необходимо убедиться в том, что валы центруемых машин свободно, не задевая за уплотнения, вращаются в подшипниках; шейки валов чисты, смазаны, не имеют повреждений и нормально прилегают к вкладышам; вкладыши плотно прилегают к своим постелям. При жестких муфтах центрирующие выступы полумуфт не должны касаться друг друга. Если нет специальных указаний, то при центровке агрегата с редуктором за базу принимают редуктор, валы которого укладывают горизонтально, а затем проводят центровку агрегата от полумуфт в сторону двигателя и в сторону агрегата. В агрегатах без редуктора электродвигатель прицентровывают к выверенному и закрепленному агрегату.

Полумуфты центруемых валов с установленными на них приспособлениями совмещают по маркировкам, соответствующим их взаимному положению, и устанавливают маркировками вверх. С помощью линейки на полумуфтах делают отметки мелом, разделяющие окружности полумуфт на четыре равные части (по вертикали и горизонтали). В процессе центровки обе полумуфты вращают совместно в направлении вращения компрессора. От начального положения (маркировки вверх) полумуфты последовательно поворачивают на 90, 180, 270 и 360°, т. е. каждый раз на четверть окружности (в соответствии с отметками мелом). В каждом положении полумуфты проводят пять замеров (рис. 3.7): один по окружности (a) и четыре — по торцу (b_1 — b_4). Результаты центровки заносят в таблицу, а общий результат записывают в карту измерений (рис. 3.8), в которой внутри кругов помещают данные центровки по торцу, а снаружи — центровки по окружности. В карту измерений заносят средний результат двух замеров; при втором замере уровень следует повернуть на 180°.

Поскольку при каждом повороте полумуфт торцевые зазоры замеряют в четырех точках, расположенных на концах двух взаимно перпендикулярных диаметров, то осевые смещения, возможные при повороте валов, не влияют на результаты центровки. На результаты не влияет также некоторая эксцентricность посадки муфт, так как полумуфты центруемых валов совмещены по маркировкам, и их поворачивают одновременно.

Для повышения точности замеров с помощью щупов зазоры в приспособлениях не должны превышать 0,5 мм (для замера следует подбирать меньшее число пластинок щупа). Если же расстояния между торцами полумуфт значительны, целесообразно использовать шлифованные пластины определенной тол-

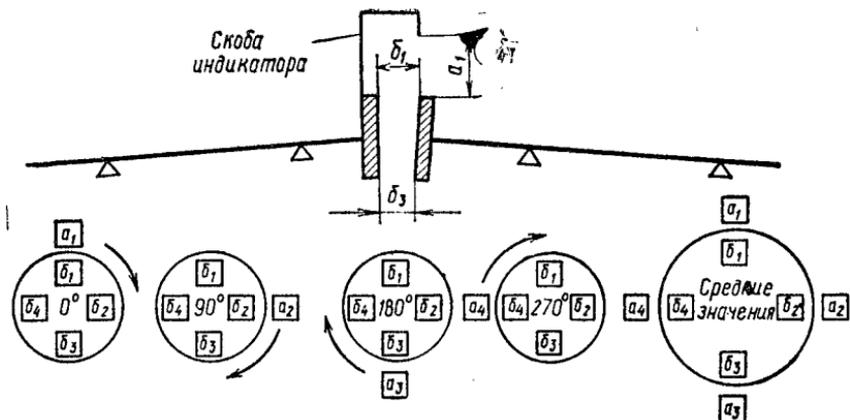


Рис. 3.7. Схема измерений и записи результатов центровки по полушарам

щины, чтобы свести остаточный зазор, замеряемый щупом, к допустимому значению.

Результаты измерений для каждой контролируемой точки на муфте суммируют, а для получения среднего значения суммы делят на число измерений в этой точке. Для ясности представления о центровке результирующую запись упрощают, для чего из полученных данных вычитают наименьшее значение; тогда хотя бы одна точка должна получиться со значением «ноль» («приведенная» запись центровки). Разность замеров в диаметрально противоположных точках окружности полушаров покажет, есть ли расцентровка и каковы ее значение и характер.

При проверке центровки возможны следующие взаимные положения осей центруемых валов:

- 1) оси плавно сопряжены: $b_1 = b_2$; $a_1 = a_2$;
- 2) ось одного вала смещена параллельно оси другого: $b_1 = b_2$; $a_1 \neq a_2$;
- 3) ось одного вала расположена под некоторым углом к оси другого: $b_1 \neq b_2$; $a_1 \neq a_2$.

Взаимный перекося осей (рис. 3.9) с достаточной степенью точности определяют по формулам

$$x = b'l/D; \quad y = xh/l,$$

где $b = b' - b''$ — расцентровка при перекося осей в вертикальной и горизонтальной плоскостях; l — расстояние между средними сечениями вкладышей; D — диаметр полушары; h — расстояние от плоскости полушары до ближайшего к ней вкладыша. Значения x и y дают представление о смещении валов в обоих подшипниках, необходимом для уточнения центровки.

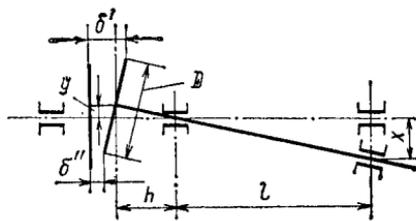
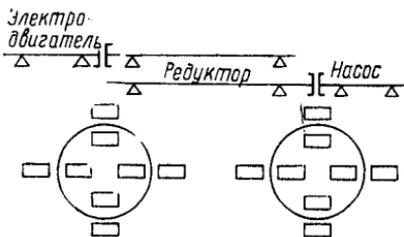


Рис. 3.8. Карта измерений центровки валов по полумуфтам

Рис. 3.9. Схема определения смещения центруемых валов

Допустимые значения параллельного смещения осей и их перекоса (в мм) при диаметре муфты 500 мм в соответствии со СНиП III-Г.10.2—62 приведены ниже:

Частота вращения вала ротора, с^{-1}	До 12,5	25	50	Более 50
Допустимый перекося, мм, муфт:				
жестких	0,08	0,06	0,04	0,02
упругих пальцевых	0,10	0,08	0,06	0,04
зубчатых	0,15	0,12	0,10	0,08

При диаметре муфты менее или более 500 мм указанные допустимые значения должны быть уменьшены или увеличены пропорционально отношению диаметров муфт.

Обычно центровку исправляют изменением положения вкладышей; эту операцию выполняют, например, подшабриванием установочных колец.

При центровке вертикальных центробежных агрегатов, не имеющих опорных подшипников, необходимо ротор электродвигателя прицентровывать к ротору агрегата.

Проверку вертикальности ротора агрегата или электродвигателя и линии сопряжения валов проводят по четырем точкам с помощью индикатора. Индикаторы следует устанавливать над верхним направляющим подшипником и у фланца вала ротора. Отклонение от вертикали сопряженных валов агрегата и электродвигателя не должно превышать 0,02 мм на 1 м; между муфтами сопряженных валов должна проходить пластина щупа толщиной не более 0,05 мм на глубину не более 10 мм.

После окончания центровки по полумуфтам и проверки центровки по концевым расточкам полумуфты валов соединяют и проверяют положение оси агрегата с помощью уровня, который устанавливают на шейки валов (на каждой шейке снимают два показания с поворотом на 180°). При некоторой разнице показаний уровня берут уклон, равный полусумме обоих показаний. Замеренные по уровню уклоны шеек заносят в карту измерений (см. рис. 3.8). Полученные результаты да-

ют представление о положении оси агрегата и позволяют контролировать при последующих ремонтах осадку фундамента, а также просадку шеек валов в результате износа баббита вкладышей.

Типовой технологический процесс центровки валов по полумуфтам с помощью скобы и щупа состоит из следующих операций:

1. Жестко закрепляют на одной из полумуфт скобу. Окружность полумуфт делят на четыре части и точки отмечают мелом. Замеряют и записывают в карту измерений зазоры по торцу — a — и по радиусу — b_1, b_2, b_3, b_4 (см. рис. 3.7).

2. Поворачивают оба ротора последовательно на $90, 180, 270^\circ$ и в каждом положении замеряют величины a и b . Подсчитывают средние значения зазоров по торцу полумуфт:

$$b_{ср1} = \sum b_1/4; \dots; \quad b_{ср4} = \sum b_4/4.$$

Полученные значения заносят в карту измерений (см. рис. 3.8).

3. Определяют непараллельность (перекос) торцов полумуфт в вертикальной плоскости: $b_v = (b_{ср1} - b_{ср3})/D$ (где D — диаметр полумуфты в м).

4. Определяют непараллельность торцов полумуфт в горизонтальной плоскости: $b_r = (b_{ср4} - b_{ср2})/D$.

5. Определяют параллельное смещение осей валов в вертикальной плоскости: $A_v = (a_{ср1} - a_{ср3})/2$.

6. Определяют параллельное смещение осей валов в горизонтальной плоскости: $A_r = (a_{ср4} - a_{ср2})/2$.

7. Приводят в норму расцентровку изменением толщины прокладок под опорными подушками подшипников. Параллельное смещение осей валов должно быть не более $0,05$ мм, пере-
кос осей — не более $0,08$ на 1 м.

Пример центровки роторов по полумуфтам с помощью скобы и щупа. В результате проверки центровки валов по полумуфтам получены значения, приведенные на рис. 3.10. Эти значения получают как разность между максимальными средними и минимальными средними значениями соответствующих осевых и радикальных зазоров.

Подъем подшипника вверх и его перемещение вправо (если смотреть со стороны полумуфты, на которой закреплено приспособление для центровки) считают положительными (+); опускание подшипника вниз и перемещение его влево считают отрицательными (—).

Торцы роторов в вертикальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие вверх) на 1 м диаметра муфты:

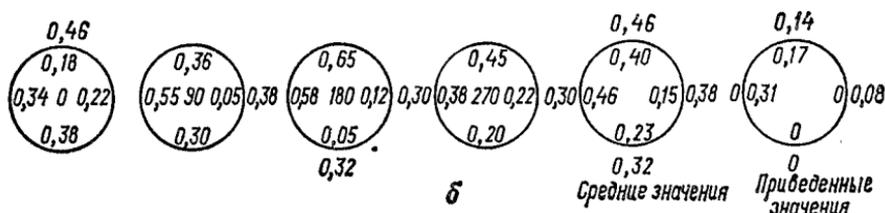
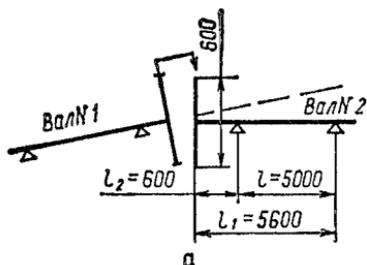
$$b_v = (b_{ср1} - b_{ср3})/D = (0,17 - 0)/0,6 = 0,28 \text{ мм.}$$

Для устранения этого излома необходимо задний подшипник ротора № 2 поднять на $b_v l_1 = 0,28 \cdot 5,6 = 1,57$ мм; передний подшипник поднять на $b_v l_2 = 0,28 \cdot 0,6 = 0,17$ мм.

Верхний радиальный зазор больше нижнего. Поскольку скоба для центровки укреплена на полумуфте ротора № 1, этот ротор находится выше

Рис. 3.10. Центровка роторов с помощью скобы и щупа:

а — схема центровки; б — карта измерений



ротора № 2 на расстояние

$$A_B = (a_{ср1} - a_{ср3})/2 = (0,14 - 0)/2 = 0,07 \text{ мм.}$$

Таким образом, для устранения излома и радиального смещения роторов в вертикальной плоскости необходимо задний подшипник ротора № 2 поднять на $b_{в1} + A_B = 1,57 + 0,07 = 1,64$ мм; передний подшипник ротора № 2 поднять на $b_{в2} + A_B = 0,17 + 0,07 = 0,24$ мм.

Торцы роторов в горизонтальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие влево) на 1 м диаметра муфты, равный

$$b_r = (b_{ср2} - b_{ср4})/D = (0 - 0,31)/0,6 = -0,515 \text{ мм.}$$

Для устранения этого излома необходимо задний подшипник ротора № 2 сместить влево на $b_{г1} = -0,515 \cdot 5,6 = -2,9$ мм; передний подшипник сместить влево на $b_{г2} = -0,515 \cdot 0,6 = -0,31$ мм.

Правый радиальный зазор больше левого и поскольку скоба для центровки укреплена на полумуфте ротора № 1, ротор № 2 необходимо сместить влево на расстояние

$$A_r = (a_{ср2} - a_{ср4})/2 = (0,08 - 0)/2 = 0,04 \text{ мм.}$$

Таким образом, для устранения излома и радиального смещения роторов в горизонтальной плоскости необходимо задний подшипник ротора № 2 сместить влево на $b_{г1} + A_r = -2,9 + 0,04 = 2,86$ мм; передний подшипник сместить влево на $b_{г2} + A_r = -0,31 + 0,04 = 0,27$ мм.

Типовой технологический процесс центровки валов по полумуфтам с помощью трех индикаторов состоит в следующем:
1. Устанавливают держалки индикаторов на одну из полумуфт (рис. 3.11, а).

Устанавливают ножку одного индикатора на образующую полумуфты, а ножки двух других упирают в торец полумуфты.

2. Индикаторы устанавливают на 0 и располагают по одной вертикальной линии. Поворачивают обе полумуфты на 180° и записывают показания на всех трех индикаторах с соответству-

ющим знаком. Для индикаторов, установленных по торцу, знак (+) означает, что торцы полумуфт сходятся, знак (—) — раскрываются. Для индикатора, установленного по диаметру, знак (+) означает, что вал № 2 расположен ниже вала № 1 на величину $a/2$ (где a — показания индикатора).

3. Индикаторы устанавливают на 0 и располагают в одной горизонтальной линии. Поворачивают обе полумуфты на 180° и записывают показания на всех трех индикаторах с соответствующим знаком. Если скоба установлена на полумуфте вала № 1, то при повороте слева направо знак (+) означает, что вал № 2 смещен вправо по отношению к валу № 1.

4. Устраняют расцентровку валов изменением толщины прокладок под опорными подушками подшипников. Параллельное смещение осей — не более 0,05 мм; перекося осей — не более 0,08 на 1 м.

Пример центровки роторов по полумуфтам с помощью трех индикаторов. В результате проверки центровки роторов (см. рис. 3.11, а) получены следующие значения (показанные на рис. 3.11, б).

Анализ аксиальных и радиальных зазоров свидетельствует, что торцы роторов в вертикальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие вверх) на 1 м диаметра муфты, равный

$$b_b = [+0,03 - (-0,02)]/0,2 = 0,05/0,2 = 0,25 \text{ мм.}$$

Для устранения этого излома необходимо: задний подшипник вала № 2 поднять на $b_{b1} = 0,25 \cdot 3,4 = 0,85$ мм; передний подшипник поднять на $b_{b2} = 0,25 \cdot 0,4 = 0,1$ мм.

Поскольку показание индикатора, установленного по радиусу, при повороте полумуфты на 180° (нижнее положение) имеет знак (—), ротор № 2 расположен ниже вала № 1 на $A_b = 0,20/2 = 0,10$ мм.

Для устранения этого радиального смещения необходимо оба подшипника вала № 2 поднять на 0,1 мм. Таким образом, для устранения излома и радиального смещения роторов в вертикальной плоскости необходимо: задний подшипник вала № 2 поднять на $b_{b1} + A_b = 0,85 + 0,10 = 0,95$ мм; передний подшипник вала № 2 поднять на $b_{b2} + A_b = 0,10 + 0,10 = 0,20$ мм.

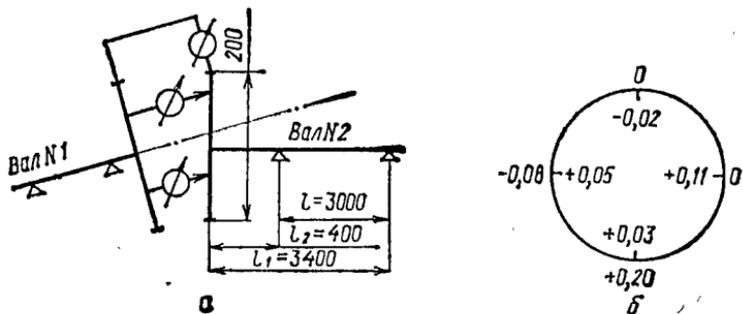


Рис. 3.11. Центровка роторов с помощью трех индикаторов: а — схема центровки; б — карта измерений

Торцы роторов в горизонтальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие влево) на 1 м диаметра муфты, равный

$$b_r = (0,11 - 0,05)/0,2 = 0,3 \text{ мм.}$$

Для устранения этого излома необходимо: задний подшипник ротора № 2 сместить влево на $b_{r1} = 0,3 \cdot 3,4 = 1,02$ мм; передний подшипник сместить влево на $b_{r2} = 0,3 \cdot 0,4 = 0,12$ мм.

Поскольку показание индикатора, установленного по радиусу, при повороте полумуфты на 180° (левое положение) имеет знак (—), вал № 2 смещен вправо по отношению к валу № 1 на расстояние

$$A_r = 0,08/2 = 0,04 \text{ мм.}$$

Таким образом, для устранения излома и радиального смещения валов в горизонтальной плоскости необходимо: задний подшипник ротора № 2 сместить влево на $b_{r1} + A_r = 0,3 \cdot 3,4 + 0,04 = 1,06$ мм; передний подшипник ротора № 2 сместить влево на $b_{r2} + A_r = 0,3 \cdot 0,4 + 0,04 = 0,16$ мм.

3.8. СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И ШУМА НАСОСОВ

Нормирование и контроль вибрационных и шумовых характеристик. ГОСТ 23941—79 (СТ СЭВ 541—77) устанавливает следующие основные технические шумовые характеристики источников шума (машин): скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA} (дБА); уровень звуковой мощности в полосах частот L_{pi} (дБ); уровень звука в контрольных точках L_A (дБА); уровень звукового давления в полосах частот в контрольных точках L_i (дБ).

ГОСТ 23941—79 предусматривает выбор шумовых характеристик и методов их определения стандартами на машины конкретных типов. Стандарт на методы определения шумовых характеристик насоса отсутствует. Требования к шумовым характеристикам и методы их определения внесены в стандарты на отдельные типы насосного оборудования. К таким стандартам можно отнести ГОСТ 22247—76 «Насосы центробежные консольные общего назначения для воды»; ГОСТ 15110—79Е «Насосы центробежные для химических производств»; ГОСТ 17011—79Е «Насосы центробежные песковые и грунтовые. Общие технические условия»; ГОСТ 11377—80Е «Насосы центробежные для бумажной массы. Общие технические условия»; ГОСТ 11379—80Е «Насосы динамические для сточных жидкостей. Общие технические условия».

В этих стандартах в качестве основных шумовых характеристик насосов приводятся уровни звуковой мощности в октавных полосах частот, а также скорректированный уровень звуковой мощности. Эти же характеристики в качестве основных шумовых характеристик машин определены ГОСТ 12.003—76 «Шум. Общие требования безопасности».

Непосредственное измерение уровней звуковой мощности машин не представляется возможным; их определяют расчетным путем:

$$L_{pi} = L_i + 10 \lg (S/S_0); \quad L_{pA} = L_A + 10 \lg (S/S_0),$$

где L_{pi} — уровень звуковой мощности в i -й полосе частот, дБ; L_{pA} — скорректированный уровень звуковой мощности, дБА; L_i — уровень звукового давления в i -й полосе частот, дБ; L_A — уровень звука, дБА; S — площадь измерительной поверхности, м²; $S_0 = 1$ м².

Способы измерения величин L_i и L_A при испытании машин приведены в ГОСТ 8055—73. Введены ГОСТ 12.1.026—80 и ГОСТ 12.1.028—80, соответствующие СТ СЭВ 1412—78, СТ СЭВ 1414—78.

Для получения шумовой характеристики насоса рекомендован ориентировочный метод определения уровня звуковой мощности шума машин в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью по ГОСТ 12.1.028—80 (СТ СЭВ 1413—78). Этот метод позволяет проводить измерения в заглушенных камерах с жестким полом, на открытых площадках над звукоотражающей плоскостью, в эксплуатационных помещениях и на стендах.

Измерительная поверхность должна охватывать и опираться на звукоотражающую плоскость и находиться на расстоянии $d = 1$ м от поверхности параллелепипеда, ограничивающего машину и опирающегося на звукоотражающую плоскость. Расчет скорректированных и октавных уровней звуковой мощности проводят по формулам, приведенным выше. При этом в расчет вводят средние уровни звукового давления и звука на измерительной поверхности, определяемые ГОСТ 12.1.026—80.

Площадь S (в м²) измерительной поверхности вычисляют по формуле

$$S = 4(ab + ac + bc)(a + b + c)/(a + b + c + 2d),$$

где $a = 0,5 l_1 + d$; $b = 0,5 l_2 + d$; $c = l_3 + d$; l_1, l_2 — размеры основания параллелепипеда, ограничивающего насос; l_3 — высота параллелепипеда; d — расстояние до параллелепипеда.

Для ориентировочного определения величины $10 \lg(S/S_0)$ можно пользоваться зависимостью $10 \lg(S/S_0) = 9 + \lg(QH)$.

В соответствии с РТМ 26-06-22—75 «Насосы динамические. Методы измерения и контроля вибрации» вибрационными характеристиками насоса являются: общий уровень вибрационной скорости; уровень вибрационной скорости в октавных полосах частот. Эти характеристики определяют в диапазоне частот от минимальной частоты вращения насоса до 2000 Гц.

При испытаниях насоса на жестком креплении в соответствии с РТМ 26-06-22—75 замеры вибрации следует проводить

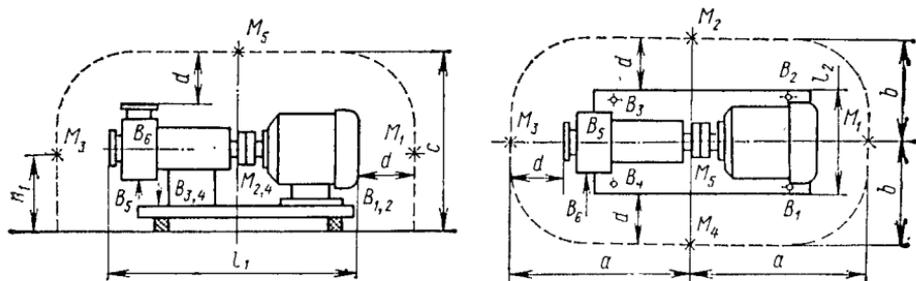


Рис. 3.12. Схема расположения точек измерения шума (точки M) и вибрации (точки B)

на корпусе насоса в плоскости, перпендикулярной оси вращения насоса, по двум взаимно перпендикулярным направлениям. У погружных насосов, жестко закрепленных на фундаменте, допускается измерение вибрации на опорной плите вблизи точек крепления.

Схема расположения точек измерения вибрации насоса представлена на рис. 3.12.

Для ограничения шума и вибрации в различных областях техники разработаны регламентирующие требования и нормы. Под требованиями принято подразумевать предельно допустимые уровни шума и вибрации, которые необходимы для полного удовлетворения определенных частных условий, без учета возможности их выполнения в данный момент. Под нормами обычно понимают установленные с помощью статистических методов реально достижимые минимальные уровни шума и вибрации, выполнение которых обязательно.

При разработке и согласовании технической документации и ее экспертизе часто смешивают два понятия: санитарно-гигиенические нормативы по ограничению шума и вибрации на рабочих местах и технические нормы шума и вибрации машин.

Санитарно-гигиенические нормативы не могут быть использованы в качестве основы для назначения норм шума и вибрации машин, так как они составлены не для оценки оборудования, а для ограничения шума и вибрации на рабочих местах и в помещениях. Одни и те же машины могут быть предназначены для использования в различных помещениях, но требование для всех машин самых жестких норм экономически не оправданно. Машина, не удовлетворяющая требованиям санитарно-гигиенических норм, может быть в ряде случаев установлена так, что уровень шума (вибрации) в помещении или на рабочем месте будет отвечать указанным нормам, соответствующим данному месту или помещению, и наоборот.

Таким образом, на машину следует устанавливать технические нормы шума и вибрации, характеризующие ее техническое

совершенство, а не распространять на нее санитарно-гигиенические требования к объекту, в котором она эксплуатируется [8].

Обеспечение требуемых ГОСТ 12.1.003—76 и 12.1.012—78 уровней шума и вибрации на рабочих местах и в помещениях — комплексная задача, решение которой может и не быть достигнуто снижением шума в источнике, а требует специальных строительно-акустических мероприятий, дистанционного управления шумными агрегатами, средств индивидуальной защиты и т. п. Применение тех или иных средств должно быть во всех случаях экономически обосновано.

В табл. 3.6 представлены уровни шума насоса (уровень звука на расстоянии 1 м и от контура L_{dA} и скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA}), являющиеся техническими нормами, разработанными на основе статистического анализа представительных шумовых характеристик около 200 типов насосов.

Нормы шума установлены в зависимости от параметра $\lg QH$ (Q — подача, м³/ч; H — напор, м) и частоты вращения n , об/мин. В качестве нормы вибрации (шума) насоса принимают величину

$$L_n = \bar{L} + kS,$$

где $\bar{L} = \frac{\sum_{i=1}^N L_i}{N}$ — среднее арифметическое значение уровней вибрации (уровней шума) испытанных образцов;

$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (L_i - \bar{L})^2}{N-1}}$ — среднеквадратичное отклонение результатов измерений уровней вибрации или шума испытанных образцов; k — коэффициент, определяемый в зависимости от числа испытанных образцов, допустимой доли брака и доверительной вероятности.

Таблица 3.6. Уровни шума насоса L_{dA} и L_{pA}

$\lg(QH)$	Номинальная мощность приводного электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин					
		1000		1500		3000	
		L_{dA}	L_{pA}	L_{dA}	L_{pA}	L_{dA}	L_{pA}
Более 1,6 до 2,0	До 2	74	84	78	88	83	93
> 2,0 до 2,6	До 5	78	89	82	93	86	96
> 2,6 до 3,1	До 12	83	95	85	96	91	102
> 3,1 до 3,7	До 33	86	98	91	103	95	107
> 3,7 до 4,3	До 92	91	104	95	108	98	110
> 4,3 до 4,8	До 250	95	109	97	111	101	114

Ниже приведены значения коэффициента k в зависимости от числа испытанных насосов N :

N	3	4	5	6	7	8	9	10
k	2,2	2,0	1,9	1,83	1,77	1,73	1,69	1,66

При установлении нормы шума и вибрации в виде спектра в полосах частот верхние границы L_n определяют для каждой октавы.

В качестве нормируемой величины шума насоса принимают средний уровень звука на расстоянии 1 м от наружного контура насоса при звукоотражающем поле (L_{dA}) либо скорректированный уровень звуковой мощности (L_{pA}) и соответствующие ему октавные уровни звуковой мощности L_p .

В качестве нормируемой величины вибрации насоса принимают общий уровень виброскорости, измеренный в диапазоне от частоты вращения до 2000 Гц. В отдельных случаях, оговоренных в стандартах или технических условиях, нормируют октавные уровни колебательного ускорения.

При контрольных шумовых и вибрационных испытаниях измеряют уровень звука L_{dA} и общий уровень вибрационной скорости (или октавные уровни вибрационного ускорения) в точках, указанных в технической документации.

Мероприятия по снижению вибрации. Для уменьшения шума и вибрации рекомендуется устанавливать насос на плавающий фундамент. Масса фундамента должна быть в 3—5 раз больше массы насоса. Это способствует приближению центра массы к точкам опоры, обеспечивающим устойчивое равновесие.

Для уменьшения передачи вибрации от насоса к трубопроводам и далее к строительным конструкциям входные и выходные участки трубопроводов должны иметь гибкие вставки. Такие элементы (компенсаторы, патрубки, шланги и т. п.) нужны и для компенсации разницы в перемещениях амортизированного агрегата и жестко установленного трубопровода.

Резиновые вставки или манжеты могут быть выполнены из армированных резиновых шлангов. Их надевают на соответствующие патрубки (ниппели) при помощи клея или краски, а затем прижимают хомутами.

Если вследствие высоких температур или давлений обязательно применение металлических компенсаторов, то на концах должны быть предусмотрены прочные фланцы, которые используются также в качестве виброзадерживающих масс.

Одна из главных задач при выборе амортизирующего крепления — смещение основной частоты крепления f_a ниже диапазона частот возмущающих сил, действующих при эксплуатации механизма. Для насоса за низшую частоту возмущающей силы принимают оборотную частоту f_0 .

Основные параметры амортизирующего крепления, обеспечивающие изолирующий эффект, — жесткость (k) амортизирующих элементов и масса (m) механизма, подлежащего виброизоляции (включая массу основания). Эти два параметра определяют основную частоту вертикальных колебаний насоса на амортизаторах (в Гц):

$$f_a = (1/2\pi) \sqrt{k/m}.$$

Под влиянием массы насоса амортизирующие элементы получают статическую осадку $s_{ст}$ (см), которая связана с частотой свободных колебаний системы зависимостью

$$f_a = 5/\sqrt{s_{ст}}.$$

Показателем эффективности виброизоляции амортизирующего крепления является коэффициент передачи, характеризующий величину динамического воздействия агрегата, передаваемую через амортизаторы на фундамент, и равный отношению колебательных сил, передающихся на фундамент при амортизированном и жестком креплениях соответственно:

$$\left| \frac{F_a}{F} \right| = \left| \frac{1}{1 - (f/f_a)^2} \right|,$$

где f — частота возмущающей силы; f_a — частота колебаний агрегата, установленного на амортизаторах.

Величина, обратная коэффициенту передачи, выраженная в логарифмических единицах, будет определять виброизоляцию (дБ) амортизирующего крепления:

$$ВИ = 20 \lg \frac{F}{F_a} = 20 \lg \left| 1 - \left(\frac{f}{f_a} \right)^2 \right|.$$

Изоляция колебаний амортизаторами достигает цели, когда отношение частот вынужденных и собственных колебаний $f/f_a > \sqrt{2}$. На практике отношение этих частот принимают равным 2,5—5. При $f/f_a = 2,5$ виброизоляция $ВИ \approx 14$ дБ.

Характеристики различных типов упругих прокладок, амортизаторов и других виброизолирующих элементов содержатся в литературе [1, 17, 19].

Основной источник гидродинамического шума насоса — пульсации давления, создаваемые в перекачиваемой насосом жидкости. Колебания давления в проточном тракте и трубопроводах насоса характеризуются широким спектром частот. Наиболее опасны лопастные колебания с частотой f_{o21} , амплитуды которых могут достигать значительной величины.

Одно из эффективных средств снижения шума в трубопроводах — гасители колебаний давления. По принципу действия

многочисленные гасители пульсаций давлений в трубопроводных системах делятся на активные, реактивные, комбинированные и специальные.

Активные гасители работают по принципу поглощения и рассеивания колебательной энергии пульсирующего потока за счет трения. Наиболее эффективно они работают на высоких частотах.

Реактивные гасители основаны на принципе акустического фильтра, который не пропускает пульсаций на определенной частоте, зависящей от акустической массы и акустической емкости жидкости, заключенной в гасителе. Активное сопротивление реактивных гасителей невелико и не определяет их эффективности. Реактивные гасители имеют строго дискретный спектр гашения.

Комбинированные гасители представляют собой сочетание элементов активного и реактивного гасителей.

Для практического применения гасителей пульсаций давления с целью устранения вибрации трубопроводов важно определить критерий эффективности гасителей. В качестве такого критерия может быть применен так называемый коэффициент сглаживания $k_c = \Delta P_1 / \Delta P_2$ (где ΔP_1 , ΔP_2 — амплитуды пульсаций давления в трубопроводе до и после гасителя).

ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К НАСОСАМ

4.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПРИ ОТБРАКОВКЕ И РЕМОНТЕ НАСОСОВ

Сдача в ремонт и приемка из ремонта. Сдачу в ремонт производит предприятие (организация) или его подразделение, эксплуатирующее насосы (заказчик), а приемку в ремонт — ремонтное предприятие (организация) или ремонтное подразделение эксплуатирующего предприятия (исполнитель) [9]. Порядок сдачи в ремонт и приемки из ремонта должен соответствовать ГОСТ 19504—74 или нормативно-технической документации, действующей в отраслях.

Насосы и их составные части (узлы и детали) сдают в ремонт после выработки ресурса до первого капитального ремон-

та, установленного предприятием-изготовителем, или в случае выработки межремонтного ресурса, указанного в табл. 4.1. Допускается сдача в ремонт насосов и их составных частей до истечения сроков, указанных в табл. 4.1, в том случае, когда из-за технического состояния не обеспечено допустимое эксплуатационное отклонение напора насоса при номинальной подаче (в соответствии с табл. 4.2) или в случае выхода насоса из строя вследствие отказа.

При ремонте на месте установки ремонт насоса считают окончанным после испытаний и оформления акта выдачи из ремонта. Ремонт насоса, проводимый на ремонтной базе, считают окончанным после его приемки ОТК. В этом случае акт выдачи насоса оформляют после его монтажа и испытаний на месте установки.

Демонтаж и разборка. Демонтаж и разборку производят в соответствии с эксплуатационной документацией на насос и электродвигатель.

Демонтаж базовых составных частей, в том числе наружных корпусов питательных и корпусных частей осевых, конденсатных и вертикальных насосов, производят в случае невозможности их ремонта на месте эксплуатации или замены. При ремонте насосов на месте эксплуатации вопрос о демонтаже базовых составных частей и наружных корпусов решают по согласованию между заказчиком и исполнителем.

В процессе демонтажа и разборки необходимо произвести следующие замеры:

несоосность валов электродвигателя и насоса (по ободу и торцам полумуфт в четырех точках соответственно);

осевой разбег ротора (для насосов с упорным подшипником скольжения или с автоматическим устройством уравнивания осевых сил, действующих на ротор);

зазоры по дистанционным болтам, продольным и поперечным шпонкам, фиксирующим насос на фундаментной плите;

у осевых насосов (ГОСТ 9366—71) — положение рабочего колеса в камере для всех лопастей (по зазорам в трех точках хорды профиля); идентичность углов установки лопастей и соответствие значений указателя угла разворота лопастей углу установки лопасти, принятой за базовую; вертикальность и излом осей валов насосного агрегата; положение вала насоса относительно расточек под подшипники.

При демонтаже насосов следует обращать внимание на крепление корпуса к фундаменту, состояние заливки фундамента и заливки анкерных болтов, параллельность фланцев насоса фланцам трубопровода на линиях всасывания и нагнетания, осевой разбег обода зубчатой муфты, натяг между крышкой корпуса подшипника и вкладышем, зазоры в подшипниках скольжения (боковые и верхний), прилегание шеек вала к

Таблица 4.1. Показатели надежности динамических насосов

Назначение насоса	Характеристика насосов	Наработка на отказ, ч	Ресурс до капитального ремонта, ч	Ресурс до списания деталей корпуса, ч	Срок амортизации, год	
Для чистой пресной воды	Малые типа К и КМ	4000	16000	16000	6	
	Малые и средние двухстороннего входа	5000	50000	50000	12	
	Малые и средние осевые и центробежные вертикальные	5000	20000	60000	12	
	Крупные двухстороннего входа	6300	63000	125000	16	
	Крупные вертикальные типа В	4000	20000	104000	20	
	Крупные осевые типа ОПВ	5000	20000	104000	20	
Скважинные для воды	Для скважин диаметром 250 мм и выше	6300	12500	30000	6	
	Для скважин всех размеров, для термальных вод, загрязненных и засоленных	—	4000	12500	3	
Для энергосистем	Питательные	10000	20000	80000	16	
	Конденсатные и бустерные	10000	20000	80000	16	
Фекальные	Малые	6300	25000	25000	8	
	Средние и крупные	4000	16000	50000	10	
Грунтовые, песковые и шламовые	Малые и средние	1600	3200	13000	3	
	Крупные	2500	6300	27000	4	
Для химических производств:	Герметичные, консольные, погружные многоступенчатые	для чистых жидкостей (до 0,1% масс. взвесей)	6000	17000	30000	5
		для жидкостей со взвесью до 1,5% масс. и особо агрессивных	6000	10000	20000	4
		для пульпы (до 1,5% масс. взвесей)	2000	6300	12000	2
Сетевые Нефтяные:	—	10000	20000	80000	16	
	для горячих и холодных нефтепродуктов	4000	20000	60000	10	
	для нестабильных бензинов, сжиженных газов, не очищенных от серы, и фенольной воды	2500	20000	40000	8	
	магистральные	6300	25000	100000	20	

Таблица 4.2. Допустимые эксплуатационные отклонения напора насосов

Назначение насоса	Характеристика насосов	$\Delta H_{\text{доп}}$ %, не более
Питательные, конденсатные, бу- стерные, масляные	—	—6
Для чистой воды, конденсат- ные, общего назначения	Центробежные, консольные, двухстороннего входа, осевые вертикальные	—10
Грунтовые, песковые, шламовые	—	—20
Фекальные	—	—12
Химические, для нефтепродук- тов	Для чистых жидкостей (до 0,2% масс. взвесей)	—10
	Для жидкостей со взвесью до 4% масс. и особо агрессивных	—12
	Для пульп (свыше 4% масс. взвесей)	—16
Скважинные для воды	Для скважин диаметром до 250 мм	—12
	Для скважин диаметром свыше 250 мм	—10

вкладышу подшипника (при температуре подшипников выше допустимой).

В процессе разборки секционных насосов следует определить размер осевого разбега ротора при снятом разгрузочном диске или разобранном упорном подшипнике.

При разборке насосов необходимо проверить наличие меток, определяющих взаимное расположение составных частей роторов, соединительных муфт, корпусов подшипников качения и скольжения, лопастей осевых насосов, корпусных секций секционных насосов, шпонок и штифтов. При отсутствии меток их следует нанести вновь. Запрещается наносить метки на посадочные уплотняющие, стыковые поверхности; нельзя наносить их методом, нарушающим защитные покрытия составных частей.

Разборку неподвижных сопряжений производят на прессах, специальными приспособлениями или с применением устройств, предусмотренных конструкцией соединения (отжимных болтов, шпилек и пр.). Допускается нагрев открытым пламенем (кроме подшипников качения) охватывающей составной части соединения без местных пережогов, равномерно от периферии к центру разбираемого соединения. Температура предварительного нагрева — 130 °С.

При снятии подшипников качения усилия прикладывают к кольцу, имеющему неподвижную посадку.

Разборку фланцевых и стыковых соединений производят специальными приспособлениями и устройствами (домкратами, отжимными болтами и пр.). Не допускается разборка раскли-

ниванием (зубилом, отверткой и пр.) между стыкующимися поверхностями.

В процессе демонтажа и разборки не допускаются деформация составных частей, повреждения при строповке, транспортировании, укладке, кантовке, а также в результате соударений при съеме.

Узлы, детали которых не требуют ремонта или ремонт которых возможен без разборки, во избежание излишнего износа в сопряжении, допускается не разбирать, что должно быть указано в научно-технической документации на ремонт.

Подготовка узлов и деталей к дефектации. Детали после разборки следует очистить от грязи, продуктов коррозионно-механического износа, смазочных материалов, промыть и просушить.

Мойку деталей производят в специальных струйных установках или моечных машинах. Допускается обработку поверхности производить в переносных моечных ваннах. При мойке методом погружения моечные растворы перемешивают сжатым воздухом, очищенным от пыли и масел. Обработку струйным методом проводят при давлении струи 0,15—0,3 МПа.

Продукты коррозии металла должны быть полностью удалены. Удаление оксидов рекомендуется производить травлением или абразивной чисткой, в зависимости от исходной степени окисленности. Допускается применение механизированного или ручного зачистного инструмента. Допустимая степень очистки от оксидов — не ниже второй (по ГОСТ 9.025—74).

Рекомендуемые составы травильных и моечных растворов и режимы обработки приведены ниже:

Состав	Степень за жирности (по ГОСТ 9.025—74)	
	1	2
Для деталей из стали и чугуна		
Кальцинированная сода (ГОСТ 5100—75) или тринатрийфосфат (ГОСТ 201—76)	6±1	15±5
Гидроксид натрия (ГОСТ 4328—77)	—	15±5
Жидкое стекло, или технический силикат натрия (ГОСТ 13078—77), либо ОП-7, ОП-10 (ГОСТ 8433—77)	3±1	3±1
Для деталей с окрашенными и неокрашенными поверхностями		
Технический тринатрийфосфат (ГОСТ 201—76)		6±1
Контакт «Петрова» (ГОСТ 463—77)		3±1
Режим обработки		
Температура раствора, °С		65±5
Продолжительность обработки струйным методом, мин		2—3
Продолжительность промывки в воде при температуре 60 °С, мин		1

Сушку деталей производят в сушильных камерах при 117 °С либо обдувкой сжатым воздухом.

Дефектация. При проверке технического состояния (дефектации) составных частей насосов применяют один из следующих методов (или их сочетания): внешний осмотр и измерения; гидравлическое испытание на плотность и прочность; неразрушающий контроль (акустический, капиллярный, магнитный, электромагнитный и т. д.).

Применение тех или иных методов должно быть оговорено в технических условиях на ремонт насоса конкретного типоразмера или в рабочих чертежах. Последовательность применения методов определяется технологическим процессом ремонта, однако внешний осмотр должен предшествовать любому другому методу, а гидравлическое испытание — неразрушающему контролю.

Внешнему осмотру подлежат все составные части насосов, за исключением тех, которые не допускаются к повторному использованию.

Осмотр производят невооруженным глазом или с применением лупы 4—7-кратного увеличения. Особое внимание следует уделять местам с повышенной концентрацией напряжений, поверхностям контакта разнородных материалов, местам, наиболее подверженным коррозионному, кавитационному и механическому износу.

Внешний осмотр проводят для выявления трещин, раковин, разрывов, смятин, выкрашиваний, задиrow, следов схватывания, царапин, рисок; осмотр сварных швов или мест наплавки — для выявления трещин, усадочных раковин, наплывов и подрезов, пор, свищей, прожогов, неметаллических включений, непроваров, вогнутости корня, западения между валиками и т. д.

Измерения следует производить с целью определения отклонений размеров, погрешности форм и расположения поверхностей, их шероховатости и твердости от значений, указанных в научно-технической документации на ремонт или в конструкторской документации.

Проверку прямолинейности и плоскостности поверхностей производят с помощью линеек (по ГОСТ 8026—75) или плит (по ГОСТ 10905—75) первого или второго класса точности на «просвет» или «краску».

При применении метода на «просвет» зазор между контролируемой поверхностью и рабочей поверхностью линейки или плиты определяют щупом (по ГОСТ 882—75) или мерами длины концевыми (по ГОСТ 13581—68 или ГОСТ 9038—73).

При применении метода «на краску» пятна краски должны равномерно располагаться по всей контролируемой поверхности. Число пятен, приходящихся на площадь 25×25 мм², должно составлять: на рабочих поверхностях упорных подшипников, шпоночных пазов и шпонок, фиксирующих полумуфты питательных насосов, — не менее 12 пятен; на поверхностях шпоноч-

ных пазов и шпонок, фиксирующих рабочие колеса насосов с напором более 120 м, стыкуемых плоскостях жестких муфт, поверхностях скольжения опор корпусов насосов, поверхностях разъемов, уплотняющих без прокладок, — не менее 7 пятен.

При проверке нецилиндричности шеек валов и вкладышей подшипников скольжения, поверхностей, сопрягаемых по посадкам с натягом, поверхностей щелевых уплотнений при $l/d > 1,0$ (где d — диаметр контролируемой поверхности, мм; l — ее длина, мм) замер производят не менее чем в трех сечениях по длине поверхности во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Нецилиндричность поверхностей, сопрягаемых по переходным посадкам и посадкам с зазором, поверхностей щелевых уплотнений проверяют при $1,0 \geq l/d \geq 0,3$; замер производят в двух сечениях по длине поверхности. При $l/d = 1$ проверяют только некруглость.

Проверке на изогнутость подлежат цилиндрические поверхности (валы, собранные роторы, валопроводы при соединении валов жесткими стяжными шпильками и другими составными частями) при $l/d > 5$.

Замер биений производят при вращении составных частей в центрах или на призмах, или в собственных подшипниках.

При необходимости определение шероховатости производят профилометрами (по ГОСТ 19300—73) или профилографами (по ГОСТ 19299—73). Определение шероховатости до 8 класса допускается производить с помощью образцов (по ГОСТ 9378—75) визуальным сравнением или на ощупь при условии, что поверхности образцов обработаны тем же методом, что и сравниваемые; геометрическая форма образцов должна соответствовать форме контролируемой поверхности. Шероховатость поверхностей, не доступных непосредственному измерению специальными приборами или сравнению с образцами, допускается определять методом сленков. Твердость поверхностей определяют приборами по ГОСТ 9030—75.

При выполнении измерений полученные значения размеров допускается округлять (при условии сохранения допустимых зазоров в сопряжениях) до сотых долей миллиметра для составных частей, изготовленных по 1—3 классам точности, и до десятых долей — по 4—7 классам точности.

По результатам дефектации составные части сортируют на три группы: годные без ремонта, требующие ремонта, подлежащие замене. Детали каждой группы метят краской различного цвета (например, зеленой, желтой и красной) или другими способами, обеспечивающими достаточную стойкость меток.

Требования к материалам. Материалы, применяемые для изготовления составных частей насосов, по физико-химическим свойствам должны соответствовать требованиям стандартов и технических условий на ремонт.

Качество и свойства материалов должны быть подтверждены сертификатами заводов-поставщиков. При неполноте сертификатных данных или отсутствии сертификатов материалы можно применять только после необходимых испытаний и исследований, подтверждающих соответствие материалов требованиям стандартов и ТУ.

При применении материалов, отличных от указанных в рабочих чертежах или в нормативно-технических документах на ремонт, необходима проверка на допустимость контакта металлов в соответствии с ГОСТ 9.005—72.

Защитные покрытия. Окраске при ремонте подлежат ранее окрашенные участки поверхности насоса или его составные части, на которых вследствие коррозии, эрозии, механического или другого воздействия разрушены лакокрасочные покрытия. Поверхность подлежит полной окраске с удалением ранее нанесенного покрытия, если дефекты покрытия занимают более 50% площади. Полной окраске без удаления покрытия подлежит наружная поверхность корпуса насоса, если участки ремонтной окраски отличаются по цвету от ранее окрашенных.

Поверхности, не доступные для окраски после сборки, должны быть окрашены до сборки. Граница зачищенного участка должна перекрывать границу дефекта не менее чем на 20 мм во всех направлениях.

Для изделий из черных металлов допускается удаление ржавчины до степени окисленности «А» (по ГОСТ 9.025—74) с последующим нанесением грунтовок преобразователей ВА-01 ГИСИ по ТУ 81-05-121—71.

Перед окраской поверхность следует обезжирить щелочными растворами. Допускается обезжиривание с помощью щеток или протирачного материала, смоченных растворителем по ГОСТ 8505—77. Степень обезжиривания поверхности — не ниже второй по ГОСТ 9.025—74.

Длительность перерыва между подготовкой поверхности и окраской при хранении изделий в помещении не должна превышать 24 ч, при наличии конверсионных покрытий — 72 ч, при хранении на открытом воздухе — соответственно 6 ч и 18 ч.

Для окраски наружных поверхностей насосов, перекачивающих жидкости при температуре 333 К (60 °С) включительно применяют покрывные лакокрасочные материалы 6-й группы по ГОСТ 9825—73 (группа покрытия «М» по ГОСТ 9.032—74). Для окраски внутренних поверхностей применяют покрывные лакокрасочные материалы 4-й группы по ГОСТ 9825—73 — группа покрытия «В» (для пресной воды).

Для окраски наружных поверхностей насосов, перекачивающих жидкости при температуре выше 60 °С, применяют покрывные лакокрасочные материалы 8-й группы по ГОСТ 9825—73 (группа покрытия «Т°» по ГОСТ 9.032—74); при этом предель-

ную температуру выбирают в зависимости от температуры перекачиваемой жидкости. Для окраски внутренних поверхностей применяют покрывные лакокрасочные материалы той же группы (группа покрытий «Т°В»). Внешний вид окрашенных поверхностей — по III классу по ГОСТ 9.032—74.

4.2. ТРЕБОВАНИЯ К УЗЛАМ И ДЕТАЛЯМ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

4.2.1. КОРПУС НАСОСА

В процессе эксплуатации насоса могут появиться следующие дефекты корпусных деталей: коррозионно-эрозионный износ, свищи, трещины, забоины на плоскостях разъема, износ посадочных мест, повреждение резьбы.

При разборке насоса корпус необходимо тщательно осмотреть. В случае обнаружения коррозионно-эрозионного износа необходимо провести замеры толщины стенок методом ультразвуковой дефектоскопии (УЗД). В местах, недоступных для контроля методами УЗД, допускаются контрольные засверловки.

Отбраковочную толщину стенки корпуса определяют по формуле

$$\delta_{\text{отбр}} = PD / (2\sigma_{\text{пр}} - P),$$

где $\delta_{\text{отбр}}$ — отбраковочная толщина стенки корпуса, см; P — наибольшее рабочее давление в насосе, МПа; D — наибольший наружный диаметральный размер корпуса в месте замера, см; $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение для материала корпуса, МПа (для чугуна $\sigma_{\text{пр}} = 30$ МПа; значения $\sigma_{\text{пр}}$ для сталей приведены в табл. 4.3).

Трещины, обнаруженные на поверхностях деталей корпуса, разрешается заваривать. Раковины глубиной до 0,2 толщины стенки не более 30 штук на площади 150×150 мм² и отдельные раковины глубиной более 0,2 толщины стенки допускается восстанавливать наплавкой.

Восстановленные от трещин и раковин поверхности должны соответствовать следующим техническим требованиям: в зоне заварки (напльва) трещины, шлаковые включения, газовые поры не допускаются; места заварки (наплавки) должны быть зачищены заподлицо с основным металлом; шероховатость внутренней поверхности должна быть не более $R_z 160$ (по ГОСТ 2729—73); после заварки сквозных трещин детали корпуса следует испытать на прочность и плотность гидравлическим испытанием в соответствии с ТУ на ремонт конкретного насоса или рабочими чертежами; течи и потения не допускаются.

Износ посадочных мест стальных корпусов под крышку, уплотнительные кольца, диафрагму и т. д. устраняется наплав-

Таблица 4.3. Предельные напряжения в зависимости от материала корпуса насоса

Температура, °С	$\sigma_{нр}$, МПа, для сталей марок			
	25Л, 30Л	25	10Х18Н9ТЛ	20Х5М-Л, 20Х5В-Л, 20Х5Т-Л
20	108	132	114	113
100	107	127	108	113
150	106	—	104	113
200	106	125	100	113
250	105	119	97	112
300	102	114	92	112
325	101	113	91	111
350	96	108	90	111
375	90	102	88	110
400	87	92	86	109
425	84	81	85	104
450	67	67	83	97
475	—	54	82	86
500	—	41	80	72
525	—	—	79	58
550	—	—	78	35

кой с последующей расточкой до номинальных размеров, а чугунных корпусов — расточкой до ремонтных размеров.

Посадочные поверхности корпусов подшипников должны обеспечивать установку подшипников качества по ГОСТ 3325—55. При значительном износе посадочных гнезд подшипники допускаются их расточка с последующей установкой гильз по легкопрессовой посадке. Проворачивание гильзы предотвращается стопорными шпильками или штифтами. Затем гильзы растачиваются по внутреннему диаметру до необходимых размеров.

Допускается расточка посадочных гнезд корпусов подшипников скольжения под вкладыши на 1,5% от первоначального диаметра с изготовлением нового вкладыша.

Мелкие риски, забоины, вмятины на плоскостях разъема корпусных деталей устраняются зачисткой, шабровкой или опилкой. Крупные дефекты устраняют заваркой с последующей обработкой плоскостей разъема [10].

При расточке корпусов насосов предъявляют следующие требования:

Контролируемые размеры	Допустимые значения, мм
Отклонение от перпендикулярности торцовых опорных поверхностей и осей расточек	0,03 на 1 м длины
Отклонение от параллельности оси расточки и плоскости разъема корпуса	0,05 на 1 м длины
Несоосность осей расточек	0,03
Овальность и конусность поверхностей расточек	0,03

Уплотнение горизонтального разъема внутреннего корпуса двухкорпусных насосов обеспечивают пришабриванием привалочных поверхностей обеих половин корпуса.

В период капитального ремонта проверяют отклонение оси корпуса насоса от горизонтального положения. При проверке приемный и напорный патрубки отсоединяют от трубопроводов.

Уровень устанавливают: у «горячих» насосов (т. е. при перекачивании горячих продуктов) — на привалочную поверхность фланца одного из патрубков; у «холодных» насосов (т. е. при перекачивании холодных продуктов) — на плоскость горизонтального разъема корпуса.

Отклонения от горизонтального положения не должны превышать 0,1 мм на 1 м длины. Отклонения устраняют прокладками под опорные поверхности рамы с последующей подливкой бетоном.

При разборке корпуса насоса проверяют зазоры между уплотнительными кольцами рабочих колес и корпуса.

Радиальный зазор δ между уплотнительными кольцами рабочих колес и корпуса должен быть равен:

для холодных насосов

при $D \leq 100$ мм $\delta = 0,25$ мм;

при $D > 100$ мм $\delta = [0,25 + (D - 100)0,001]$ мм;

для горячих насосов ($t > 200$ °С)

при $D \leq 100$ мм $\delta = 0,3$ мм;

при $D > 100$ мм $\delta = [0,3 + (D - 100)0,001]$ мм.

Максимально допустимый зазор не должен превышать удвоенного значения номинального зазора.

Уплотнительные кольца корпуса, межступенчатые уплотнения, вкладыши средних и промежуточных опор в насосах с горизонтальным разъемом устанавливаются по посадкам скольжения или по ходовым посадкам, а в корпусах с торцовым разъемом — по плотным посадкам. Допустимое уменьшение внутреннего диаметра уплотняющего кольца корпусов секционных насосов приведено в табл. 4.4.

Таблица 4.4. Допустимое уменьшение внутреннего диаметра уплотняющего кольца корпусов секционных насосов, мм

Перекачиваемые среды	Ремонтный размер	Диаметр кольца, мм					
		50—100	101—200	201—400	401—800	801—1600	1601—3200
Чистые жидкости	I	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2
	II	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Жидкости со взвесями	I	1,1	1,5	1,9	2,4	—	—
	II	2,2	3,0	3,8	4,6	—	—

Гидравлические испытания корпусов насосов проводят водой в следующих случаях: при толщине стенки, близкой к предельно допустимой; при ремонте с применением сварки.

Давление гидравлического испытания на прочность и плотность принимают равным $P_H = 1,5P_y$ (где P_y — условное давление в корпусе насоса). Продолжительность испытания — не менее 30 мин.

Полости охлаждения испытывают на прочность и плотность давлением $P_H = 0,5$ МПа.

4.2.2. РАБОЧИЕ КОЛЕСА

В рабочих колесах не допускаются трещины любого расположения, сквозные раковины, кавитационные раковины, эрозионный износ дисков и лопаток на внутренних поверхностях.

Кавитационные раковины глубиной до 1/2 толщины наружных поверхностей рабочего колеса разрешается устранять наплавкой в доступных местах с последующей статической балансировкой рабочего колеса. В местах наплавки не допускаются трещины, шлаковые включения, поры; места наплавки должны быть обработаны заподлицо с основным металлом; шероховатость — не более $R_z 40$ (ГОСТ 2729—73).

Допустимое уменьшение наружного диаметра колес по уплотнительным пояскам приведено в табл. 4.5.

После обработки наружной поверхности пояска рабочего колеса по ремонтному размеру II деталь заменяют новой или восстанавливают номинальный диаметр. При ремонте рабочего колеса и посадочной поверхности вала восстановление осуществляют по номинальному размеру с допустимым износом, приведенным в табл. 4.6. Дефект устраняют расточкой с последующим железнением, хромированием, наплавкой и т. д.

Посадочные места рабочих колес под уплотнительные кольца должны соответствовать 2—3-му классам точности и иметь плотную (Пл) или легкопрессовую (П) посадки (в зависимо-

Таблица 4.5. Допустимое уменьшение наружного диаметра рабочих колес по уплотнительным пояскам

Перекачиваемые среды	Ремонтный размер	Диаметр входа рабочих колес, мм					
		50—100	101—200	201—400	401—800	801—1600	1601—3200
Чистые жидкости	I	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2
	II	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Жидкости со взвесью	I	1,1	1,5	1,9	2,4	—	—
	II	2,2	3,0	3,8	4,6	—	—

Таблица 4.6. Допустимый износ рабочего колеса

Номинальный размер рабочего колеса, мм	Допустимый износ		Номинальный размер рабочего колеса, мм	Допустимый износ	
	для чистых жидкостей	для жидкостей со взвесями		для чистых жидкостей	для жидкостей со взвесями
До 35	0,015	0,02	81—100	0,8	1,0
36—45	0,3	0,5	100—120	1,0	1,1
46—60	0,4	0,5	121 и более	до 1,5	1,8
61—80	0,5	0,6			

Таблица 4.7. Допуски посадочных мест рабочих колес под уплотнительные кольца

Номинальный диаметр колеса, мм	Допуски, мм, для посадок		Номинальный диаметр колеса, мм	Допуски, мм, для посадок	
	П	Пл		П	Пл
65—80	+0,010	+0,055	150—160	+0,014	+0,085
		+0,035			+0,058
80—100	+0,012	+0,070	160—180	+0,014	+0,085
		+0,045			+0,058
100—120	+0,012	+0,070	180—220	+0,016	+0,105
		+0,045			+0,075
120—140	+0,014	+0,085	220—260	+0,016	+0,105
		+0,058			+0,075
140—150	+0,014	+0,085			
		+0,058			

сти от конструктивных особенностей насоса) с допусками, указанными в табл. 4.7.

Шероховатость поверхностей посадочных мест под вал и уплотнительные кольца должна соответствовать рабочим чертежам и быть не выше $R_a=2,5$ мкм.

Допуск на отклонение от перпендикулярности к оси отверстия не должен превышать 0,04 мм. Несоосность поверхностей рабочего колеса под уплотнительные кольца и на вал не должна превышать 0,05 мм.

4.2.3. ВАЛ И ЗАЩИТНАЯ ГИЛЬЗА

Наиболее характерными дефектами валов являются искривление и износ шеек, резьбы и шпоночных пазов, коррозионный и эрозийный износ.

Валы, имеющие трещины, к эксплуатации не допускаются и ремонту не подлежат.

Допускаются биения валов не выше предусмотренных чертежами, а при отсутствии таких данных — не выше следующих значений:

Места замера биений	Биение, мм
Шейки вала:	
под подшипники	0,025
под промежуточный подшипник	0,03
Опорные торцы вала	0,025
Посадочные места:	
под защитные гильзы	0,02
под полумуфту	0,02
под рабочие колеса	0,04
под ступицу разгрузочного диска	0,025
под маслоотбойные кольца	0,05

Биение, превышающее допустимые значения, устраняют одним из следующих способов: наклепом с помощью чеканки, механической правкой без нагрева, механической правкой с местным нагревом, термической правкой.

В зависимости от износа посадочных поверхностей валов допускается применение следующих методов восстановления: износ до 0,3 мм — хромированием; износ до 0,8 мм — осталиванием (железнением) с последующим шлифованием; износ более 0,8 мм — наплавкой.

Допускается уменьшение диаметров шеек валов на 2% от номинального размера с изготовлением ремонтных сопрягаемых деталей. Указанные на чертежах посадки должны быть соблюдены.

При износе шпоночного паза допускается увеличение его ширины не более чем на 10% с изготовлением нестандартной шпонки. Если невозможно восстановить шпоночный паз на старом месте, допускается изготовление нового паза под углом 90—120° по отношению к старому с сохранением размеров и допусков по чертежу.

Дефекты галтелей могут явиться причиной поломки вала, поэтому качество галтелей следует тщательно проверять. Задирь на галтелях валов устраняют опиловкой или проточкой с последующим шлифованием. Радиусы закруглений галтелей должны соответствовать следующим значениям:

Диаметр вала, мм	30—50	50—70	70—100	100—150
Радиус галтели, мм	2	2,5	3	4

Резьбу на валу в случае забоин восстанавливают леркой или резцом, зачищают напильником или надфилем. При повреждении более 10% резьбы участок протачивают до основания резьбы и наглавливают.

Поврежденные центровые отверстия восстанавливают сверлением и зенкерованием.

Таблица 4.8. Допуски на посадочные места вала под рабочие колеса

Номинальный диаметр вала, мм	Допуски, мм, для посадок		Номинальный диаметр вала, мм	Допуски, мм, для посадок	
	П	Н		П	Н
30—40	+0,008	+0,020 +0,003	80—100	+0,012	+0,026 +0,003
40—50	+0,008	+0,020 +0,003	100—120	+0,012	+0,026 +0,003
50—65	+0,010	+0,023 +0,003	120—140	+0,014	+0,030 +0,004
65—80	+0,010	+0,023 +0,003			

Таблица 4.9. Допуски на валы для посадки подшипников качения

Диаметр вала, мм	Допуски, мкм, в зависимости от класса точности подшипников и посадок			Диаметр вала, мм	Допуски, мкм, в зависимости от класса точности подшипников и посадок		
	0 и 6		5 и 4		0 и 6		5 и 4
	H _П	П _П	П _{1п}		H _П	П _П	П _{1п}
18—30	+17 +2	±7	+6 -3	80—120	+26 +3	±12	+9 -6
30—50	+20 +3	±8	+7 -4	120—180	+30 +4	±14	+10 -7
50—80	+23 +3	±10	+8 -5				

Таблица 4.10. Допуски на размеры шеек вала под подшипники скольжения

Номинальный диаметр, мм	Допуски, мм, для посадок		Номинальный диаметр, мм	Допуски, мм, для посадок	
	X	X ₃		X	X ₃
30—40	-0,025 -0,050	-0,032 -0,100	80—100	-0,040 -0,075	-0,050 -0,140
40—50	-0,025 -0,050	-0,032 -0,100	100—120	-0,040 -0,075	-0,050 -0,140
50—65	-0,030 -0,060	-0,040 -0,120	120—140	-0,050 -0,090	-0,060 -0,165
65—80	-0,030 -0,060	-0,040 -0,120			

Посадочные места вала под рабочие колеса должны быть не ниже 2-го класса точности. В зависимости от конструктивных особенностей насоса рабочие колеса имеют плотную (П) или напряженную (Н) посадку на валу. Допуски на эти посадки приведены в табл. 4.8.

Допуски на посадки подшипников качения приведены в табл. 4.9, подшипников скольжения — в табл. 4.10.

Овальность и конусность шеек валов под подшипники скольжения не должна превышать 0,04 мм.

Отклонения от правильной геометрической формы посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов для подшипников качения не должны превышать значений, указанных ниже:

Класс точности подшипника	Допустимые отклонения	
	овальности	конусности
0 и 6	половина допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	половина допуска на диаметр посадочной поверхности
5 и 4	четверть допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	четверть допуска на диаметр посадочной поверхности

Посадочные места вала под защитные гильзы должны иметь скользящую посадку по 2-му классу точности с допусками, указанными ниже:

Номинальный диаметр, мм	Допуски по посадке, С	Номинальный диаметр, мм	Допуски по посадке, С
30—40	+0,017	80—100	+0,023
40—50	+0,017	100—120	+0,023
50—65	+0,020	120—140	+0,027
65—80	+0,020		

Шероховатость поверхности посадочных мест вала R_a должна соответствовать рабочим чертежам и не должна превышать 1,25 мкм под рабочие колеса и подшипники и 2,5 мкм — под защитные гильзы, полумуфту, разгрузочный барабан, втулки средней и промежуточных опор и маслоотбойное кольцо.

Посадочные места под полумуфты имеют конусность 1:10 или 1:15. Угол конусности должен соответствовать ГОСТ 8593—57, предельные отклонения угловых размеров — ГОСТ 8908—58. Предельные отклонения диаметральных размеров конусов не должны превышать значений, указанных в табл. 4.11.

Таблица 4.11. Предельные отклонения диаметральных размеров конуса валов насоса

Конусность	Номинальный размер диаметра конуса, мм		Допуск на длину конуса, мм	Предельные отклонения диаметров конуса, мм
	большого	малого		
1:15	36	30	90—0,87	+0,096 —0,144
1:10	40—52	31—43	90—0,87	+0,096 —0,144
1:10	65	55	100—0,87	+0,096 —0,144

Защитная гильза служит для защиты вала от износа в местах установок сальниковых уплотнений. Не допускается конусность гильз более 0,1 мм, волнистость и овальность — более 0,04 мм.

Биение торцов гильз относительно внутреннего и наружного диаметров и биение рабочих поверхностей относительно посадочных мест внутреннего диаметра гильзы не должны превышать 0,03 мм. Максимальная разность между диаметром шейки вала и внутренним диаметром защитной гильзы не должна превышать 0,04 мм.

4.2.4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

К эксплуатации не допускаются подшипники, имеющие следующие дефекты: трещины, выкрашивания металла, цвета побежалости на кольцах и телах качения; выбоины и отпечатки (лунки) на беговых дорожках колец; шелушение металла, чешуйчатые отслоения; коррозионные раковины, забоины и вмятины на поверхностях качения, видимые невооруженным глазом; трещины на сепараторе, отсутствие или ослабление заклепок сепаратора; визуально заметную ступенчатую выработку рабочих поверхностей колец.

При дефектации подшипников качения следует проверить радиальный и осевой зазоры. Подшипники заменяют, если радиальный зазор превышает 0,1 мм — для подшипников внутренним диаметром до 50 мм; 0,15 мм — диаметром 50—100 мм; 0,2 мм — диаметром свыше 100 мм.

Допустимые значения осевых зазоров в подшипниках качения приведены в табл. 4.12.

При сборке узла подшипника сопрягаемые поверхности должны удовлетворять требованиям, приведенным в табл. 4.9, 4.11, 4.13.

Таблица 4.12. Допустимый осевой зазор в подшипниках качения

Диаметр вала, мм	Серия подшипников	Допустимый осевой зазор подшипников, мм	
		радиально-упорных	двойных
До 30	Легкая	0,02—0,06	0,03—0,06
	Средняя и тяжелая	0,03—0,09	0,05—0,11
31—50	Легкая	0,03—0,09	0,04—0,10
	Средняя и тяжелая	0,04—0,10	0,06—0,12
51—60	Легкая	0,04—0,10	0,05—0,12
	Средняя и тяжелая	0,05—0,1	0,07—0,14
Свыше 60 до 130	Легкая	0,05—0,12	0,06—0,15
	Средняя и тяжелая	0,06—0,15	0,10—0,18

Таблица 4.13. Чистота посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов для подшипников качения

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Шероховатость R_a , мкм, для диаметров валов, мм	
		до 80	81—200
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6,5 и 4	0,63	1,25
	0	2,5	2,5
Торцов заплечиков отверстий и валов	0	2,5	2,5
	6,5 и 4	1,25	2,5

Ниже приведены допуски (в мкм) на отверстия корпусов для подшипников в зависимости от их класса точности и посадки:

Диаметр отверстия, мм	50—80	80—120	120—150	150—180	180—260
Допуски, мкм:					
для класса точности подшипников 0 и 6, посадки P_n	+20 —10	+23 —12	+27 —14	+27 —14	+30 —16
для класса точности подшипников 5 и 4, посадки P_{1n}	+10 —8	+12 —9	+14 —10	+14 —10	+16 —11

Посадки подшипников в корпуса и на валы должны соответствовать ГОСТ 3325—85. Радиально-упорные подшипники сопрягаются с корпусами по посадкам P_n и P_{1n} , радиально-опорные — по посадкам S_p . Сопряжения подшипников с валами в зависимости от диаметра вала насоса и типа подшипника (тип I — радиально-опорные шариковые и роликовые и радиально-упорные роликовые; тип II — радиально-упорные шариковые) приведены ниже:

Диаметр вала, мм Посадки	Тип I		Тип II
	До 100 H_p, H_{1p}, P_p	100—200 T_p	До 200 H_p, H_{1p}, P_p

Допуски на сопряжения подшипников качения с валами и корпусами даны в табл. 4.14 и 4.15.

Для компенсации температурных колебаний ротор устанавливают с одним незафиксированным подшипником относительно корпуса насоса. Осевой зазор в этом случае определяют по формуле

$$\Delta L = \alpha l(t_2 - t_1),$$

Таблица 4.14. Допуски при посадках на вал шариковых, роликовых, радиальных и радиально-упорных подшипников, мкм

Диаметр вала, мм	Класс точности подшипников и тип посадки									
	0			6			5		4	
	T _п	H _п	П _п	T _п	H _п	П _п	H _{1п}	П _{1п}	H _{1п}	П _{1п}
18—30	—	+27 +2	+17 -7	—	+25 +2	+15 -7	+18 +2	+12 -3	+17 +2	+11 -3
30—50	—	+32 +3	+20 -8	—	+30 +3	+18 -8	+22 +2	+15 -4	+20 +2	+13 -4
50—80	—	+38 +3	+25 -10	—	+35 +3	+22 -10	+25 +3	+17 -5	+23 +3	+15 -5
80—120	+55 -12	+46 +3	+32 -12	+50 +12	+41 +3	+27 -12	+29 +3	+19 -6	+27 +3	+17 -6
120—180	+65 -13	+55 +4	+39 -14	+58 +13	+48 +4	+32 -14	+35 +4	+23 -7	+32 +4	+20 -7

Таблица 4.15. Допуски при посадках в корпус шариковых, роликовых, радиальных и радиально-упорных подшипников, мкм

Диаметр отверстия, мм	Класс точности подшипников и тип посадки					
	0		6		5	4
	П _п	C _п	П _п	C _п	П _{1п}	П _{1п}
50—80	+10 -33	+43 0	+10 -31	0 -41	+8 -19	+8 -17
80—120	+12 -38	+50 0	+12 -36	0 -48	+9 -22	+9 -20
120—150	+14 -45	+58 0	+14 -42	0 -55	+10 -25	+10 -23
150—180	+14 -52	+65 0	+14 -45	0 -58	+10 -27	+10 -24
180—260	+16 -60	+75 0	+16 -50	0 -65	+11 -31	+11 -27
260—315	+18 -70	+85 0	+18 -60	0 -75	+13 -36	+11 -31

где $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$ — для углеродистых сталей; $\alpha = 1,8 \cdot 10^{-5}$ — для аустенитных сталей, t_2 — максимальная рабочая температура вала, °C; t_1 — температура окружающей среды, °C; l — расстояние между подшипниками, мм.

При напрессовке подшипника на вал его нагревают до температуры 90—100 °C в масляной ванне, а при запрессовке в корпус — нагревают корпус или охлаждают подшипники, например, углекислотой.

Демонтаж подшипников, смонтированных на валу или в корпус с натягом, производится при помощи пресса, гидравлических или винтовых съемников.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников их устанавливают с предварительным натягом. Натяг обеспечивают с помощью распорных втулок.

Подшипник должен хорошо смазываться и работать без повышенной вибрации и шума. Вибрация подшипникового узла не должна превышать 100 дБ (0,05 мм).

4.2.5. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

В процессе дефектации подшипников скольжения замерам и проверкам подлежат следующие параметры: натяг крышки подшипника по вкладышам; верхний и боковые зазоры в опорных (направляющих) подшипниках по ротору; радиальные зазоры по масляным уплотнениям; прилегание шейки ротора к нижней половине вкладыша по следам выработки; осевой зазор между упорным гребнем ротора и сегментами упорного подшипника (щупом замер производить не допускается); прилегание сегментов упорного подшипника к гребню ротора по следам выработки; толщина баббитовой заливки опорных сегментов упорных подшипников, неплоскостность сегментов упорных подшипников; прилегание вкладышей к расточкам корпусов подшипников; неплоскостность поверхностей разъема вкладышей. Все составные части подшипников подлежат осмотру с целью обнаружения повреждений.

Натяг цилиндрических вкладышей крышками должен быть равен 0,00—0,05 мм; тем же значениям равен натяг для сферических самоустанавливающихся вкладышей.

Рекомендуемые и допустимые значения верхних масляных зазоров в опорных подшипниках приведены ниже:

Диаметр шейки вала, мм	50	75	100
Масляный зазор, мм:			
рекомендуемый	0,15	0,16	0,18
допустимый	0,22	0,24	0,28

Боковой зазор равен половине верхнего. Допуск на установочный масляный зазор принимают равным $\pm 0,03$ мм.

При диаметре шейки опорных подшипников более 100 мм относительный масляный зазор $\psi = \Delta/d$ (где Δ — установочный зазор, мм; d — диаметр шейки, мм) зависит от частоты вращения вала ω :

ω , с ⁻¹	16—25	25—30	43—50	50—60
ψ	0,0013—0,0015	0,0015—0,0016	0,0018—0,0019	0,0019—0,0020

Для питательных насосов и для насосов I и II категорий надежности предельно допустимые зазоры принимают равными $1,5\Delta$, для прочих насосов — 2Δ . Допустимое значение радиаль-

ного зазора в масляных уплотнениях подшипников не должно превышать 1,2 зазора в подшипниках.

Прилегание шейки вала к вкладышу должно быть не менее 0,8 его длины. Выработку на баббите устраняют шабрением заливки.

Неплоскостность рабочей поверхности сегментов упорных подшипников должна быть не более 0,02 мм.

Вкладыши опорных и сегменты упорных подшипников подлежат перезаливке, если на них обнаружены следующие дефекты: масляные зазоры более указанных выше; подплавка баббита; трещины и выкрашивания баббита и корпуса вкладыша; отставание баббита от корпуса; пористость, посторонние включения, забоины и другие мелкие рассредоточенные дефекты, занимающие площадь более 15% поверхности заливки баббита; кольцевые риски на поверхности баббита, занимающие более 15% рабочей поверхности половины вкладыша; толщина баббитовой заливки менее указанной в нормативно-технической документации на ремонт.

Вкладыши опорных и сегменты упорных подшипников заливают баббитом Б-83 (ГОСТ 1320—74); при этом не допускаются отставание баббита, рыхлости, пористость и посторонние включения.

При перезаливке вкладыши должны быть расточены окончательно в соответствии с указаниями нормативно-технической или конструкторской документации. При перезаливке одной из половин вкладыша весь вкладыш в сборе должен быть пришабрен «на краску» по калибру, диаметр которого равен сумме диаметра шейки вала и установочного масляного зазора и восстановлен в соответствии с конструкторской документацией.

При дефектации подшипников качения измеряют радиальный зазор, посадочные размеры и проверяют легкость вращения.

Подшипники качения подлежат замене при наличии следующих дефектов: цветов побежалости, появившихся вследствие перегрева; сколов, трещин любой величины и расположения, выкрашивания металла поверхностей качения (дорожек), тел качения; раковин, несмываемых следов коррозии на рабочих поверхностях; поперечных царапин и рисок; ослабления заклепок, надломов сепаратора; вмятин, препятствующих плавному вращению подшипника; отпечатков шариков или роликов на дорожках качения; радиальных зазорах, превышающих значения, приведенные в табл. 4.16.

Годными считают подшипники с незначительными царапинами, рисками на наружных и внутренних посадочных поверхностях, вмятинами на сепараторе, не препятствующими плавному вращению подшипника; с матовой поверхностью шариков и роликов, беговых дорожек колец.

Таблица 4.16. Радиальные зазоры в подшипниках, мкм

Внутренний диаметр подшипника, мм	В шариковых		В роликовых	
	предельные по чертежу	допустимые при ремонте	предельные по чертежу	допустимые при ремонте
14—30	24	45	45	80
30—50	29	55	55	100
50—65	33	60	65	120
65—80	34	65	70	130
80—100	40	80	80	140
100—120	46	90	90	160
120—140	53	100	100	180

Проверку на легкость вращения производят, погружая в 10%-ный раствор турбинного масла (ГОСТ 9972—74) в бензине Б-70, а затем вращая ударами ладони наружное кольцо; при выбеге должен слышаться глухой шипящий звук; вращение должно быть плавным. Без заметного торможения.

4.2.6. УПЛОТНЕНИЯ

Для изготовления асбесто-свинцовой и асбесто-алюминиевой набивки используют пропитанный асбестовый шнур (по ГОСТ 5152—77). Пропитанный шнур нарезают отрезками нужного размера и обертывают листовой фольгой в 5—6 слоев. Каждый слой перед обертыванием посыпают сухим серебристым графитом. Обертывание шнура повторяют 5—6 раз, т. е. общее число слоев фольги на шнуре должно достигать 25—30. Обернутый фольгой шнур закладывают в пресс-форму в виде кольца и спрессовывают под прессом.

Толщина фольги должна составлять 0,01—0,015 мм. Химический состав алюминиевой фольги: 98—98,5% алюминия, не более 0,7% сурьмы; состав свинцовой фольги: технический свинец обычного качества.

Длина косого среза замка должна быть 25—30 мм. Готовые кольца сальниковой набивки должны иметь квадратное или прямоугольное сечение при наружном диаметре кольца, равном наружному диаметру защитной гильзы вала.

Набивку сальников производят после окончания всех работ по сборке и центровке насоса.

В корпус сальника следует вводить по одному кольцу, предварительно смазав его маслом. При этом нужно хорошо заделывать замок каждого кольца сальника. Замки смежных колец необходимо располагать под углом 120° для предотвращения утечек. Каждое кольцо уплотняют в камере сальника с помощью набора оправок.

При набивке сальников, работающих с подачей затворной жидкости, фонарь устанавливают так, чтобы его передняя кромка захватывала не более $1/3$ — $1/4$ диаметра отверстия для подачи жидкости в сальник, что позволяет подтягивать сальник при эксплуатации насоса.

Не допускаются надломы, трещины, забоины и вмятины на фонарном кольце. Зазоры между валом (защитной гильзой) и деталями уплотнения (грундбуксой, фонарным кольцом и нажимной втулкой) должны быть в пределах $0,4$ — $0,6$ мм, а для насосов КВН— 1 — $1,2$ мм. Предельно допустимые зазоры не должны превышать удвоенного значения номинальных зазоров.

В случае нагрева сальника при пуске насоса следует несколько раз включить и выключить насос, пока сальник не начнет пропускать уплотняющую или перекачиваемую жидкость. При нормальной работе сальник не должен пропускать более 60 капель в минуту. Температура сальника не должна превышать 60 °С.

Материалы, применяемые при изготовлении, модернизации и ремонте торцовых уплотнений, должны удовлетворять требованиям соответствующих стандартов и технических условий.

Элементы пар трения, изготовленные из пропитанных материалов групп А и В, подвергают выборочной проверке на непроницаемость для каждой партии материала.

Непроницаемыми считают кольца, не пропускающие рабочую жидкость под давлением, в $1,2$ раза превышающим рабочее.

Ширина поверхности трения элемента пары трения из материала с меньшей твердостью должна быть равна или меньше ширины поверхности трения элемента из более твердого материала. Поверхности трения элементов пар трения должны быть обработаны до чистоты $R_a=0,1$ — $0,06$ мкм.

Окончательную обработку (доводку) рабочей поверхности элемента пары трения, закрепленного в обойме методом запрессовки или клеивания, производят после закрепления и проверки мест соединений на непроницаемость.

Для доводки элементов пар трения из материалов групп А, Б, В, применяют чугунные притиры. Для доводки элементов пар трения из материалов группы Г применяют стеклянные притиры. Притиры необходимо периодически контролировать на плоскостность и править. Контроль притиров необходимо осуществлять после обработки на них не более пяти элементов пар трения.

Неплоскостность рабочей поверхности элемента пары трения торцовых уплотнений должна быть не более $0,0009$ мм; на этой поверхности недопустимы риски, раковины, трещины, сколы.

Плоскостность рабочей поверхности элементы пары трения рекомендуется контролировать плоскопараллельными стеклянными пластинами (ГОСТ 2923—75) по интерференции света.

Перед контролем стеклянные пластины и рабочие поверхности уплотнительных колец необходимо обезжирить спиртом и протереть насухо. Пластину накладывают на рабочую поверхность, добиваясь такого контакта, при котором число интерференционных полос наименьшее. Отклонение от плоскости определяют подсчетом одинаковых по цвету полос при кольцевом их расположении. Интерференционные полосы считают, отступая на 0,5 мм от края контролируемой поверхности. Одна интерференционная полоса при дневном свете свидетельствует об отклонении от плоскости на 0,0003 мм, т. е. на рабочей поверхности не должно быть более трех концентрических колец.

После ремонта чистота поверхности и геометрические размеры деталей торцового уплотнения должны находиться в пределах допусков на изготовленные новые детали.

Износ по высоте рабочей поверхности (бурта) неметаллического уплотнительного элемента пары трения допускается не более 75%.

Не допускается полный износ упрочненной поверхности металлического элемента пары трения.

Пропитку неметаллами материалов из группы А производят после изготовления из них элементов пар трения. Качество пропитки графитовых втулок проверяют опрессовкой керосином под давлением 3,2 МПа в течение 10 мин.

Для уплотнения зазоров между деталями торцовых уплотнений и валом или корпусом насоса применяют уплотнительные кольца.

Материал уплотнительных колец следует выбирать с учетом их масло- и бензиностойкости, химической и термической стойкости, набухания в рабочих средах. Материал уплотнительного кольца должен обладать достаточной упругостью и иметь низкий коэффициент трения. Упругость материала кольца должна обеспечить плотное и равномерное обжатие вала.

Резиновые уплотнительные кольца обычно изготавливают из резин марок ИРП-1225, ИРП-1285, ИРП-1287. Уплотнительные резиновые кольца должны соответствовать требованиям ТУ 26-02-553—74. Резиновые кольца должны иметь гладкую и ровную поверхность, без раковин, выступов и заусенцев. Плоскость разъема пресс-формы следует располагать под углом 45° относительно их оси. Чистота обработки пресс-формы должна быть не ниже $R_a=0,4$ мкм.

При установке уплотнительного кольца его следует предохранять от перекосов, скручивания, механических повреждений и подрезов. Поверхности сопрягаемых деталей при сборке должны быть чистыми и смазанными инертной к материалу колец

смазкой или рабочими жидкостями, обладающими хорошими смазывающими свойствами.

При ремонте торцовых уплотнений повторная установка уплотнительных колец не рекомендуется.

Пружины в торцовых уплотнениях обеспечивают герметичность пары трения. Для изготовления пружин применяют углеродистые и низколегированные стали типа 60Г, 60ГС, 4Х13 и др. В коррозионных средах используют пружины из указанных сталей с покрытием резиной, фторопластом и другими пластмассами, а также пружины из нержавеющей сталей марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13МТ и др.

Усилие пружины при полном износе пары трения не должно снижаться более чем на 20%. При износе проволоки более 25% номинального диаметра, а также при остаточной деформации более 10% от номинальной высоты пружины отбраковывают.

Взаимная непараллельность торцов пружины, а также их перекос относительно оси не должны превышать 0,5 мм, что достигается шлифовкой торцов. Если в торцовом уплотнении установлено несколько пружин, то разность их высот не должна превышать 0,2 мм. Шаг пружины и расстояние между пружинами должны быть одинаковы.

Сборку и монтаж торцовых уплотнений должны выполнять квалифицированные рабочие, имеющие опыт сборки ответственных быстроходных машин и их узлов, согласно инструкции по монтажу торцовых уплотнений.

Перед сборкой все детали торцового уплотнения необходимо промыть в керосине и тщательно осмотреть. Особое внимание нужно обращать на состояние рабочих поверхностей пар трения и уплотнительных колец. В собранном на валу (гильзе) уплотнении при максимальном рабочем сжатии пружин их витки не должны касаться один другого. Зазоры между валом (гильзой) и подвижной втулкой должны быть 0,15—0,20 мм; между валом и неподвижной втулкой — 0,3—0,5 мм.

При замене сальникового уплотнения торцовым необходимо обеспечить чистоту привалочной поверхности торца сальниковой камеры и перпендикулярность ее к оси насоса.

Торцовые уплотнения в собранном виде до монтажа должны подвергаться гидравлическим испытаниям керосином на прочность, плотность и герметичность.

При отсутствии стендов испытание торцовых уплотнений допускается проводить непосредственно на насосах.

Одинарные торцовые уплотнения опрессовывают на рабочее давление перекачиваемым продуктом в течение 10 мин при выключенном насосе. При опрессовке необходимо несколько раз повернуть ротор насоса для проверки легкости его вращения и правильности сборки, отсутствия заедания и утечек жидко-

сти. Обнаруженные дефекты устраняют и уплотнение опрессовывают повторно.

В процессе опрессовки утечка перекачиваемой жидкости между торцами рабочих втулок не должна превышать 5 капель в минуту. После опрессовки торцовые уплотнения обкатывают при рабочем давлении насоса. Максимальная утечка жидкости не должна превышать 10 капель в минуту, температуры —60 °С.

Опрессовку двойных торцовых уплотнений производят на давление, на 25% превышающее рабочее. При этом утечки масла в корпус насоса и наружу недопустимы.

Перед обкаткой насоса с собранным уплотнением необходимо наладить циркуляцию затворной жидкости в корпус уплотнения. Давление затворной жидкости должно соответствовать инструктивным материалам и указаниям заводов-изготовителей.

Для поддержания необходимого давления затворной жидкости, ее охлаждения и автоматического пополнения в контуре циркуляции от подпиточной магистрали служат пружинно-гидравлические аккумуляторы (АПГ-1). Их устанавливают в автономном контуре циркуляции затворной жидкости двойных торцовых уплотнений центробежных нефтяных насосов.

4.2.7. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Дефектацию составных частей с резьбовыми поверхностями и крепежных изделий производят осмотром, проверкой калибрами, изготовленными по номинальному размеру резьбы, измерениями и методами неразрушающего контроля (ультразвуковая дефектоскопия и др.), если это оговорено в нормативно-технической документации на ремонт.

Составные части подлежат замене или восстановлению при следующих дефектах резьбы: срыв или смятие более одной нитки на одной из сопрягаемых резьбовых поверхностей; вытягивание резьбы.

Восстановление поврежденных поверхностей производят наплавкой и нарезкой резьбы чертежного размера. Допускается восстанавливать их нарезкой резьбы следующего размера при условии обеспечения собираемости и прочности соединения. Незначительные повреждения резьбы (задиры, вмятины, срыв) одной нитки должны быть устранены опиловкой или прогонкой резьбонарезным инструментом.

На болтах, шпильках, гайках, штифтах не допускаются трещины любых размеров и расположения, коррозионные и эрозийные разрушения. Повреждения на гладкой части болтов, шпилек следует выводить опиловкой или проточкой; уменьшение диаметра допускается не более 3% от минимально возможного по чертежу.

Шероховатость поверхности должна соответствовать требованиям стандартов, нормалей или конструкторской документации.

Изогнутость болтов, винтов, шпилек допускается не более 0,5 мм на длине 100 мм; стяжных шпилек секционных насосов — не более 0,3 мм на 1000 мм. Гайки, имеющие дефекты резьбы, опорной поверхности и граней, подлежат замене. Винты с поврежденными шлицами подлежат замене.

На шестигранных головках болтов повреждения устраняют опиловкой при условии, что уменьшение размера головок болтов под ключ не превысит 0,5 мм или притупление углов головки болта уменьшает соответствующую диагональ шестигранника не более чем на 0,7 мм на каждые 10 мм длины диагонали.

Опорные поверхности гаек или головок болтов должны быть чистыми; дефекты следует устранять припиловкой или другим способом; при этом высота головки или гайки должна быть не менее 0,9 первоначальной, а шероховатость поверхности — не ниже указанной в чертежах.

Отгибные шайбы и шплинты к повторному использованию не допускаются и подлежат замене. Пружинные шайбы допускаются к повторному использованию, если развод концов составляет не менее полуторной толщины шайбы.

4.2.8. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

При дефектации муфт выполняют обязательные проверки и замеры плотности посадки полумуфт на валы; посадки соединительных болтов и штифтов; посадки пальцев в полумуфту упругой муфты; зазоры по шпонкам полумуфт (при снятии полумуфт с валов); осевого разбега обоймы зубчатой полумуфты (перед разборкой насосного агрегата); толщины зубьев полумуфт и обоймы зубчатой муфты на диаметре делительной окружности; отсутствия задиров, забоин на посадочных поверхностях и на поверхностях отверстий под упругие втулки упругих муфт.

При неудовлетворительном вибрационном состоянии насосного агрегата дополнительно проводят следующие проверки: излома оси валов, соединяемых жесткими муфтами (проверка производится до разборки насосного агрегата); торцевого боя и плоскостности соединяемых торцов полумуфт жестких муфт; зазора между центрирующим буртом и выточкой полумуфт, их concentricность относительно оси вала (для жестких муфт); статической неуравновешенности обоймы зубчатой муфты; шагов отверстий под пальцы и упругие втулки упругих муфт.

Зубчатые полумуфты подлежат отбраковке при наличии следующих дефектов: поломки и выкрашивания зубьев; трещин на ободу и ступице; утонения зубьев вследствие износа.

Зазоры в зацеплении зубчатых муфт должны лежать в пределах: боковой (между зубьями) — 0,2—0,45 мм; радиальный (между вершиной зуба и впадиной) — 0,8—1,5 мм.

Рабочие поверхности зубьев, посадочные и центрирующие места должны иметь чистоту поверхности не ниже $R_a=2,5$ мкм, а остальные обработанные поверхности не ниже $R_z=80$ мкм согласно ГОСТ 2789—73.

Рабочие поверхности зубьев должны иметь твердость на втулках не ниже HRC 40; на обоймах не ниже HRC 35.

Болты фланцевых соединений муфт должны быть изготовлены из стали не ниже марки сталь 35 (ГОСТ 1050—74) и иметь посадку А/Т.

Проверку плотности посадки полумуфт на валы без их разборки производят визуальным осмотром их взаимного положения; проверкой состояния деталей, крепящих полумуфты на валах; замером радиального боя обода и торцевого боя полумуфты. Радиальный и торцевой бой не должен превышать 0,02 мм.

В случае разборки соединения вал — полумуфты плотность посадки оценивают шириной зазора в сопряжении для посадки А/Н для жестких муфт при цилиндрическом сопряжении с валом и для посадки А/С — для остальных муфт.

В случае конического сопряжения полумуфты с валом проверяют прилегание поверхностей по краске; при этом пятна контакта должны располагаться на поверхностях равномерно и занимать не менее 70% площади.

Полумуфты, составные части муфт подлежат замене, если обнаружены трещины на полумуфтах и пальцах или износ посадочных поверхностей под вал электродвигателя, насоса или под упругие втулки превышает допустимый.

При сборке муфты все пальцы комплекта должны входить в отверстия ответной полумуфты без деформации упругих элементов, а упругие втулки должны иметь плотное прилегание к поверхности отверстий по всей длине. При монтаже следует обеспечить зазор между торцами полумуфт в пределах 2—8 мм в зависимости от температуры жидкости и типа насоса. Полумуфту насоса с установленными пальцами следует статически балансировать.

4.3. ТРЕБОВАНИЯ К УЗЛАМ И ДЕТАЛЯМ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

4.3.1. КОРПУС НАСОСА

Дефектацию рам, картеров, корпусов редукторов поршневых и плунжерных насосов производят осмотром и замерами. В отдельных случаях при выявлении трещин и скрытых пороков применяют методы неразрушающего контроля [11].

В процессе эксплуатации насосов могут появиться следующие дефекты корпусных узлов: коробление привалочных поверхностей; износ посадочных поверхностей под подшипники; износ и повреждение резьб; трещины в перемычках между отверстиями, обломы, пробоины, трещины в стенках; отставание подошвы от фундамента из-за неудовлетворительно выполненной подливки фундамента или попадания масла под опорную часть; ослабление крепления рамы к фундаменту.

Привалочные поверхности корпусных узлов не должны иметь забоин, трещин, раковин и задиrow. Мелкие риски, забоины, вмятины на плоскостях привалки разъемов устраняют зачисткой, шабровкой или опилкой. Крупные дефекты на стальных деталях устраняют наплавкой электросваркой с последующей обработкой этих поверхностей.

В корпусах из чугуна ремонт привалочных поверхностей производят механической обработкой; при этом должны быть обеспечены условия прочности.

Неплоскостность привалочных поверхностей должна быть в пределах требований технической документации завода-изготовителя, а при отсутствии таких указаний при проверке на «краску» на каждом квадрате поверхности прилегания размером 25×25 мм должно быть не менее 6 пятен касания.

Прилегание поверхностей сопрягаемых деталей должно быть равномерным по всей длине (щуп толщиной 0,05 мм проходить не должен).

Износ посадочных поверхностей под подшипники проверяют замером. Восстановление посадочных поверхностей под подшипники стальных корпусов производят наплавкой постелей с последующей расточкой. В обоснованных случаях (условия прочности, возможности конструкции) разрешается восстанавливать посадочные поверхности (стальные и чугунные) установкой гильзы. Восстановленные посадочные поверхности должны обеспечивать натяги (зазоры), соосность, параллельность отверстий согласно требованиям технической документации заводов-изготовителей. При отсутствии таких указаний допустимые отклонения от параллельности и перпендикулярности посадочных и привалочных поверхностей узлов насосов не должны превышать значений, приведенных ниже:

Номинальные размеры, мм	Более 25 до 60	61—160	161—400	401—1000	1001—2500
Допустимые отклонения, мм	0,025	0,040	0,060	0,100	0,160

Направляющие (параллели) крейцкопфной части корпуса подлежат исправлению при наличии неравномерной выработки, превышающей 0,30 мм. Неравномерность выработки направляющих определяется как разность замеров микрометрическим

штихмасом в трех поясах, перпендикулярных продольной оси крещцкопфной части.

В каждом поясе производят три замера: посередине и на расстоянии 10—20 мм от краев параллелей.

Чистота обработки направляющих после исправления должна быть не ниже $R_a 1,25$ ($\nabla 7$).

Трещины в корпусных узлах выявляются осмотром, а при необходимости неразрушающими методами контроля. Определение границ трещин, пор, раковин производится цветным или ультразвуковым методом дефектоскопии.

Отклонение положения корпусных узлов от горизонтальной плоскости определяется при помощи брусковых уровней 200-01, устанавливаемых на специальные контрольные площадки или на базовые поверхности, указанные заводской инструкцией по монтажу насосов.

Отклонение от горизонтальной плоскости корпусных узлов в продольном и поперечном направлениях допускается при монтаже не более 0,3 мм, а при эксплуатации не более 2 мм на 1 м длины.

4.3.2. ЦИЛИНДРЫ И ЦИЛИНДРОВЫЕ ВТУЛКИ

Дефектация цилиндров поршневых и плунжерных насосов производится осмотром; замерами и гидравлическими испытаниями. Наиболее часто встречающимися дефектами цилиндров являются: износ внутренней поверхности (зеркала); трещины стенок, цилиндрических втулок, крышек, полостей охлаждения и клапанных коробок; коррозионный и эрозионный износ стенок полостей; износ посадочных поверхностей цилиндрических втулок, гнезд клапанов; дефекты резьбовых соединений; отложения в полостях охлаждения.

Выработку рабочей поверхности зеркала цилиндров определяют замерами диаметров в трех сечениях (среднем и двух крайних), в каждом сечении производят два замера — в горизонтальной и вертикальной плоскостях. При значениях замеров, превышающих величины, приведенные в табл. 4.17, цилиндры или цилиндрические втулки растачивают или заменяют.

Цилиндры, цилиндрические, золотниковые и плунжерные втулки, имеющие трещины, подлежат замене.

Небольшие риски и задиры цилиндров глубиной не более 0,5 мм при протяженности не более 25% длины рабочей поверхности втулки допускается устранять шабрением или зачисткой наждачной шкуркой.

Втулки гидравлических цилиндров и золотников по мере износа допускается растачивать на величину не более 15% первоначальной толщины стенки.

Овальность и конусность зеркала цилиндра после расточки

Таблица 4.17. Допустимый износ цилиндров, цилиндрических, плунжерных и золотниковых втулок поршневых и плунжерных насосов

Внутренний диаметр, мм	Увеличение диаметра, мм		Допустимая бочкообразность, овальность и конусность, мм
	плунжерной и золотниковой втулок	парового и гидравлического цилиндров	
До 50	0,75	—	—
50—75	1,0	—	0,10—0,15
75—100	1,2	—	0,15—0,20
100—125	1,5	—	0,20—0,25
125—150	1,8	1,80	0,25—0,30
150—175	2,1	2,10	0,30—0,35
175—200	2,4	2,40	0,35—0,40
200—225	2,7	3,00	0,40—0,45
225—250	3,0	3,30	0,45—0,50
250—300	—	3,60	0,50—0,55
300—350	—	4,20	0,55—0,60
350—400	—	4,75	0,60—0,65
400—450	—	5,40	0,65—0,67
450—500	—	6,00	0,67—0,70
500—550	—	6,60	0,70—0,72
550—600	—	7,20	0,72—0,75

не должна превышать величины допуска на диаметр по качеству IT9 при диаметре менее 300 мм и полуторной величины допуска при диаметре более 300 мм.

Шероховатость внутренней поверхности зеркала цилиндра после расточки и шлифовки должна быть не ниже R_a 1,25.

Наружная поверхность посадочных поясков изготавливаемой втулки должна иметь шероховатость не ниже R_a 2,5.

Размеры диаметров посадочных поясков цилиндрической втулки должны обеспечивать посадку, предусмотренную чертежом.

При установке цилиндрических втулок необходимо обеспечивать совпадение окон с каналами, имеющимися в корпусе цилиндра.

После расточки цилиндры подвергают гидроиспытаниям. Гидравлические испытания цилиндров с втулками производят пробным давлением $P_{пр}$, значения которых приведены ниже:

Вид цилиндров	Рабочее давление P_p , МПа	Пробное давление $P_{пр}$, МПа
Все, кроме литых	Ниже 0,5	$1,5 P_p$ (но не менее 0,2)
То же	0,5 и выше	$1,25 P_p$ (но не менее $P_p + 0,3$)
Литые	Любое	$1,5 P_p$ (но не менее 0,3)

Продолжительность выдержки цилиндра под пробным давлением должна быть не менее 10 мин при толщине стенки меньше 50 мм; не менее 20 мин при толщине 50—100 мм.

Цилиндр считают выдержавшим гидравлическое испытание, если при этом не обнаружено разрывов, течи и остаточных деформаций.

Монтажные и отбраковочные зазоры между поршнем и цилиндром приведены в табл. 4.18.

Зазор определяют с помощью щупа при поршне, прижатом к одной стороне зеркала цилиндра.

Отбраковочный зазор можно определять также по формуле $k = (0,013 - 0,015)D$, где D — внутренний диаметр цилиндра (в мм).

Трещины в цилиндрах, цилиндрических и золотниковых втулках, корпусах клапанных коробок, крышках цилиндров и клапанов выявляют осмотром, а в сомнительных случаях — с применением методов неразрушающего контроля.

Толщина стенок, перегородок, крышек должна соответствовать значениям, приведенным в технической документации заводов-изготовителей. Минимальная толщина стенок (m) различных деталей должна быть не меньше следующих значений:

Паровпускных и паровыпускных пролетов	0,65S
Днищ цилиндров	0,85S
Крышек цилиндров	0,80S
Золотниковых коробок	0,80S
Клапанных коробок и плит гидравлической части	1,00S

Здесь S — расчетная толщина стенок парового или гидравлического цилиндров.

При необходимости производится очистка охлаждающих цилиндров от отложений грязи и накипи. Отложения грязи тщательно промывают водой, после чего удаляют твердые отложения заливкой полостей одним из следующих растворов: 15%-ным раствором гидроксида натрия (едкого натра) с выдержкой в течение 6—8 ч; 10%-ным раствором ингибированной соляной кислоты с выдержкой в течение 1—2 ч (до прекращения выделения газа).

Таблица 4.18. Допустимые диаметральный зазоры между поршнем и цилиндром, цилиндрической втулкой

Номинальный внутренний диаметр цилиндра, мм	Минимальный монтажный зазор, мм	Отбраковочный зазор, мм	Номинальный внутренний диаметр цилиндра, мм	Минимальный монтажный зазор, мм	Отбраковочный зазор, мм
50	0,10	0,75	250	0,36	3,75
75	0,12	1,25	275	0,41	3,90
100	0,15	1,50	300	0,45	4,00
125	0,20	1,90	325	0,50	4,50
150	0,25	2,25	375	0,55	5,00
175	0,27	2,40	400	0,60	5,50
200	0,30	3,00	450	0,70	6,00
225	0,33	3,30			

Перед заливом растворов охлаждающие полости отсоединяют от водопроводов, заглушают все отверстия, кроме верхнего, через которое производят заливку растворов и удаление выделяющихся газов. После окончания процесса травления раствор сливают, полости промывают проточной водой и производят нейтрализацию и пассивирование 2%-ным раствором кальцинированной соды или тринатрийфосфатом.

Запрещается применение для очистки полостей неингибированной соляной или серной кислоты.

Глубокие риски, раковины, вмятины и другие дефекты на уплотнительных поверхностях под крышки цилиндров, клапанов, фланцев устраняют проточкой привалочных поверхностей.

4.3.3. ПОРШНИ, ШТОКИ, ПЛУНЖЕРЫ И ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Дефектация деталей поршневых и плунжерных групп производится во время разборки насосов, измерением зазоров в сопрягаемых порах: поршень — цилиндр, поршень — кольца.

После разборки производят осмотр деталей и измерение размеров рабочих поверхностей и зазоров в замке поршневых колец в рабочем и свободном состоянии.

Рабочий зазор колец измеряют на кольце, заведенном в цилиндр.

Наиболее часто встречающимися дефектами поршней являются: трещины в теле поршня; износ цилиндрической поверхности; износ посадочных поверхностей под шток и поршневые кольца; задиры, забоины на цилиндрической и посадочных поверхностях.

Поршни не допускают к дальнейшей эксплуатации и заменяют новыми при следующих дефектах: наличии трещин любого размера и расположения; износе цилиндрической поверхности более $0,011D$ (где D — номинальный диаметр поршня).

Поршни проверяют на наличие трещин визуально, а при необходимости цветным, магнитным или люминесцентным методом дефектоскопии.

Износ поршневых канавок поршней определяется величиной зазора между кольцами и боковыми стенками канавок.

Предельно допустимый зазор между поршневыми кольцами и стенками канавок приведен в табл. 4.19.

Неперпендикулярность опорной торцевой поверхности бурта штока относительно его оси не должна превышать 0,01 мм на 100 мм диаметра бурта. После восстановления опорных поверхностей бурта штока или поршня, а также при замене поршня или штока опорная поверхность поршня должна притираться по опорной поверхности и бурта штока.

Таблица 4.19. Допустимый зазор между стенками канавок и поршневыми кольцами

Паровые поршни			Гидравлические поршни		
Диаметр, мм	Зазоры, мм		Диаметр, мм	Зазоры, мм	
	минимальный монтаж	предельный при эксплуатации		минимальный монтажный	предельный при эксплуатации
До 200	0,05	0,12	До 125	0,05	0,10
Свыше 200 до 300	0,05	0,14	Свыше 125 до 200	0,06	0,14
Свыше 300 до 400	0,06	0,16	Свыше 200 до 250	0,07	0,20
Свыше 400	0,08	0,25			

Основными дефектами штоков и плунжеров являются: трещины, механический и коррозионный износы, риски, вмятины, изогнутость.

Плунжеры и штоки насосов с давлением более 10 МПа проверяются на наличие трещин при капитальном ремонте цветным, магнитным или люминесцентным методом дефектоскопии, у остальных насосов они проверяются визуально, а при подозрении на трещины — одним из методов дефектоскопии.

Геометрия резьбы этих насосов проверяется согласно технической документации завода-изготовителя, а при отсутствии таких указаний — резьбомером.

Изогнутость штоков и плунжеров проверяется в центрах токарного станка или на специальных приспособлениях с центрами при помощи индикаторов часового типа.

Штоки и плунжеры к дальнейшей эксплуатации не допускаются и заменяются новыми при наличии трещин любого размера и расположения.

Предельно допустимое уменьшение диаметра плунжеров не должно превышать $0,04 D$, где D — номинальный диаметр плунжера.

Штоки и плунжеры протачивают при обнаружении рисков и вмятин глубиной более 0,5 мм, а также при износе по длине и диаметру более величин, приведенных ниже:

Диаметр штока и плунжера, мм	До 50	Свыше 50 до 75	Свыше 75 до 100	Свыше 100 до 125	Свыше 125 до 150	Свыше 150 до 175
Овальность	и 0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40
конусность, мм						

Изогнутость штока более 0,10 мм устраняют механической или термической правкой.

Допускается проточка штоков не более 1,5 мм по диаметру при диаметре штока до 50 мм; 2 мм — при диаметре от 50 до

75 мм; 3 мм — при диаметре от 75 до 100 мм; 4 мм — при диаметре более 100 мм.

Шероховатость штока после обработки должна быть не ниже R_a 1,25, а для насосов, перекачивающих сжиженные газы, не ниже R_a 0,63.

Основными дефектами поршневых колец являются: трещины, износ наружной и торцевых поверхностей, коробление, овальность, потеря упругости.

Во время проверки состояния поршневых колец обнаруженные задиры на поверхности колец и завсены по их кромкам устраняются и шлифуются.

Поршневые кольца, у которых радикальный износ превышает 30% первоначальной толщины, подлежат замене.

Наружные кромки кольца не должны быть острыми. Допускается притупление острых кромок снятием фаски или радиусом закругления не более 0,1 мм.

На кольцах не допускаются трещины любого размера и расположения.

Коробление кольца проверяют на контрольных плитах с помощью щупа. Допустимые размеры торцового коробления не должны превышать следующих значений:

Диаметры колец, мм	До 150	Свыше 150	Свыше 400
Допустимые значения торцового коробления, мм	0,07	до 400 0,09	0,11

Упругость поршневых колец характеризуется величиной зазора в замке в свободном и рабочем состояниях.

Величины зазоров поршневых колец паровых и гидравлических цилиндров в зависимости от диаметров цилиндров в свободном и рабочем состояниях приведены в табл. 4.20.

Таблица 4.20. Допустимые зазоры в замке поршневых колец

Диаметры цилиндров, мм	Допустимые зазоры, мм		
	минимальный монтажный	в рабочем положении	в свободном состоянии
До 50	0,20	3,0	8
Свыше 50 до 100	0,35	5,0	14,5
» 100 до 150	0,40	6,0	17
» 150 до 200	0,55	7,0	20
» 200 до 250	0,70	8,0	22
» 250 до 300	0,85	9,0	22,5
» 300 до 350	1,00	9,5	25,5
» 350 до 400	1,15	10,0	30
» 400 до 450	1,30	11,0	33
» 450 до 500	1,45	12,0	35
» 500 до 550	1,60	12,5	37
» 550 до 600	1,75	13,0	39

4.3.4. УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ И ПЛУНЖЕРОВ

Для уплотнения штоков поршневых насосов и плунжеров плунжерных насосов применяются манжетные и сальниковые уплотнения.

В зависимости от давления, температуры и перекачиваемой жидкости применяют сальниковые набивки по ГОСТ 5152—77.

На работу сальниковых уплотнений отрицательно влияют следующие факторы: неравномерный износ штока или плунжера по длине и диаметру, наличие задиrow, рисок и вмятин на их поверхности; неудовлетворительная по количеству и качеству смазка сальникового уплотнения; неправильный подбор материала уплотнения.

Для насосов, перекачивающих нефтепродукты при температуре менее 80 °С, применяют асбестовые набивки, пропитанные смесью масла с графитом. При температуре перекачиваемой среды до 200 °С применяют асбосвинцовую набивку, при температуре выше 200 °С — асбоалюминиевую.

Для изготовления асбосвинцовой и асбоалюминиевой набивки используют пропитанный асбестовый шнур (ГОСТ 5152—77). Пропитанный шнур нарезают кусками нужной длины и обертывают листовой фольгой в 5—6 слоев. Каждый слой перед обертыванием посыпают сухим серебристым графитом. Обертывание шнура повторяют 5—6 раз, т. е. общее число слоев фольги на шнуре должно достигать 25—30. Обернутый фольгой шнур с косым срезом закладывают в пресс-форму в виде кольца и опрессовывают под прессом.

Толщина фольги должна быть 0,01—0,015 мм. Химический состав алюминиевой фольги: 98—98,5% алюминия и не более 0,7% — олова и сурьмы. Свинцовая фольга — это технический свинец обычного качества.

Набивку укладывают в сальник отдельными кольцами, которые перед установкой должны быть смазаны и вставлены в сальниковую коробку с совмещением стыков под углом 120°, концы колец должны соприкасаться, но не налегать один на другой.

При набивке сальников, работающих с подачей затворной жидкости, фонарь устанавливается так, чтобы его передняя кромка захватывала не более $1/3$ — $1/4$ диаметра отверстия для подачи жидкости в сальник, что дает возможность подтягивать сальник при эксплуатации насоса.

Надломы, трещины, забоины и вмятины на фонарном кольце недопустимы.

После установки последнего кольца сальника нужно равномерно затянуть гайки. В случае нагрева сальника при пуске насоса следует несколько раз включить и выключить его, пока

Таблица 4.21. Допустимый износ грундбукс

Внутренний диаметр, мм	Овальность, мм	Наибольшее увеличение диаметра, мм
До 50	0,50	1,85
Свыше 50 до 75	0,75	2,4
> 75 до 100	1,00	3,2
> 100 до 125	1,25	3,9
> 125 до 150	1,50	4,4
> 150 до 175	1,75	4,6

сальник не начнет пропускать уплотняющую или перекачиваемую жидкость.

Набивки марок АГ, АФГ и АФ рекомендуется перед монтажом прессовать в виде колец по размерам сальниковой камеры. Прессование проводят под давлением 40 МПа — для набивки марки АГ35, под давлением 20—25 МПа — для набивки марок АФГ и АФ.

Перед прессовкой колец для сальников, работающих в среде сжиженных газов при минусовых температурах, набивку необходимо прогреть при $100 \pm 10^\circ\text{C}$ в течение 1—1,5 ч для удаления адсорбционной влаги, способной вызвать примерзание уплотнения к штоку.

Перед прессованием колец из набивки марки АФГ для сальников, работающих в среде кислорода, набивку необходимо обезжиривать погружением в среду этилового спирта или ацетона.

При установке сухих набивок марки ХБС, ЛС, АПС, ХБТС, АПРПС допускается графитирование их поверхности.

Износ грундбукс замеряется в двух взаимно-перпендикулярных направлениях. В табл. 4.21 приведены величины допустимого износа грундбукс.

Уплотнения штоков и плунжеров должны обеспечивать герметичность при минимальной силе трения.

Допускаемые утечки при максимальном давлении нагнетания регламентируются технической документацией завода-изготовителя. При отсутствии таких указаний они не должны превышать $5 \text{ см}^3/\text{мин}$ для насосов, перекачивающих нефтепродукты и сжиженные углеводородные газы.

4.3.5. КОЛЕНЧАТЫЙ (КРИВОШИПНЫЙ) ВАЛ

К основным дефектам вала относятся: износ трущихся поверхностей коренных и мотылевых шеек (овальность, бочкообразность, конусность, несоосность шеек вала); задиры на шейках вала; разработка шпоночных канавок; появление трещин на шейках или на щеках вала, подрезы галтелей; изгиб вала в результате работы насоса с неправильно уложенным валом.

При дефектации коленчатого вала с подшипниками качения нужно проверить: вал и противовесы на усталостные трещины методом магнитной, цветной или люминесцентной дефектоскопии, а в недоступных местах — ультразвуком; состояние противовесов и их креплений; состояние шеек вала под подшипники и их размер, обеспечивающий требуемую чертежом посадку подшипника на вал; шейки вала на биение индикатором; визуально состояние шатунных шеек вала с замерами их диаметров для определения износа.

У валов, уложенных на подшипниках скольжения, дополнительно проверить: визуально — состояние коренных шеек вала с замерами их диаметров для определения износа; расхождение щек.

Овальность и конусность шеек вала определяют обмером каждой шейки в трех поясах: в среднем и двух крайних на расстояниях 5—10 мм от галтелей, в двух плоскостях — вертикальной и горизонтальной. Непараллельность осей шатунных шеек с осью вала проверяется сравнением показаний уровней, уложенных на шатунную и коренную шейки вала. Проверка производится в четырех положениях после поворота вала на 90°.

Шероховатость поверхности шеек вала для подшипников скольжения после ремонта должна быть не ниже R_a 0,63.

Допускаемые отклонения формы и расположения поверхностей шеек вала под подшипники скольжения приведены в табл. 4.22.

Биение шеек вала относительно его оси не должно превышать 0,05 мм.

Проверку радиального биения коренных шеек по индикатору производят при повороте вала, уложенного на вкладыши коренных подшипников (на призмах), а для коротких валов — в центрах токарного станка.

Проверку выполняют в двух крайних поясах каждой шейки

Таблица 4.22. Допустимые отклонения от правильной геометрической формы и взаимного расположения поверхностей коленчатого (кривошипного) вала под подшипники скольжения

Отклонения	Допустимые значения, мм	
	при изготовлении	при эксплуатации
Овальность и конусность шатунных, коренных и кривошипных шеек при диаметре шейки вала:		
свыше 50 до 90	0,015	0,04
» 90 до 120	0,017	0,06
» 120 до 180	0,020	0,10
» 180 до 200	0,023	0,15
Параллельность осей шатунных шеек с осью вала		0,02 на 100 мм

на расстоянии 5—10 мм от галтелей при медленном вращении вала. Показания индикатора должны быть записаны через каждые 45° угла поворота коленчатого вала.

Биение коренных шеек коленчатого вала проверяют при расхождении шеек, не превышающем допустимых значений.

При проверке на краску прилегания шеек вала к подшипнику допускается наличие «лысин» шириной до 10% диаметра шейки и длиной до 30% длины шейки при условии, что «лысины» расположены в разных плоскостях. Суммарная площадь отдельных «лысин» (включая мелкие) не должна превышать 30% всей площади цилиндрической части данной шейки.

При превышении указанных норм производится шлифовка шеек вала.

Предельно допустимые занижения диаметров шеек вала в результате ремонта приведены ниже:

Диаметр шейки, мм	Допустимое занижение диаметра*, мм	Диаметр шейки, мм	Допустимое занижение диаметра*, мм
Свыше 50 до 90	2,0—3,0	Свыше 120 до 150	3,6—4,5
» 90 до 120	3,0—3,6	» 150 до 200	4,5—6,0

* Большой допустимый размер относится к большему диаметру.

При проверке валов и противовесов на усталостные трещины во время ревизии необходимо особенно тщательно проверять места, опасные с точки зрения концентрации напряжений (галтели, кромки смазочных каналов, кромки шпоночных пазов и пр.). У крупных кривошипных валов насаженный на вал кривошип закрывает наиболее опасную галтель, поэтому проверка таких галтелей должна производиться ультразвуком. Вал и противовесы, у которых обнаружены трещины, подлежат замене.

Расхождение шеек коленчатого вала, уложенного в коренные подшипники скольжения, не должно превышать: при монтаже и переукладке — 0,0001 S, при эксплуатации — 0,00025 S (где S — ход поршня, мм).

Расхождение шеек замеряют индикатором. Расхождение шеек каждого колена в вертикальной и горизонтальной плоскостях определяют как алгебраическую разность показаний индикатора.

Индикатор устанавливают в месте, указанном заводом-изготовителем, а при отсутствии таких указаний — на расстоянии не более 15 мм от края щеки, противоположащего шатунной шейке.

Проверку крепления противовесов производят путем пробного подтягивания крепящих болтов и проверки их стопорных устройств. Плотность прилегания противовесов к кривошипам или щекам колен проверяется щупом. Щуп 0,05 мм не должен проходить в их стыки.

Смазочные каналы коленчатого вала промывают керосином и продувают воздухом.

4.3.6. ШАТУНЫ И ШАТУННЫЕ БОЛТЫ

На шатун и его детали действуют знакопеременные, а также изгибающие нагрузки от сил инерции. Поэтому при ревизиях и ремонтах необходимо тщательно проверять их состояние.

Шатуны проверяются на наличие трещин одним из методов дефектоскопии. Шатуны, имеющие трещины любого характера, а также погнутости и скручивания, подлежат замене.

При визуальном осмотре шатуна обнаруженные дефекты — забоины, риски, коррозионные повреждения, отсутствие галтелей, их некачественное выполнение должны устраняться и тщательно зашлифовываться.

Допустимые отклонения от правильной геометрической формы и взаимного расположения поверхностей шатуна не должны превышать значений, приведенных ниже (в мм):

Овальность и конусность поверхности под втулку крещкопфной или поршневой головки	Половина допуска на диаметр по посадке Н8/С7
Непараллельность осей отверстий головок	0,03 на 100 мм длины
Отклонение от общей плоскости (перекрещивание) осей отверстий крещкопфной или поршневой и кривошипной головок шатуна	0,05 на 100 мм длины
Неперпендикулярность торцовых поверхностей крещкопфной или кривошипной головок к осям их отверстий	0,05 на 100 мм длины
Взаимное смещение торцовых поверхностей крещкопфной или поршневой и кривошипной головок	0,2
Непараллельность осей отверстий под шатунные болты	0,02 на 100 мм длины

Проверка отклонения от общей плоскости (перекрещивание) и параллельности осей отверстий обеих головок шатуна производится на поверочной плите с помощью контрольных валиков, вставленных в эти отверстия по посадке Н7 и индикаторов с установкой одного из валиков на призмы. Проверку производят сначала без вкладышей, а затем с вкладышами обеих головок шатуна.

При изготовлении шатунов, вкладышей и бронзовых подшипников крещкопфной головки шатуна необходимо руководствоваться чертежами заводов-изготовителей. Обычно эти детали изготавливают из следующих материалов: шатуны — из сталей 40, стали 45, 40Х; вкладыши кривошипной головки — из стали 35, залитые баббитом Б83; бронзовые подшипники крещкопфной головки шатуна — из бронзы БрАЖ8-4, БрАЖ9-4, БрОФ6,5-0,15, БрОФ10-1. Допускается изготовление деталей из других материалов, свойства которых не ниже приведенных в технологической документации завода-изготовителя.

Втулка крещкопфной головки шатуна после ее запрессовки в шатун должна быть пригнана по вальцу с прилеганием по краске не менее 70% поверхности втулки при равномерном распределении пятен краски.

На шатунные болты в работе действует переменная нагрузка, приводящая к усталости металла, в первую очередь в местах концентраций напряжений.

Факторами, снижающими работоспособность болтов, являются: многократно повторяющаяся чрезмерная затяжка болтов; длительная работа при очень большом зазоре в шатунном подшипнике; неправильное прилегание гайки или головки болта к опорным поверхностям шатуна; перегрев кривошипного подшипника; механические повреждения болта — забоины, риски, коррозия; неравномерная затяжка.

Основными дефектами шатунных болтов являются трещины, забоины, риски, коррозия, сорванная резьба и ее деформация, повреждения галтелей.

Обнаруженные на теле болта и его галтелях забоины, риски, коррозионные повреждения устраняются и тщательно зашлифовываются. Шатунные болты заменяются новыми при срыве даже на одном витке и если гайки наворачиваются неравномерно или имеют качку.

Шатунный болт заменяют вместе с гайкой.

При проверке прилегания опорных поверхностей шатунного болта по краске на опорные поверхности гайки и головки болта наносится тонкий слой краски и болт плотно, но не сильно затягивается. Отпечатки краски на всех опорных поверхностях должны располагаться равномерно, пробелы между пятнами краски не должны превышать 45° окружности проверяемых кольцевых поверхностей.

Исправление качества прилегаемых опорных поверхностей производится на головке шатуна. Запрещается исправление поверхности у головки болта или гайки.

Шатунные болты должны входить в отверстие головки шатуна плотно, но без применения сильных ударов. Допускаются легкие удары свинцовым или медным молотком. Если отверстия под болт повреждены, их следует править разверткой. Болты, устанавливаемые в отверстия, должны иметь посадку H8/h6.

Отклонения геометрической формы болта проверяют в центрах; они не должны превышать указанных ниже допустимых значений (в мм):

Овальность и конусность посадочного места стержня болта	2/3 допуска по посадке H8/h6
Биение крайних точек опорной поверхности головки болта относительно посадочной поверхности стержня	0,05
Биение опорного торца гайки шатунного болта относительно оси резьбы	0,05

Шатунные болты насосов с давлением более 10 МПа проверяются на наличие трещин при капитальном ремонте цветным,

магнитным или люминесцентным методом дефектоскопии; у остальных насосов они проверяются визуально, а при подозрениях на трещины — одним из методов дефектоскопии.

Остаточное удлинение шатунного болта проверяется в случаях, если это предусмотрено технической документацией завода-изготовителя, а также у насосов с давлением более 10 МПа.

Усилие затяжки болта проверяется в случаях, если это предусмотрено технической документацией завода-изготовителя.

Величина остаточного удлинения измеряется микрометром. Для этого на торцах головки каждого болта и его нарезной части высверливаются торцевой фрезой площадки.

Усилие затяжки болта контролируется путем замера величины его упругого удлинения так же, как замеряется остаточное удлинение.

Значения упругого удлинения и усилия затяжки болтов задаются заводом-изготовителем с учетом материала болта и конструкции шатунного подшипника. При отсутствии таких указаний упругое удлинение болтов из углеродистой стали устанавливается равным $0,0003 l$, а болтов из легированной стали — $0,0004 l$ (где l — расстояние между опорными поверхностями головки и гайки болта).

Предельный срок службы шатунных болтов насосов, работающих под давлением более 10 МПа, если не оговорено технической документацией завода-изготовителя, не должен превышать (в ч) $t = 10^6 / 6n$ (где n — частота вращения, c^{-1}).

Шплинговку гаек шатунных болтов производят только стальными стандартными шплинтами по ГОСТ 397—66.

Новые шатунные болты изготавливают в соответствии с чертежами завода-изготовителя насоса. Каждый изготовленный шатунный болт подвергают проверке на трещины одним из неразрушающих методов контроля.

4.3.7. КРЕЙЦКОПФ

Причинами, вызывающими преждевременное появление усталостных трещин в деталях крейцкопфа и узла его соединения со штоком, могут быть: недостаточные радиусы галтелей, а также некачественное их выполнение с подрезами и рисками; неудовлетворительное, с перекосами, прилегание друг к другу опорных поверхностей буртов крейцкопфа, муфты и гайки, вызывающее появление повышенных циклических напряжений в опасных сечениях; низкое качество металла и наличие в нем дефектов; расцентровка группы движения.

Проверку галтелей у буртов деталей производят визуально.

Обнаруженные дефекты (отсутствие галтелей, риски и забоины) устраняются и галтели тщательно зашлифовываются. Проверка крейцкопфа на наличие трещин производится визуально, а при подозрении на трещины — одним из методов дефектоскопии. При наличии усталостных трещин детали отбраковывают.

Допустимые отклонения от правильной геометрической формы и взаимного расположения поверхностей деталей крейцкопфа не должны превышать значений, приведенных ниже (в мм):

Овальность крейцкопфных пальцев для диаметров, мм:

свыше 50 до 90	0,06
» 120 до 160	0,08
» 180 до 200	0,10

Конусность на длине башмака

допуск на диаметр крейцкопфа по посадке H7/g6
0,02 на 100 мм длины

Неперпендикулярность оси отверстия под палец к оси крейцкопфа

допуск на диаметр крейцкопфа по посадке H7/g6
0,15 мм на 100 мм

Несоосность отверстия под шток к оси крейцкопфа

Перекос оси отверстия под шток с осью крейцкопфа

Неперпендикулярность опорной поверхности для крепления штока к оси крейцкопфа

0,05 мм на диаметр 100 мм

Овальность в конической части крейцкопфных пальцев

допуск на обработку по посадке H7/g6

Не допускаются к эксплуатации ползуны крейцкопфа с баббитовой наплавкой в следующих случаях: износ баббитовой наплавки превышает 50% первоначальной толщины; отслоение баббитового слоя от тела ползунов превышает 10% поверхности заливки; на поверхности заливки имеются задиры, участки с выкрошенным баббитом, трещины с замкнутым контуром с общей площадью дефектов более 15% площади заливки.

При проверке перпендикулярности оси отверстия под палец к оси крейцкопфа его устанавливают привалочной поверхностью со стороны штока на контрольную плиту и сравнивают показания уровня на пальце, вставленном в крейцкопф, и уровня, установленного на плите параллельно оси пальца.

Предварительно проверяют перпендикулярность привалочной поверхности к оси штока.

Несоосность и перекас оси отверстия под шток к оси крейцкопфа проверяют с помощью штока или ложного штока длиной 150—200 мм. Биение установленного в патроне токарного станка крейцкопфа не должно превышать 0,02 мм. Половина разности показаний индикатора в сечении 1—1 дает значение несоосности. Половина разности показаний индикатора в сечении 2—2 за вычетом несоосности дает значение перекаса.

Прилегание башмаков крейцкопфов к направляющим должно быть равномерным и при проверке на краску составлять на

Таблица 4.23. Допустимые зазоры между башмаками крейцкопфа и направляющей

Диаметр расточки, мм	Допустимые зазоры*, мм	
	монтажный	предельный при эксплуатации
Свыше 100 до 160	0,08—0,12	0,25—0,30
» 160 до 240	0,12—0,20	0,30—0,35
» 240 до 300	0,20—0,25	0,35—0,40
» 300 до 450	0,25—0,30	0,40—0,55

* Большой предельный зазор относится к большему диаметру.

каждом квадрате размером 25×25 мм не менее 6 пятен касания, при этом общая площадь прилегания должна быть не менее 60% проверяемой поверхности.

Баббитовая заливка башмаков должна иметь клиновые скосы; маслопроводные пазы не должны доходить до ее краев.

Проверку качества прилегания опорных поверхностей башмака к корпусу крейцкопфа, гаек и полумуфт узла соединения штока с крейцкопфом производят по краске. Отпечатки краски должны располагаться равномерно. Пробелы между отдельными отпечатками краски по кольцевым поверхностям не должны быть более 45° окружности. Дефекты прилегания устраняют вышабриванием или проточкой на станке.

Конусная поверхность пальцев крейцкопфа должна равномерно прилегать к соответствующим расточкам крейцкопфа. Суммарная площадь пятен краски, наносимой очень тонким слоем, должна быть не менее 50% всей проверяемой поверхности при равномерном распределении пятен краски.

Допустимые зазоры между башмаком крейцкопфа и направляющей в зависимости от диаметра расточки параллелей приведены в табл. 4.23.

Окончательную проверку зазора между башмаком и направляющей производят щупом в переднем и заднем положениях крейцкопфа после соединения его со штоком.

4.3.8. ПОДШИПНИКИ

При дефектации радиальных шариковых подшипников определяют радиальный и осевой зазоры индикатором.

Внутреннее или наружное кольцо подшипника надежно закрепляют и по разнице показаний индикатора при перемещении одного кольца относительно другого определяют действительный зазор.

Подшипники заменяют, если радиальный зазор превышает: 0,1 мм — для подшипников внутренним диаметром до 50 мм;

Таблица 4.24. Зазоры в подшипниках качения

Диаметр вала, мм	Серия подшипников	Допустимый осевой зазор (мм) подшипников	
		радиально-упорных	двойных
До 30	Легкая	0,06	0,06
	Средняя и тяжелая	0,09	0,11
Свыше 30 до 50	Легкая	0,09	0,10
	Средняя и тяжелая	0,10	0,12
» 50 до 80	Легкая	0,10	0,12
	Средняя и тяжелая	0,10	0,14
» 80 до 130	Легкая	0,12	0,15
	Средняя и тяжелая	0,15	0,18

0,2 мм — диаметром 50—100 мм; 0,3 — диаметром свыше 100 мм. Допустимые значения осевых зазоров в подшипниках даны в табл. 4.24.

Не допускаются к эксплуатации подшипники, имеющие следующие дефекты: трещины, выкрашивание металла и цвета побежалости на кольцах и телах качения; выбоины и отпечатки (лунки) на беговых дорожках колец; трещины на сепараторе, отсутствие или ослабление заклепок сепаратора; шелушение металла, чешуйчатые отслоения; коррозионные раковины, забоины и вмятины на поверхностях качения, видимые невооруженным глазом; ступенчатую выработку рабочих поверхностей колец, заметную визуально.

Посадки подшипников на валы должны соответствовать технической документации, а при ее отсутствии — ГОСТ 3325—85.

Наружные обоймы подшипников редукторов должны иметь посадку S_n , а коленчатых валов — H_{1n} , $H_{1п}$.

Сопряжения подшипников с коленчатыми валами и кривошипно-шатунными механизмами должны быть по посадкам G_n , T_n , а на валы редукторов — по посадкам, указанным ниже:

Диаметр вала, мм
Посадки

До 100
 H_n , H_{1n} , $H_{п}$

Свыше 100 до 200
 T_n

При напрессовке подшипника на вал его нагревают до температуры 90—100 °С в масляной ванне, а при запрессовке в корпусе охлаждают.

При эксплуатации насосов подшипник должен хорошо смазываться, температура подшипникового узла не должна быть выше указанной в технической документации завода-изготовителя, а при отсутствии таких указаний — не выше 60 °С.

При дефектации подшипников скольжения проверяют расхождение щек коленчатого вала в диаметрально противоположных положениях колен в вертикальной и горизонтальной

плоскостях; состояние баббитовой заливки вкладышей и прилегание к ним вала; зазор между валом и верхним вкладышем; боковые зазоры между валом и вкладышем; торцовые зазоры подшипников; плотность прилегания вкладышей к постелям.

Не допускаются к эксплуатации подшипники, имеющие на баббитовой заливке следующие дефекты: отставание, выкрашивание и растрескивание баббитового слоя более чем на 15% площади вкладыша; износ баббитового слоя больше чем на 50% первоначальной толщины; подплавление баббитовой заливки.

При повреждении баббита на площади менее 15% допускается пропайка трещин баббитового слоя, если баббит не отстал от тела вкладыша, а также вырубка и наплавка поврежденных мест баббитом той же марки, которой залит вкладыш. Наплавку производят на зачищенную и пролуженную поверхность вкладыша, подогретого равномерно до 100—120 °С. Лучшие результаты дает пропайка и наплавка водородным пламенем.

После перезаливки вкладыши подшипников должны удовлетворять следующим требованиям: на поверхности баббита не должно быть раковин, шлаковых включений и трещин; баббитовая заливка должна иметь тускло-серебристый цвет. Допускается местный слабо-золотистый отлив. При желтом цвете заливки, свидетельствующем о пережоге баббита, вкладыши нужно перезалить. Если на поверхности заливки имеются чистые раковины на площади не более 25%, поверхность может быть исправлена путем наплавки баббита.

Проверку прилегания баббита к стальной основе производят обстукиванием затылочной части подвешенного вкладыша: дребезжание или глухой звук указывают на отставание баббита. Такой вкладыш следует перезалить.

Непараллельность плоскостей стыка вкладышей с образующей затылка допускается не более 0,03 мм на 100 мм длины. Проверку производят индикатором на поверочной плите.

Прилегание вкладышей друг к другу и к расточкам в корпусах рам при проверке на краску должно быть равномерным и составлять не менее шести пятен касания на квадрате 25×25 мм; при этом общая площадь пятен должна быть не менее 30% всей поверхности прилегания.

Прилегание шеек валов к поверхности баббита вкладышей должно составлять не менее десяти пятен касания на квадрате 25×25 мм, при этом общая площадь равномерно расположенных пятен краски должна быть не менее 35% всей поверхности прилегания. Проверка производится по натирам или по краске, проворачивая вал на 1—1,5 оборота. Прилегание доводят шабровкой баббита.

Ширину и равномерность зазора между шейками вала и верхними вкладышами подшипников устанавливают по сви-

цовым оттискам. Вместо прокладок между вкладышами устанавливают четыре свинцовых кубика, ставят верхний вкладыш с крышкой и затягивают гайки крышки до полного прилегания верхних частей вкладыша к шейке вала. Замерив толщину свинцовых оттисков, подбирают латунные прокладки с учетом требуемого зазора между верхним вкладышем и шейкой вала согласно табл. 4.25.

Проверку фактических зазоров в подшипнике производят с помощью двух свинцовых проволочек диаметром 0,3—0,4 мм, уложенных на шейку вала на расстоянии 50—60 мм от края галтели. После установки и обтяжки крышки подшипника по толщине свинцовых проволочек определяют действительные зазоры. Если разница зазоров составляет более 0,03 мм, следует произвести шабрение баббита в соответствующем месте с проверкой прилегания на краску к шейке вала.

Контуры прокладок должны соответствовать контуру разьема вкладышей. Зазор между шейками вала и кромками прокладок должен быть не менее 0,3 мм.

Число и толщина прокладок с обеих сторон вкладыша должны быть равными. Если общая толщина прокладок более 3 мм, то основную часть этой толщины заполняют одной вышабренной по плите прокладкой, а остальную часть, не превышающую 2 мм, заполняют набором тонких прокалбированных прокладок.

Суммарные торцовые зазоры в фиксирующем подшипнике должны быть при монтаже в пределах $(0,0005—0,001)D$, а при эксплуатации — не более $0,002 D$ (где D — диаметр вала). В остальных подшипниках торцовые зазоры, компенсирующие тепловое расширение вала в рабочих условиях, должны быть в пределах 0,8—1,0 мм на 1 м длины вала или расстояния от фиксирующего подшипника.

Требования к подшипникам шатуна такие же, как к подшипникам вала. Зазоры в подшипниках шатуна даны в табл. 4.26.

Таблица 4.25. Зазоры в коренных подшипниках

Диаметр коренной шейки вала, мм	Диаметральный зазор между шейкой вала и верхним вкладышем*, мм	
	монтажный	предельный при эксплуатации
Свыше 50 до 80	0,05—0,08	0,12
» 80 до 100	0,06—0,10	0,15
» 100 до 120	0,08—0,12	0,20
» 120 до 200	0,10—0,16	0,20—0,26

* Большой предельный зазор относится к большему диаметру.

Таблица 4.26. Зазоры в подшипниках шатуна

Зазор	Диаметр подшипника, мм	Ширина зазора*, мм		
		монтажного	предельного при эксплуатации	
Диаметральный в кривошипном подшипнике шатуна	Свыше 50 до 150	0,05—0,08	0,12—0,15	
	» 150 до 200	0,06—0,10	0,16—0,18	
	Суммарный осевой в кривошипном подшипнике шатуна	» 50 до 90	0,5—1,0	—
		» 90 до 120	1,0—2,0	—
Диаметральный в крейцкопфном подшипнике шатуна:	» 120 до 200	2,0—3,0	—	
	для вкладышей с баббитовой заливкой	» 50 до 100	0,04—0,06	0,12
	» 100 до 140	0,05—0,08	0,15	
	» 140 до 200	0,06—0,10	0,18	
	для бронзовых вкладышей	» 50 до 80	0,05—0,09	0,20
		» 80 до 90	0,09—0,16	0,23
		» 90 до 120	0,12—0,21	0,29
		» 120 до 200	0,15—0,25	0,35
	Суммарный осевой в крейцкопфном подшипнике шатуна	» 50 до 100	0,10—0,30	—
		» 100 до 120	0,15—0,40	—
» 120 до 200		0,20—0,80	—	

* Большой предельный зазор относится к большему диаметру.

Осевой разбег шатуна, компенсирующий тепловое удлинение вала, может быть предусмотрен не в кривошипном, а в крейцкопфном подшипнике шатуна, что необходимо учитывать при выборе зазоров по табл. 4.26.

Диаметральный зазор в кривошипных подшипниках шатуна проверяют щупом или по свинцовым оттискам.

Бронзовые подшипники крейцкопфной головки шатуна изготовляют, как правило, из бронз марок БрАЖ8-4, БрОФ6,5-0,15, БрОФ10-1. При изготовлении втулок допустимые овальность и конусность должны быть в пределах половины допуска по посадке G_7/h_6 . По наружному диаметру втулки обрабатывают с допуском прессовой посадки r_6 или S_6 (для нестопорящихся втулок) или с допуском напряженной посадки k_6 (для стопорящихся втулок).

Втулка после запрессовки должна быть пригнана по пальцу с прилеганием по краске не менее 70% поверхности втулки при равномерном распределении пятен краски.

Температура подшипников скольжения не должна превышать 60 °С.

4.3.9. КЛАПАНЫ

Клапаны должны удовлетворять следующим основным требованиям: обеспечивать плотность в закрытом состоянии; своевременно закрывать отверстие, через которое протекает жид-

кость; оказывать малое гидравлическое сопротивление потоку жидкости; быть достаточно прочными и износостойкими; закрываться без удара.

Основными дефектами клапанов являются износ посадочной поверхности и направляющих клапана; посадочной поверхности седла, клапана; забоины и риски на рабочих поверхностях клапана и седла; износ крепежных деталей клапана; коррозионный и усталостный износ пружины клапана, приводящий к потере упругости и ее поломке.

Герметичность клапана проверяют керосином, налитым на клапан на высоту 5—10 мм от рабочей поверхности. Утечки не должны превышать 5 капель в минуту. Если плотность клапана невозможно проверить таким способом, проверяют прилегание клапана к седлу. На рабочей поверхности клапана или седла мягким черным карандашом проводят радиальные черточки на расстоянии 10—15 мм одна от другой. Затем тарелку вставляют в седло и поворачивают на $1/4$ — $1/2$ оборота. Если все карандашные черточки стерлись, плотность клапана считают удовлетворительной.

При необходимости клапаны притирают по седлу на месте. Притирку производят с помощью пасты после промывки клапана и седла керосином. После притирки клапана проверяют на плотность одним из указанных выше способов.

Посадочные места клапанов и седел, имеющие риски, задир и неравномерный износ, протачивают на стенке с последующей шлифовкой и притиркой.

Пружины клапана отбраковывают в следующих случаях: если коррозионный и эрозионный износ превышает 15% первоначального диаметра проволоки; высота пружины в свободном состоянии уменьшилась на 15%; непараллельность торцов пружины и их перекокс относительно оси превышает 0,5 мм; визуально обнаружены трещины любого размера.

Для изготовления пружин применяются углеродистые и низколегированные стали типа 60Г, 60ГС, 4Х13 и др. В коррозионных средах используют пружины из указанных сталей с покрытием фторопластом и другими пластмассами, а также из нержавеющей сталей марок 36НХТ10; 36НХТ10М.

Для увеличения долговечности работы клапанов, а также их седел рекомендуется изготавливать клапаны из полимерных материалов, имеющих достаточную термостойкость и физико-механические свойства. Например, клапаны из материала «капролон В» (ТУ-6-05-988—79) могут работать при температуре перекачиваемой среды до 130 °С и давлении до 4 МПа. Благодаря меньшей (в 4—6 раз) массе и упруго-эластическим свойствам межремонтные пробеги клапанов и седел из капролона в 4—5 раз больше, чем металлических.

4.4. ТРЕБОВАНИЯ К СОБРАННОМУ НАСОСУ

Поступающие на сборку узлы и детали, отремонтированные или изготовленные ремонтным предприятием, снятые с ремонтируемого насоса и признанные годными к установке без ремонта, а также получаемые как запасные части, должны соответствовать требованиям чертежей по размерам и материалу и техническим условиям на изготовление или ремонт, пройти входной контроль и иметь маркировку, принятую на предприятии.

Составные части, поступившие на сборку, должны быть чистыми, антикоррозионное покрытие, применяемое при хранении, должно быть удалено. Смазочные каналы и отверстия должны быть прочищены, промыты, продуты сжатым воздухом.

Сборку насосов производят согласно ТУ или руководству на ремонт конкретного насоса, а при их отсутствии — в соответствии с требованием инструкции по эксплуатации насоса.

Все составные части собирают в узлы согласно имеющимся меткам. На составных частях, изготовленных вновь, следует нанести маркировку, указывающую принадлежность их к определенному узлу и взаимное расположение сопрягаемых составных частей при сборке в соответствии со сборочным чертежом.

При сборке составных частей рекомендуется нанести тонкий слой смазочных материалов (по ГОСТ 20421—75) на все посадочные и резьбовые поверхности валов, боковые поверхности шпонок и шпоночных пазов, торцы резьбовых поверхностей составных частей, уплотнительные поверхности рабочих колес, разгрузочных устройств, рубашек валов, резьбовые поверхности крепежа, рабочие поверхности штифтов.

При сборке сопрягаемых составных частей по посадкам с натягом и по скользящей посадке допускается нагрев охватывающей составной части в кипящей воде, или в горячем масле, или в электропечи.

Температуру нагрева (без учета потери тепла при переносе детали из нагревающего устройства к месту сборки) определяют по формуле:

$$T = \frac{H_{\text{наиб}} + Z_{\text{наим}}}{\alpha d} + T_{\text{сб}},$$

где $H_{\text{наиб}}$ — наибольший натяг в сопряжении, мм; для посадки скользящей принимают $H=0,0$ мм; $Z_{\text{наим}}$ — минимально необходимый зазор для сборки, мм; α — коэффициент линейного расширения материала составной части при нагревании (для стали $\alpha=11 \cdot 10^{-6}$ мм/К, для серого чугуна $\alpha=18 \cdot 10^{-6}$ мм/К); d — номинальный размер сопряжения, мм; $T_{\text{сб}}$ — температура в сборочном помещении, К.

При запрессовке подшипников передача усилий производится через кольцо, сопрягающееся с натягом.

Перед установкой подшипников, имеющих в сопряжении натяг, допускается нагревать его в масле (ГОСТ 9972—74) до 80—90 °С.

При сборке составных частей, имеющих в сопряжении посадки с зазором, должно быть обеспечено относительное перемещение без перекоса и заеданий.

Шпонки должны быть плотно посажены в шпоночные пазы валов, качание шпонок не допускается.

Шпильки должны быть завернуты на всю длину резьбовой части, плотно. Составные части должны надеваться на шпильки свободно, подгибание шпилек при надевании на них составных частей не допускается.

Все болты и гайки одного соединения должны быть затянуты равномерно и до отказа. Во всех случаях, предусмотренных чертежами или техническими условиями на ремонт, следует применять ключи, позволяющие ограничивать и контролировать крутящий момент затяжки соединения.

Во всех местах крепления, где это предусмотрено чертежами и техническими условиями на изготовление, необходимо устанавливать стопорящие составные части и (пружинные шайбы, контргайки, шплинты и т. п.). Не допускается замена одной стопорящей части другой (например, шплинта пружинной шайбой). Болт (шпилька) должен выступать из гайки на 2—3 нитки.

Головки шплинтов не должны выступать из прорезей гаек. Концы шплинтов должны быть разведены и отогнуты.

Неметаллические прокладки должны быть чистыми, гладкими, без расслоений, складок, вырывов и надломов, должны равномерно прилегать к сопрягаемой поверхности. Не допускается выступ прокладок из края сопрягаемых поверхностей.

Уплотнительные кольца сальниковых уплотнений должны от руки плотно входить в сальниковую коробку, забивание их не допускается. Рекомендуются предварительное обжатие колец в приспособлении. При установке колец необходимо производить последовательное их уплотнение в сальниковой коробке нажимной втулкой сальника.

В сальниковых уплотнениях, имеющих «фонарь» (водяную камеру), кольцо «фонарь» необходимо смещать на половину отверстия для подвода охлаждающей (запирающей) жидкости в сторону нажимной грундбуксы.

При сборке насосов необходимо проверить следующие параметры.

1. Совпадение осей каналов рабочих колес и отводящих устройств. Допустимое несовпадение равно $\pm 0,5$ мм. У секционных насосов проверяют первую ступень. Последующие ступени контролируют последовательно разбегом ротора после установки рабочих колес.

2. Зазоры между дисками колеса и составными частями статора (в случае многощелевых уплотнений — осевой зазор в этих уплотнениях). Если невозможно выполнить непосредственные замеры, контроль осуществляют по разбегу ротора в собранном насосе (без установки разгрузочного диска или сборки упорного подшипника).

Для насосов, в которых осевое усилие, действующее на ротор, компенсируется автоматическим устройством, зазор между диском колеса и статором (или осевой зазор в многощелевом уплотнении) со стороны входа должен превышать допустимый износ разгрузочного диска не менее чем на 1 мм. Для секционных насосов, в которых межсекционное уплотнение осуществляется гибкими прокладками, резиновыми кольцами и т. п., правильность стяжки насоса контролируют по размеру между торцами крышек всасывания и нагнетания. Замер производят в трех местах со смещением на 120°. Максимально допустимая разность размеров — не более 0,03 мм.

3. Радиальные зазоры в проточной части. Если невозможно выполнить непосредственное их измерение, замеряют перемещение ротора относительно статора. Ротор перемещают параллельно оси статора с одновременным смещением корпусов подшипников. Распределение радиального зазора (на верхний, нижний, левый и правый) производится в соответствии с указаниями чертежей или технических условий на ремонт. После установки необходимых радиальных зазоров проверяют concentricity установок вала и сальниковой коробки. Допустимый эксцентриситет — не более 0,05 мм.

4. Прилегание разгрузочного диска автоматического устройства уравнивания осевой силы, действующей на ротор. Проверку прилегания производят «на краску». Пятна краски должны быть равномерно распределены по всей площади контакта и занимать не менее 70% поверхности. Проверку производят после окончательной центровки ротора со статором.

5. Осевое перемещение ротора относительно статора. Для секционных насосов с автоматической компенсацией осевой силы, действующей на ротор, проверку производят до и после установки разгрузочного диска; для остальных насосов — до и после сборки узлов опорного и упорного подшипников. Для насосов, ротор которых установлен на подшипниках качения с регулируемым осевым зазором, осевое перемещение ротора при собранном упорном подшипнике (не более 0,02 мм) осуществляют подбором прокладок между кольцами подшипников; для остальных насосов — в соответствии с требованиями чертежей или технических условий на ремонт.

6. Прилегание шпилек ротора к подшипникам скольжения. Для горизонтальных насосов проверку «на краску» производят, если при ремонте производились перецентровка ротора со стато-

ром, ремонт шеек ротора, перезаливка вкладышей подшипника или если неудовлетворительное прилегание зафиксировано в процессе разборки насоса.

7. Относительное положение фланцев трубопроводов и фланцев насоса перед их сборкой. Непараллельность торцовых поверхностей фланцев допускается не более 0,1 мм по наружному диаметру; расстояние между торцовыми поверхностями — не более указанного в чертежах или технических условиях на ремонт.

8. Соосность роторов насоса и приводного двигателя. Проверку соосности производят после сборки насоса и присоединения всасывающего и напорного трубопроводов.

Основные параметры насосов должны соответствовать значениям, указанным в нормативно-технической документации на ремонт насоса конкретного наименования или документации завода-изготовителя.

Схемы, надписи и условные знаки, содержащие сведения о направлении вращения ротора, подсоединении трубопроводов и пр., должны быть восстановлены в соответствии с документацией завода-изготовителя.

Уровень звукового давления работающего насоса без учета уровня звукового давления электродвигателя на расстоянии 1 м от наружного корпуса в рабочем режиме не должен быть более 90 дБ.

Шумовые характеристики измеряют по ГОСТ 8.055—73. Уровень вибрации для постоянных рабочих мест при рабочем режиме насосного агрегата не должен превышать санитарных норм СН 245—71.

Муфта, соединяющая валы насоса и электродвигателя, должна иметь защитное ограждение. Конструкция ограждения должна исключать возможность снятия его без помощи ключа или другого инструмента.

Соединительная муфта и стрелка, указывающая направление вращения, должны быть окрашены в красный цвет.

Параметры шумовых характеристик и вибрации должны вноситься в акт приемки насоса из ремонта.

Испытания насоса. Собранный насос должен пройти обкатку, при которой контролируют температуру элементов насоса и герметичность соединений, концевых уплотнений ротора (сальниковых, лабиринтных и др.).

Длительность обкатки должна составлять: для насосов гидравлической мощностью в номинальном режиме до 10 кВт — не менее 0,25 ч; мощностью свыше 10 кВт до 50 кВт — не менее 0,5 ч; свыше 50 до 100 кВт — не менее 1,0 ч; свыше 100 до 400 кВт — не менее 1,5 ч; свыше 400 кВт — не менее двух часов.

Каждый отремонтированный насос должен подвергаться приемо-сдаточным испытаниям с целью проверки его соответствия требованиям технических условий на ремонт или другой

технической документации, утвержденной в установленном порядке. Необходимо проверить высоту всасывания (динамический и статический уровень для насосов по ГОСТ 10428—71); напор при номинальной подаче; вибрацию опор; внешние утечки; давление жидкости в разгрузочной полости (для насосов, имеющих разгрузочную полость); температуру подшипников; параметры работы электродвигателя.

Если насос не соответствует требованиям ТУ, его не принимают и после устранения недостатков вновь подвергают испытаниям.

При выдаче из ремонта проверяют рабочую область напорной характеристики насоса; внешние утечки; вибрацию опор; параметры электродвигателя.

Испытания могут производиться как на месте установки (эксплуатации), так и на стендах ремонтного предприятия. Измерение параметров при испытаниях проводят в соответствии с ГОСТ 6134—71.

Проверку напора насоса в рабочей области характеристики производят при различных подачах, число которых должно быть не менее трех. Рабочая область насоса устанавливается стандартами или техническими условиями на изготовление насоса.

При каждом режиме необходимо измерять и записывать частоту вращения (для электронасосов — частота и напряжение сети); подачу; давление (разрежение на входе); давление на выходе; потребляемую (электродвигателем) мощность; температуру жидкости.

Режим работы регулируют с помощью задвижки или затвора, установленного на отводящем трубопроводе. В случае невозможности регулирования напора на месте эксплуатации допускается проверка напорной характеристики на одном режиме, обусловленном условиями эксплуатации.

Проверку напорной характеристики насосов, у которых потребляемая мощность возрастает с ростом производительности, следует начинать с нулевой подачи (при закрытой задвижке); проверку насосов, у которых потребляемая мощность уменьшается с ростом производительности, — с максимальной подачи. Внешняя утечка через уплотнения должна определяться в процессе работы насоса при номинальном режиме.

При проверке температуры должно быть установлено, что в конце обкатки максимальная установившаяся температура составных частей, перегрев которых может привести к отказу, не выше указанной в инструкции по эксплуатации или ТУ на ремонт конкретного наименования.

Проверку вибрации опор проводят при номинальном режиме в местах, указанных в инструкции по эксплуатации или ТУ на ремонт насоса конкретного типоразмера.

Таблица 4.27. Назначенная гарантийная наработка на отказ для различных насосов

Назначение насосов	Характеристика насоса	Гарантийная наработка, ч
Питательные	Однокорпусные секционные	6300
	Двухкорпусные секционные	10000
Конденсатные	Подача менее 200 м ³ /ч	8000
	Подача 200 м ³ /ч и более	3200
Циркуляционные осевые вертикальные	Перекачивание воды с содержанием взвешенных частиц:	
	до 50 г/м ³	3200
	50 до 150 г/м ³	2500
	150 до 500 г/м ³	2000
Циркуляционные центро- бежные вертикальные	Перекачивание воды с содержанием взвешенных частиц:	
	до 50 г/м ³	4000
	50 до 150 г/м ³	3200
	250 до 500 г/м ³	2500
Для конденсата, чистой воды общего назначения*	Консольные марок 6К-12, 6КМ-12, 8К-12, 8К-18	8000
	Остальные	4000
	Типа Д:	
	подачей до 320 м ³ /ч	1500
	» свыше 320 м ³ /ч	4000
	Д 12500.24	6300
	Типа СЭ	6300
Типа ЦН	6300	
Типа ЦНС:	с сальниковыми уплотнениями	6300
	со щелевыми уплотнениями	8000
Грунтовые, песковые, шламовые	Объемная концентрация твердого вещества в гидросмеси до 15%, рН более 6 и менее 8	1300
Фекальные	—	4000
Для нефтепродуктов, хи- мические	Типа ЦН	6300
	Нефтяные магистральные	6300
	Электронасосы центробежные герметичные	4000
	Центробежные химические для перекачивания жидкостей с содержанием твердых включений до 0,2 масс.%; материал проточной части (по ГОСТ 10168—75); А, В, Б, Д, К, Е, И, М, Л, Т	6300
	Р	3200
	П, Ф, Г, У, Э	2000

* При использовании насосов для перекачивания некоррозионных жидкостей, не содержащих взвешенных частиц (например, смазочных материалов), назначаемая гарантийная наработка увеличивается в 1,5 раза.

При проверке электрических параметров электродвигателя следует проверять сопротивление изоляции обмоток относительно корпуса и силу тока в рабочем интервале подач.

Обработку результатов испытаний производят в соответствии с указаниями ГОСТ 6134—71. Оценку отремонтированных насосов проводят в соответствии с требованиями ГОСТ 20831—75 или отраслевой нормативно-технической документации.

Гарантийная наработка отремонтированных насосов. Для назначения наработки отремонтированных насосов используют 50%-ную наработку на отказ (T_{790}); при этом необходимость в подтяжке сальника или замене набивки не является отказом для насосов с сальниковыми уплотнениями.

Для насосов со щелевыми уплотнениями ротора, осевых вертикальных гарантийную наработку назначают исходя из T_{790} % наработки деталей щелевых уплотнений, подшипников скольжения либо деталей устройства гидравлической разгрузки ротора от осевых усилий.

В табл. 4.27 приведена назначенная гарантийная наработка на отказ для различных насосов.

РЕМОНТ НАСОСОВ

5.1. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА НАСОСОВ

Необходимость ремонта оборудования может быть вызвана следующими причинами: неравнопрочностью деталей, в результате чего некоторые из них изнашиваются значительно раньше установленного нормативного срока службы данной машины и требуют периодической замены или восстановления [12]; возможностью модернизации машины в процессе ремонта, что позволяет компенсировать ее моральный износ; возможностью существенной экономии затрат труда и металла при рациональной организации ремонта (по сравнению с затратами при замене машины новой).

При правильной организации ремонта в 2—3 раза сокращается его стоимость, увеличиваются сроки службы действующего оборудования, т. е. уменьшается потребность в новом оборудовании. Существенное значение имеет также сокращение на 30—50% простоев оборудования в ремонте, особенно при создании обменного фонда ремонтируемых машин.

В настоящее время все отечественное насосное оборудование ремонтируют потребители. Кроме того, они изготавливают около 40% требуемого количества запасных частей, включая такие сложные детали, как рабочие колеса питательных и грунтовых насосов [13].

По принципу организации ремонтных работ различают децентрализованный и централизованный ремонт. В первом случае ремонт выполняют на месте силами обслуживающего персонала. Централизация ремонта осуществляется на трех уровнях: на предприятии — в ремонтно-механическом цехе; на уровне объединения или экономического района — в ремонтных базах и ремонтных заводах; на республиканском уровне — в ремонтных заводах, специализированных на определенном виде оборудования.

Специализация ремонта может осуществляться и на уровне ремонтных баз — путем создания специализированных участков, и на уровне предприятия — путем организации бригад, специализированных по видам оборудования. Для ремонта не транспортабельного оборудования на месте его эксплуатации создают специализированные выездные бригады ремонтных баз или заводов-изготовителей.

Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий химической промышленности предполагает сочетание технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов [14].

Техническое обслуживание должно обеспечить работоспособность оборудования между ремонтами и выполняется эксплуатационным персоналом (операторы) и обслуживающим персоналом (дежурные слесари). Техническое обслуживание предполагает эксплуатационный уход (чистка, смазка, контроль исправности с ведением журнала состояния оборудования) и мелкий ремонт (устранение небольших дефектов, подтяжка креплений, регулировка, замена прокладок и выполнение работ, отмеченных в сменном журнале; смена запасных частей при этом не предусмотрена).

В зависимости от состояния оборудования, в Системе ТОиР предусмотрено два вида планового ремонта: текущий и капитальный.

Текущий ремонт — это ремонт, при котором на месте эксплуатации без использования стационарного оборудования выполняют частичную разборку и замену мелких изношенных деталей, устранение небольших дефектов и регулировку насоса. Текущий ремонт включает очистку и промывку деталей; проверку плотности крепления стыков, набивки сальников, осевого разбега и свободного вращения вала, крепления насоса к фундаменту, центровки с приводом; опробование насоса в работе.

При текущем ремонте могут быть заменены защитные втул-

ки сальника; пары торцовых уплотнений или уплотнения в сборе; вкладыши подшипников крупных вертикальных насосов, смазываемых перекачиваемой жидкостью; пары трения подшипников и пят герметичных насосов; уплотнительные кольца, если они установлены в корпусе и на рабочем колесе и если при текущем ремонте проводится проточка рабочих колес; уплотнительные прокладки и шнуры; упругие элементы соединительной муфты.

В результате текущего ремонта обеспечивается работоспособность оборудования.

Расходы на текущий ремонт включают в смету производства. Полная стоимость его не превышает 10% оптовой цены насоса.

Капитальный ремонт — это ремонт, при котором производят демонтаж и полную разборку насоса, восстановление деталей (в том числе базовые и корпусные), а также все работы, входящие в текущий ремонт. Капитальный ремонт выполняют в стационарных условиях. В результате капитального ремонта должна восстанавливаться первоначальная характеристика насосного агрегата.

Капитальный ремонт выполняется за счет амортизационных отчислений. Полная стоимость его составляет около 60% стоимости нового насоса.

Трудоемкость текущих ремонтов составляет 15—20% от трудоемкости капитальных ремонтов.

Из анализа ценообразования на капитальный ремонт насосов следует, что затраты на первый капитальный ремонт составляют в среднем около 60% первоначальной стоимости техники, на второй ремонт — 85%, на третий и четвертый ремонты — 100—120%. Это объясняется различной степенью износа основных деталей машины в зависимости от срока ее эксплуатации. Признано целесообразным ввести дифференцированные коэффициенты увеличения затрат на ремонт в зависимости от номера ремонта к затратам на первый капитальный (текущий) ремонт. Так, если стоимость первого капитального ремонта принята за 100%, коэффициент увеличения стоимости второго капитального ремонта по отношению к первому составит 1,3, третьего — 1,8—2 [15].

При специализации и централизации ремонта насосного оборудования следует учитывать, что создание специализированных ремонтных заводов для отдельных типов насосов экономически целесообразно лишь при возможности организации поточного высокомеханизированного производства, т. е. для насосов широкого назначения, подлежащих капитальному ремонту — к ним относятся лишь скважинные и отчасти — шахтные насосы. Капитальный ремонт остальных насосов рационально проводить на специализированных участках (цехах) ремонтных (без заводов).

Таблица 5.1. Нормативы на техническое обслуживание (ТО), текущий (ТР) и капитальный ремонт (КР) насосов

Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Периодичность ТО и ремонта (числитель и продолжительность простоя (знаменатель), ч			Трудоемкость ТО и ремонта, чел.-ч			
			ТО	ТР	КР	ТО	ТР	КР	
<i>Динамические насосы</i>									
Центробежные для воды и конденсата	До 60			2880	17280/45	9	30	145	
	150			2880	17280/90	18	60	297	
	200			2880	17280/100	20	67	333	
	300			2880	17280/112	23	75	374	
	400			2880	17280/124	25	83	414	
Центробежные типа «К»	свыше 40			2880	17280/143	29	95	477	
	8—45	18—30	—	1440/8	17280/56	—	8	32	
	45—90	20—45	—	1440/8	17280/72	—	8	65	
	90—290	18—30	—	1440/8	17280/72	—	16	84	
	Центробежные типа «Х»	2—8	18—40	—	1440/8	17280/48	—	8	53
8—15		20—90	—	1440/8	17280/68	—	8	53	
20		18—190	—	1440/8	17280/72	—	8	65	
30—45		21—54	—	1440/16	17280/96	—	16	85	
45—90		19—240	720/8	—	8640/168	8	—	112	
Центробежные типа «Х» из неметаллических материалов	125—160	29—210	720/8	—	8640/180	8	—	120	
	216—280	29—145	720/8	—	8640/194	8	—	127	
	2—45	29—31	720/8	—	8640/180	8	—	120	
	Гуммированные фарфоровые погружные	30—65	25—35	720/8	—	8640/168	6	—	112
		90	30	720/8	—	8640/180	6	—	120
3—8		40—80	—	1440/8	17280/48	—	8	53	
20—30		31—46	—	2160/24	8640/96	—	29	70	
45—90		18—54	720/8	—	8640/120	10	—	84	
Центробежные герметичные типа ХГ, ЦНГ, ЦГ	8	8—53	—	1440/7	17280/96	—	14	75	
	20—25	18—88	—	1440/8	17480/120	—	14	112	
	45—50	50—90	—	1440/8	17280/120	—	14	120	
	90—200	33—85	—	1440/9	17280/134	—	14	127	

Центробежные двухстороннего входа типа НД, НДВ, НДС	126—250	26—40	—	2160/12	25920/48	—	22	80
	216—360	33—54	—	2160/19	25920/83	—	24	80
	216—330	60—80	—	2160/19	25920/83	—	24	80
	720—2500	28—94	—	2160/19	25920/83	—	24	96
Центробежные скважинные типа ЭЦВ	160	65	—	1440/12	25920/83	—	24	96
	25	160	—	1500/60	3000/120	—	16	104
Вихревые с сальниковым уплотнением	3—7	16—26	—	1440/8	17280/72	—	8	55
	14—18	до 24	720/8	—	17280/96	8	—	70
Вихревые с торцовым уплотнением	до 36	до 45	720/8	—	17280/120	8	—	84
	3—7	16—26	720/8	—	25920/156	8	—	105
	14—18	до 24	720/8	—	25920/168	8	—	112

Объемные насосы

Поршневые паровые	16	0,8—40 МПа	720/8	—	8640/120	8	—	100
	25	—	720/8	—	8640/132	8	—	114
	60	—	720/8	—	8640/132	8	—	121
Поршневые дозировочные типа НД	2,5—10 л/ч	2,5—40 МПа	720/8	—	17280/72	6	—	56
	7,5—15	0,2—10	720/8	—	17280/120	8	—	96
	16—25	4—40	720/8	—	17280/96	8	—	70
	40—63	1,6—10	720/8	1440/19	25920/83	6	24	96
	100—160	1—25	720/8	1440/24	25920/120	6	24	100
	400—1600	1—1,6	720/4	1440/16	17280/160	6	18	106
Поршневые артезианские	До 50	—	30	2160	8640	7	20	68
	150	—	35	2160	8640	8	23	79
	600	—	38	2160	8640	9	30	100
	1200	—	38	2160	8640	12	37	125
Винтовые	0,1—10	1,6—16	720/8	—	25920/96	10	—	70
	25—40	5—10	720/8	—	25920/120	10	—	84
Шестеренные	0,2—4,0	4—25	720/8	1440/16	17280/72	8	16	56
	5—18	5,5—10	720/8	1440/16	17280/96	8	16	70
	22—36	2,5	720/8	—	25920/120	8	—	84

Нормативы на техническое обслуживание и ремонт наиболее распространенных типов насосов приведены в табл. 5.1.

Для проведения капитального ремонта необходима следующая документация: ведомость дефектов, смета расходов, план организации работ (для крупных агрегатов), руководство или технические условия на капитальный ремонт, сетевой график (для ремонта особо сложного оборудования).

Особенно важна документация при выполнении ремонта силами потребителей, когда одинаковые насосы ремонтируют различными методами, зачастую без соблюдения необходимых правил.

ГОСТ 2.602—68 предусматривает следующие виды конструкторской ремонтной документации: ТУ и руководства по видам ремонта; ремонтные чертежи; нормы расхода запасных частей и материалов для ремонта.

Кроме того, ГОСТы устанавливают типовые требования к сдаче в ремонт и приемке после ремонта (ГОСТ 19504—74), к ремонтпригодности (ГОСТ 19152—73), а ГОСТы ЕСТД устанавливают формы документации для типовой технологии ремонтных работ.

5.2. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ И КОНТРОЛЯ

Для обеспечения высокой надежности машин большое значение имеет периодический контроль их состояния при эксплуатационном обслуживании или при ремонте. С целью установления правильности геометрической формы деталей и узлов, отклонения их размеров от заданных и определения износа выполняют технические измерения. В условиях ремонта точность измерений лежит в пределах 10 мкм и очень редко достигает 2—5 мкм.

По способу получения результата измерения подразделяют на прямые и косвенные. *Прямые (абсолютные) измерения* — при которых искомое значение измеряемой величины определяют путем непосредственного сравнения ее с мерами или с помощью прибора, проградуированного в принятых единицах измерений. *Косвенные измерения* состоят в определении измеряемой величины по результатам прямых измерений одной или нескольких других величин, связанных с искомой величиной определенной функциональной зависимостью.

Методы измерения и контроля подразделяют на контактные и бесконтактные. *Контактные измерения* проводят путем контакта измерительного наконечника с поверхностью измеряемой детали, причем характер контакта может быть точечным, линейным или поверхностным. *Бесконтактные измерения* (оптические, пневматические и др.) осуществляют без механического

контакта между измерительным наконечником и измеряемой деталью.

Методы контроля отклонений формы. В условиях ремонта *овальность* определяют с помощью универсальных приборов измерением наибольшей разности диаметров в двух взаимно перпендикулярных направлениях. *Конусообразность* (конусность) определяют с помощью универсальных приборов измерением диаметров по краям продольного сечения, а *бочкообразность* — по краям и в середине продольного сечения. *Изогнутость* определяют при вращении детали, базирующей на двух ножевых опорах под наконечником измерительной головки. При этом размах колебаний показаний головки равен удвоенной величине изогнутости.

Неплоскостность можно определять по поверочной плите с помощью измерительной головки, укрепленной на стойке. Деталь выверяют на плите так, чтобы три точки, не лежащие на одной прямой и по возможности наиболее удаленные друг от друга, находились на одинаковом расстоянии от поверочной плиты. Считается, что при этом прилегающая плоскость параллельна плоскости поверочной плиты. За неплоскостность принимается наибольшая разность показаний измерительной головки в различных точках контролируемой поверхности.

Методы контроля отклонений относительного расположения деталей. *Непараллельность плоскостей* контролируют с помощью измерительной головки, укрепленной на стойке. Деталь устанавливают базовой поверхностью на поверочной плите, имитирующей прилегающую плоскость; непараллельность определяют изменением показаний головки в разных точках свободной поверхности. При такой схеме в результате измерения непараллельности образуется погрешность метода измерений — неплоскостность. Для исключения последней могут быть использованы контрольная линейка или пластинка с параллельными гранями.

Перекося осей и непараллельность могут быть определены на поверочной плите с помощью индикаторного прибора, укрепленного на стойке. Деталь устанавливают на призмах и выверяют так, чтобы ее ось была параллельна плоскости поверочной плиты, причем расположение оси цилиндрической прилегающей поверхности при измерении обычно определяется по соответствующей образующей этой поверхности.

Неперпендикулярность определяют на поверочной плите с помощью измерительной головки, укрепленной на стойке, позволяющей перемещать головку перпендикулярно плоскости плиты. За неперпендикулярность принимается разность показаний головки на заданном перемещении.

Торцовое биение определяют на призме с помощью измерительной головки. Деталь устанавливают базовой поверхностью

и фиксируют в осевом направлении. За торцовое биение принимают разность между наибольшим и наименьшим показаниями головки, полученными при вращении детали.

Несоосность относительно базовой поверхности определяют обычно измерением радиального биения проверяемой поверхности в заданном сечении или в крайних сечениях при вращении детали вокруг оси базовой поверхности. Несоосность шеек вала определяют на ножевых опорах, находящихся в средних сечениях шеек, с помощью измерительной головки.

Радиальное биение проверяют на призмах с помощью измерительной головки. За радиальное биение принимается разность экстремальных показаний головки за полный оборот детали.

Несимметричность проверяют на плите в центрах с помощью измерительной головки. Она определяется как полуразность расстояний, замеренных в двух диаметрально противоположных положениях детали.

Методы контроля резьбовых деталей. Контроль можно осуществлять поэлементно — измерением отдельно каждого параметра резьбы — и комплексно — измерением одновременно ряда параметров.

Поэлементный контроль основных параметров (средний диаметр, угол профиля, шаг и ход резьбы) ввиду сложности применяют преимущественно в лабораторных условиях при контроле резьбовых калибров, резьбообразующего инструмента, микрометрических и ходовых винтов.

Комплексный контроль обеспечивает соблюдение предельных размеров контролируемой резьбы на длине свинчивания. Резьбу считают годной, если ее действительные размеры не выходят за пределы допусков на любом участке, равном длине свинчивания.

Методы контроля шлицевых соединений. Контроль осуществляют с помощью калибров и универсальных измерительных средств. Наружный диаметр шлицевого вала и внутренний диаметр шлицевой втулки контролируют теми же приборами, что и гладкие валы и отверстия. Толщину зубьев измеряют микрометром, а ширину впадин между зубьями чаще всего контролируют блоком концевых мер.

Для контроля отклонений формы и расположения боковых сторон зубьев и пазов может быть использована поверочная плита в сочетании с делительной головкой и стрелочным прибором (например, микронным индикатором) на стойке. Контролируемую боковую поверхность зуба устанавливают в плоскости, параллельной плоскости плиты, а стрелочный прибор настраивают на высоту центров с поправкой на половину толщины зуба. По шкале стрелочного прибора в этом случае отсчитывают отклонение расположения в данной точке, а перемещение точки контакта измерительного наконечника прибора с боковой

поверхностью зуба позволяет обнаружить отклонение формы. Для контроля следующего зуба деталь поворачивают, отодвигая и затем вновь придвигая стойку с прибором.

Контакт поверхностей зубьев колес контролируют выявлением следов прилегания, остающихся на зубьях одного из колес после вращения собранной передачи. Отдельно оценивают длину прилегания и высоту пятна.

Средства контроля и измерений. Эти средства подразделяют на меры (инструменты, приспособления), измерительные приборы и измерительные преобразователи. *Меры* воспроизводят физическую величину одного размера (гири, конечные меры длины и др.) или ряд одноименных величин различного размера (например, масштабные линейки). *Измерительные приборы* предназначены для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем.

К *измерительным преобразователям* относят средства измерений, предназначенные для выработки сигнала измерительной информации в форме, удобной для передачи, дальнейшего преобразования, обработки, но не поддающейся непосредственному восприятию наблюдателем. ГОСТ 16263—70 допускает также применение термина «измерительные устройства» для категории средств измерения, охватывающей измерительные приборы и измерительные преобразования.

Все средства контроля и измерений делятся на измерительные и проверочные. Первые позволяют определить размеры деталей и отклонения от них; вторые лишь указывают на наличие ошибок в размерах и форме деталей, но не позволяют фиксировать их абсолютной величины.

По назначению средства измерений делятся на образцовые и рабочие. Образцовые служат для проверки рабочих средств измерений, предназначенных для практических целей.

Для прямых измерений применяют измерительные средства, имеющие штриховые меры (линейные или угловые шкалы), с которыми сравнивают измеряемую линейную или угловую величины. К ним относятся штриховые линейки, штангенинструменты, угломеры и различного рода оптические приборы — измерительные микроскопы, длиномеры и др. К простейшим инструментам относятся измерительные линейки, рулетки, кронциркули и нутромеры, которые применяют для измерений наружных и внутренних размеров деталей невысокой точности. Повышение точности отсчета, связанное с оценкой доли деления шкалы, производят с помощью специальных устройств — нониусов.

Линейки изготовляют жесткими, складными и упругими. Жесткие линейки имеют пределы измерений от 100 до 1000 мм, упругие — от 150 до 5000 мм. Интервал делений линеек равен 1 мм или 0,5 мм. Погрешности миллиметровых делений не дол-

жны превышать $\pm 0,05$ мм, сантиметровых $\pm 0,1$ мм. Торцовая грань большинства линейек совпадает с нулевым штрихом и является базой при измерениях. Измерение производится непосредственным наложением линейки на проверяемую деталь. В тех случаях, когда непосредственное измерение размеров деталей с помощью линейек затруднено или невозможно (например, измерение диаметров отверстий и валов на некотором расстоянии от торца), применяют кронциркули и нутромеры в сочетании с линейками.

Шупы изготовляют длиной 100 или 200 мм. Первые поставляют наборами, вторые — отдельными пластинками.

Ниже дан перечень щупов длиной 100 мм, поставляемых в наборах:

набор № 1 — 9 щупов толщиной (в мм) соответственно 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1;

набор № 2 — 17 щупов толщиной (в мм) соответственно 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5;

набор № 3 — 10 щупов толщиной (в мм) соответственно 0,55; 0,6; 0,65; 0,7; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1;

набор № 4 — 10 щупов толщиной (в мм) соответственно 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1.

Щуны клиновые используют для замера зазоров в проточной части. Предел измерения зазора клиновым щупом от 1 до 8—10 мм. Клиновые щуны применяют со скользящим по клину движком, указывающим величину захода щупа в зазор.

Штангенциркули — это штангенциркули, штангенглубиномеры, штангенрейсмасы, штангензубомеры и др. Отличительным признаком штангенциркулей является наличие двух штриховых шкал — основной и дополнительной. Основная шкала служит непосредственно для измерения, а дополнительная — нониус — служит для повышения точности отсчета по основной шкале. На основной шкале интервалы между штрихами составляют 1 или 0,5 мм, а величина отсчета по нониусу 0,1; 0,05, реже — 0,02 мм.

Штангенциркули применяют для измерения диаметра вала, отверстия, расстояния между отверстиями и т. д. Штангенглубиномер служит для измерения расстояний между параллельными поверхностями уступов, расточек, глубины отверстий, канавок и т. п. Штангенрейсмас применяют для измерения высотных размеров деталей, устанавливаемых для этого на плиту; он является также основным измерительным инструментом для разметки деталей.

Микрометрические инструменты являются наиболее распространенными средствами измерения линейных размеров и имеют цену деления шкалы 0,01 мм. К ним принадлежат микрометры, микрометрические нутромеры, оптический длиномер и др.

Микрометры служат для измерения наружных размеров деталей с точностью до 0,01 мм. Перемещение микрометрического винта при измерении составляет 25 мм.

Микрометрические нутромеры (штихмасы) служат для измерения внутренних диаметров изделий или расстояний между поверхностями с точностью до 0,01 мм. Пределы измерения внутренних размеров от 50 до 10 000 мм. Штихмасы изготавливают с двумя головками: микрометрической и микрометрической с индикатором, например часового типа.

Индикатор часового типа предназначен для относительных измерений наружных размеров, отклонений формы и расположения поверхностей и имеют цену деления 0,01 мм. Пределы измерения составляют 0—5 мм и 0—10 мм.

Рамные уровни предназначены для контроля горизонтального и вертикального положений поверхностей, брусковые уровни — для контроля горизонтального положения поверхностей.

Под ценой деления уровня понимают его наклон, соответствующий перемещению пузырька ампулы на одно деление шкалы, проградуированной в мм на 1 м.

По цене деления ампулы уровни разделяют на три группы:

Группа уровней	I	II	III
Цена делений ампулы*, мм/м	0,02—0,05	0,06—0,01	0,12—0,2

* Наклон, равный 0,01 мм/м, соответствует углу 2".

Ниже приведена длина рабочей поверхности уровней (в мм):

Уровни	Группа I	Группы II и III
Рамные	200; 250	100; 150; 200; 250
Брусковые	200; 250; 500	100; 150; 200; 250; 400

Поверочные плиты применяют для контроля плоскостности, нанося краску на контролируемую деталь и оценивая площадь пятен.

Поверочные угольники предназначены для контроля углов на просвет, а также для лекальных и слесарных работ.

При использовании измерительных инструментов нужно стремиться к тому, чтобы погрешности измерения были минимальными. Под погрешностью измерения принято понимать разность между истинным размером и размером, полученным в результате измерения. Во избежание грубых ошибок необходимо следить за тем, чтобы на поверхности инструментов не было забоин, царапин, следов коррозии, которые могут повлиять на точность измерения. При сдвигании губок штангенциркуля нулевые штрихи шкал нониуса и штанги должны совпадать, а между измерительными поверхностями губок не должно быть просвета.

Ниже приведены интервалы измерений наиболее распространенных инструментов:

Инструмент	ГОСТ	Интервалы измерения, мм
Линейка измерительная и поверочная	8026—75	0—125; 0—200; 0—300
Микрометры гладкие	—	0—25; 25—50; 50—75; . . . ; 275—300; 300—400; 400—500; 500—600
Микрометры зубомерные	—	0—25; 25—50; 50—75; 75—100
Микрометрические глубиномеры	7470—78	0—25; 25—50; 50—75; 75—100
Микрометрические нутромеры (штихмасы)	10—75	50—75; 75—175; 175—600; 150—1250; 800—2500; 2500— 6000; 4000—10000
Индикаторы часового типа	577—68	0—5; 0—10; 0—2; 0—3
Индикаторы многооборотные	9696—82	Не менее 1—2
Индикаторный глубиномер	7661—67	18—35; 35—50; 50—100
Индикаторы рычажно-зубчатые	5584—75	Не менее 0,8

Показателями хорошего состояния микрометров являются легкое передвижение микрометрического винта в гайке и отсутствие мертвого хода (люфта); свободное перемещение барабана по стержню при взоре между ними, не превышающем 0,15 мм на сторону; отсутствие повреждений на измерительных поверхностях; отсутствие просвета между измерительными поверхностями пятки и винта микрометра; обязательное совпадение нулевого штриха барабана с нулевым делением.

Под погрешностью показаний индикатора в пределах данного участка понимают сумму абсолютных величин наибольших (положительной и отрицательной) погрешностей, накопленных на данном участке при прямом и обратном ходе измерительного стержня. Допускаются следующие погрешности показаний: в пределах участка шкалы, равного 0,1 мм в начале второго оборота стрелки — 6 мкм; в пределах 1 мм на любом участке измерения — 12 мкм; в пределах всего интервала измерений на участках 0—2; 0—3; 0—5; 0—10 мм — соответственно 12, 15, 18, 22 мкм. Вариация показаний составляет 3 мкм.

5.3. ВИДЫ ДЕФЕКТОВ

Дефектом называют каждое отдельное несоответствие продукции требованиям, установленным нормативной документацией. Дефекты подразделяют на явные и скрытые. Явные поверхностные дефекты обнаруживают глазом; скрытые (внутренние) и поверхностные, не различимые глазом, выделяют с помощью специальных средств.

В зависимости от возможного влияния на служебные свойства детали выявленные дефекты могут быть критическими, значительными и малозначительными. При классификации учитывают характер, размеры, расположение дефекта на детали, особенности деталей и изделий, их назначение, условия эксплуатации.

Критическим называют дефект, при наличии которого использование продукции по назначению невозможно ввиду несоответствия требованиям безопасности или надежности; *значительным* — дефект, который существенно влияет на использование продукции по назначению и (или) на ее долговечность, но не является критическим; *малозначительным* — дефект, который не оказывает такого влияния.

По происхождению дефекты подразделяют на производственные и эксплуатационные. Производственные делятся на металлургические, возникающие при отливке и прокатке, и технологические, возникающие при изготовлении деталей (сварке, пайке, склеивании, клепке, механической, термической и других видах обработки, нанесении гальванических покрытий и др.). Эксплуатационные дефекты возникают после некоторой наработки изделия в результате усталости материала деталей, коррозии, изнашивания и т. д., а также неправильного технического обслуживания и ремонта.

Металлургические дефекты:

горячие и холодные трещины — разрывы поверхности отливки;

газовые и усадочные раковины, рыхлота или пористость — полости произвольной формы, образующиеся при остывании металла;

неметаллические включения, попадающие в металл извне, или включения частиц окислов, сульфидов, силиконов, образующихся внутри металла;

плены в отливках — пленки на поверхности или внутри отливки, состоящие из окислов, часто с включениями формовочного материала;

ликвационные зоны — неравномерность химического состава металла в теле отливки (дендритная или зональная ликвация);

рванины — разрывы или надрывы металла разнообразного очертания с рваными краями;

закаты — вдавленные и закатанные в прокатываемом металле заусенцы на поверхности;

волосовины — мелкие внутренние или выходящие на поверхность трещины, образовавшиеся из газовых пузырей или неметаллических включений при прокатке или ковке;

флокены — волосные трещины с кристаллическим строением поверхности стенок, образующиеся внутри толстого проката или поковок (диаметром более 30 мм);

трещины — одиночные или групповые, расположенные беспорядочно или идущие в определенном направлении.

Технологические дефекты:

трещины в зоне сварного шва;

непровар — отсутствие сплавления между основным и наплавленным металлом — в корне шва или по кромке, а также между отдельными слоями — проходами при многослойной сварке;

поры и раковины в металле шва;

шлаковые включения в металле шва — небольшие объемы, заполненные неметаллическими веществами (шлаками, окислами);

непронай — полное или частичное незаполнение паяльного зазора припоем;

непроклей — отсутствие сцепления (склеивания) в отдельных участках клеевого соединения;

закалочные трещины — разрывы металла в процессе закалки, возникающие при охлаждении деталей преимущественно сложной формы из-за высоких внутренних напряжений;

шлифовочные трещины — группа мелких и тонких разрывов, как правило, в виде сетки на шлифовальной поверхности металла;

надрывы — неглубокие трещины, возникающие в деталях в результате холодной деформации металла, например, при сверлении, развертке отверстий, накатке резьбы тузым инструментом.

Эксплуатационные дефекты:

трещины усталости — наиболее распространенный эксплуатационный дефект. Основная причина усталостных разрушений деталей — действие высоких переменных напряжений. Трещины усталости возникают, как правило, в местах концентрации напряжений: в галтелях, в местах с резкими переходами сечений и наличием подрезов, у основания резьбы и зубьев шестерен, в углах шпоночных канавок, у отверстий для смазки или в местах других конструктивных или технологических концентраторов напряжений. Трещины усталости появляются также в местах дефектов металлургического и технологического происхождения или следов грубой механической обработки поверхности (глубоких рисок, следов резцов и т. п.).

Трещины усталости различают по внешнему виду. Чаще всего они бывают двух типов: а) поперечные или кольцевые трещины, развивающиеся на цилиндрических деталях по окружности в сечении, перпендикулярном к оси детали; б) трещины, расположенные под углом к оси детали.

В зоне усталостного разрушения отсутствуют какие-либо признаки пластической деформации даже у самых пластичных материалов. Ширина раскрытия усталостной трещины у выхо-

да ее на поверхность в начальной стадии разрушения не превышает нескольких микрон.

Коррозионные поражения (очаговые, межкристаллитные и другие) встречаются на различных деталях. Степень коррозионного поражения зависит от агрессивности среды, качества защитных покрытий, неблагоприятного сочетания материалов деталей в узле и других факторов. Коррозией часто поражены закрытые, внутренние полости, труднодоступные для осмотра.

Под коррозией подразумевают разрушение металла в результате химического и электрохимического взаимодействия материала детали с перекачиваемой средой. Коррозия распространяется по всей поверхности соприкосновения детали с жидкостью. Эрозия характеризуется вымыванием и уносом перекачиваемой жидкостью частичек металла. Эрозионный износ возникает в местах действия высоких скоростей или сильного изменения направления движения жидкости. Как правило, направление эрозионного износа совпадает с направлением движения жидкости.

Трещины ползучести распространяются по границам зерен, встречаются на деталях из жаропрочных материалов и других сплавов, работающих при высоких температурах. Основные причины их образования — относительно высокие статические напряжения при кратковременном действии нагрузки, перегрев материала, длительное действие относительно низкой статической нагрузки, наклеп на поверхности деталей из жаропрочных сплавов.

Термические трещины возникают при резких сменах температур, а также при недостаточной смазке или при заеданиях (схватывании) поверхностей трущихся деталей, в результате чего они нагреваются до высоких температур. Термические трещины часто наблюдаются на поверхности азотированных, цементированных или поверхностно-закаленных деталей, работающих при высоких удельных давлениях.

Трещины термической усталости по внешнему виду похожи на термические трещины. Они характерны для деталей из жаропрочных сплавов, возникают в результате циклически изменяющегося теплового состояния (нагрева и охлаждения).

Трещины-надрывы в поверхностном слое металла образуются под действием высоких один раз приложенных напряжений (растяжение, изгиб, кручение), когда нагрузки превышают прочность детали, например при нарушении технологии правки детали, демонтаже или монтаже деталей с хрупким поверхностным слоем или при перегрузке детали в эксплуатации (работа в нерасчетном режиме).

Механические повреждения поверхности — забоины, вмятины, надирь, риски, местный наклеп — могут быть вызваны различными причинами.

В задачу ремонтной службы входит выявление дефектов любого вида: определение их допустимости в соответствии с существующими нормами; фиксация дефектных зон и дальнейший контроль за их развитием в процессе эксплуатации; замена деталей с недопустимыми дефектами, например с усталостными трещинами.

5.4. РЕМОНТ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНСОЛЬНОГО НАСОСА ТИПА 2К-6

При ремонте деталей или замене одной или обеих деталей ремонтируемого сопряжения должны быть обеспечены зазоры (натяги) в сопряжении, указанные в табл. 5.2.

Возможные дефекты, способы их устранения и технические требования к отремонтированному корпусу приведены в табл. 5.3.

Возможные дефекты, способы их устранения и технические требования к отремонтированной крышке корпуса (рис. 5.3) приведены в табл. 5.4; к отремонтированному кронштейну (рис. 5.4) — в табл. 5.5. Бронзовую втулку (поз. 4, рис. 5.1)

Таблица 5.2. Зазоры (натяги) в сопрягаемых деталях (рис. 5.1)

Сопря- жение	№ позиции сопрягае- мой детали по рис. 5.1	Сопрягаемые де- тали	Размер по чертежу, мм	Зазор (+) или натяг (—), мм		
				по чертежу	при капи- тальном ремонте	при эксплуата- ции
А	12	Кронштейн	62+0,03			
	10	Подшипник 305 (ГОСТ 8338—75)	62+0,004 —0,017	—0,004 +0,047	+0,04	+0,05
Б	1	Корпус	140+0,08			
	12	Кронштейн	140—0,08	0,00 +0,16	+0,20	+0,25
В	1	Корпус	30+0,023			
	13	Втулка бронзовая	30+0,042 +0,028	—0,042 —0,005	0,00	0,00
Г	17	Крышка корпуса	75+0,03			
	15	Кольцо уплотняю- щее	75+0,055 +0,035	—0,055 —0,005	0,00	0,00
Д	1	Корпус	170+0,08			
	17	Крышка корпуса	170—0,08	0,00 +0,16	+0,20	+0,25
Е	1	Корпус	40,5+0,62			
	3	Крышка сальника	40—0,08	+0,68	+0,90	+1,00
			—0,25	+0,81		

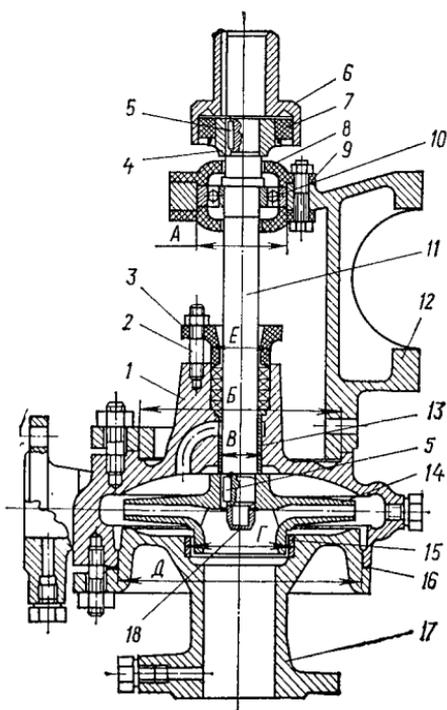
Примечания. А, Б, В, Г, Д, Е — сопряжения составных частей (деталей), в которых рассматриваются зазоры (натяги);

зазор (+), натяг (—) при капитальном ремонте — допустимый зазор или натяг в сопряжении после капитального ремонта, если не производилась замена или восстановление сопрягаемых составных частей;

зазор (+), натяг (—) при эксплуатации — допустимый зазор или натяг после любого вида технического обслуживания или ремонта (кроме капитального), если не производилась замена или восстановление сопрягаемых составных частей.

Рис. 5.1. Насос 2К-6 (продольный разрез):

1 — корпус; 2 — шпилька; 3 — крышка сальника; 4 — полумуфта насоса; 5 — шпонка; 6 — полумуфта электродвигателя; 7 — резиновый палец; 8 — крышка подшипника; 9, 16 — прокладки; 10 — подшипник; 11 — вал; 12 — кронштейн; 13 — бронзовая втулка; 14 — рабочее колесо; 15 — уплотняющее кольцо; 17 — крышка корпуса; 18 — гайка к колесу



и уплотняющее кольцо (поз. 5, рис. 5.1) контролируют на наличие трещин, выкрашивания; определяют износ по наружному и внутреннему диаметру. Шероховатость их поверхностей не должна превышать $R_a 2,5$.

К отремонтированному ротору предъявляют следующие требования: а) радиальное биение поверхности 1 (рис. 5.5) относительно оси ротора не более 0,12 мм, поверхности 2 (рис. 5.5) — не более 0,05 мм; б) при замене полумуфты (поз. 11, рис. 5.5) ротор следует балансировать; допустимое значение дисбаланса не более 243 г·мм; в) при балансировке ротора металл снимают на дисках колеса с плавным переходом к основным поверхностям дисков на кольцо 20...25 мм, начиная от внешней окружности колеса. Допустимая шероховатость — не более $R_z 80$.

Нормы зазоров (натягов) ротора приведены в табл. 5.6. Непосредственно перед сборкой все детали следует очистить от грязи, следов коррозии, продуть сжатым воздухом. Соприкасаемые поверхности, в том числе и паронитовые прокладки, смазать тонким слоем ЦИАТИМ-205 (ГОСТ 8551—74), подшипники качения — турбинным маслом Т-22 (ГОСТ 32—74).

Регулировку положения ротора в корпусе провести путем изменения толщины прокладки (поз. 9, рис. 5.1), обеспечив равенство зазоров между колесом (поз. 11), крышкой (поз. 2) и корпусом (поз. 1, рис. 5.1).

Перед установкой сальниковой набивки следует проверить вращение ротора; он должен вращаться легко, без заедания. При установке сальниковой набивки необходимо соблюдать следующие требования: разрезы колец сальника должны быть скошены под углом 30—40° и опрессованы; кольца набивки устанавливаются с относительным смещением разрезов на 120° по

Таблица 5.3. Карта ремонта корпуса насоса (рис. 5.2)

Обозначение поверхности	Возможный дефект	Способ установления дефекта	Номинальный размер по чертежу	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
—	Трещины	Осмотр Цветная дефектоскопия		Заварка или замена	В зоне заварки трещины, шлаковые включения, поры не допускаются. Места заварки зачистить заподлицо с основным металлом. Шероховатость не более R_z80 . При заварке сквозных трещин испытать на прочность и плотность гидравлическим давлением 0,65 МПа в течение 5 мин. Течь и потение не допускаются
—	Обрыв шпилек	Осмотр		Высверливание шпилек; при повреждении резьбы отверстий нарезание резьбы ремонтного размера	Шпильки должны ввинчиваться от руки без заеданий, посадка в отверстиях — плотная
1	Задиры, царапины, износ (контролируют при замене втулки) (поз. 4, рис. 5.1)	Осмотр и замер внутренним мером	30	Зачистка	Шероховатость не более $R_a2,5$ Несоосность 1 относительно оси 4 не более 0,05 мм
2	Износ	Осмотр и замер штангенциркулем	40,5	Расточка	Предельно допустимый диаметр расточки $\varnothing42$, шероховатость не более R_z20
3	Размывы, коррозионные раковины, покрывающие более 25% поверхности «зеркала» фланца	Осмотр и замер штангенциркулем		Обработка резанием или заделка компаундом на основе эпоксидных смол	Шероховатость не более R_z80 ; задиры, заусенцы не допускаются

Обозначение поверхности	Возможный дефект	Способ установления дефекта	Номинальный размер по чертежу	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
4 5	Задиры, царапины, ослабленные посадки	Осмотр и замер внутренним мером	170 140	Зачистка, расточка и установка втулок по посадке А/Пл толщиной менее 3 мм	Шероховатость не более $R_a 2,5$; несостоятельность поверхностей 4, 5 относительно 1 не более 0,05 мм
6	Коробление, царапины, раковины	Замер щупом или индикатором		Обработка резанием или заделка раковин компаундом на основе эпоксидных смол	Торцовое биение поверхности 6 относительно оси поверхности 4 не более 0,05 мм; шероховатость не более $R_a 40$; плотность разъема при необжатых фланцах; щуп 0,2 мм не должен проходить по всему периметру

Примечание. 1, 2, ... — обозначение поверхностей, к которым предъявляют требования по шероховатости и отклонению расположения поверхностей.

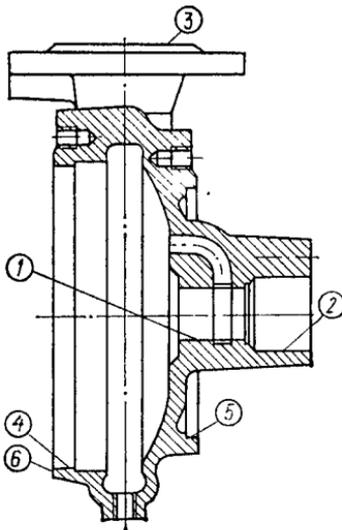


Рис. 5.2. Корпус насоса 2К-6

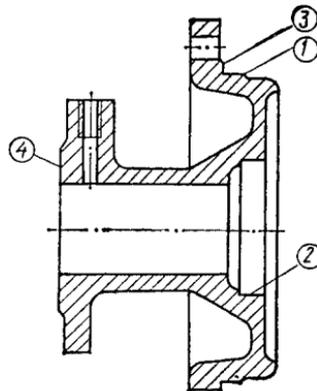


Рис. 5.3. Крышка корпуса насоса 2К-6

Таблица 5.4. Карта ремонта крышки корпуса насоса (рис. 5.3)

Обозначение поверхности*	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный размер по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
—	Трещины	Осмотр. Цветная дефектоскопия		Заварка или замена	В зоне заварки трещины, шлаковые включения, поры не допускаются; места заварки зачистить заподлицо с основным металлом; шероховатость не более R_{z80} При заварке сквозных трещин испытать на прочность и плотность гидравлическим давлением 0,4 МПа в течение 5 мин Течь и потение не допускаются
1	Задиры, царапины, износ	Осмотр, замер микрометром	170	Зачистка и обработка до ремонтного размера с установкой втулки по посадке А/Пл толщиной не менее 2 мм	Шероховатость не более $R_{a2,5}$. Несосность поверхностей 1 и 2 не более 0,05 мм
2	Износ	Осмотр, замер нутромером	75	Расточка с установкой детали поз. 5 ремонтного размера	Шероховатость не более $R_{a2,5}$
3	Задиры, царапины, раковины	Осмотр, замер щупом	—	Обработка и шабрение	Торцовое биение поверхности 3 относительно оси поверхности 2 не более 0,1 мм; шероховатость не более R_{z40}
4	Размеры, коррозионные раковины, покрывающие более 25% поверхности «зеркала» фланца	Осмотр, замер штангенциркулем	—	Обработка резанием или заделка компаундом на основе эпоксидных смол	Шероховатость не более R_{z80} ; задиры, заусенцы не допускаются

* См. Примечание к табл. 5.3.

Таблица 5.5. Карта ремонта кронштейна насоса (рис. 5.4)

Обозначение поверхности*	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный размер по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
—	Трещины	Осмотр		Заварка или замена	В зоне заварки трещины, шлаковые включения, поры не допускаются; места заварки зашлифовать заподлицо с основным металлом; шероховатость не более $R_a 80$
—	Обрыв шпильки	Осмотр		Высверливание шпильки; при повреждении резьбы отверстий нарезать резьбу ремонтного размера	Шпильки должны ввинчиваться от руки без заедания, посадка в отверстиях плотная
1	Задиры, царапины, износ	Осмотр, замер микрометром	140	Зачистка, обточка до ремонтного размера с установкой втулки в деталь (поз. 1, рис. 5.1) по посадке А/Пл, толщиной не более 3 мм	Места пайки и сварки обработать заподлицо с основным материалом; шероховатость — не более $R_a 2,5$; несоосность поверхностей 1 и 2 не более 0,05 мм
2	Износ	Замер нутромером	52	Расточка с установкой втулки по посадке А/Пл, толщиной не менее 2 мм	Шероховатость не более $R_a 2,5$; несоосность отверстия 2 относительно оси 1 не более 0,03 мм

* См. Примечание к табл. 5.3.

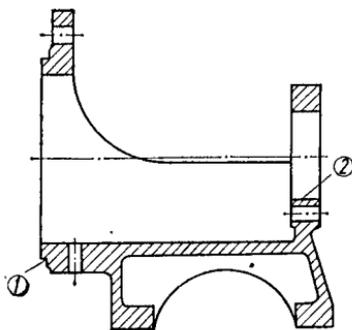


Рис. 5.4. Кронштейн насоса 2К-6

Таблица 5.6. Нормы зазоров (натягов) ротора (рис. 5.5)

Обозначение сопряжения	Позиция сопрягаемой детали по рис. 5.5	Наименование сопрягаемых деталей	Размер по чертежу, мм	Зазор (+) или натяг (-), мм		
				по чертежу	при капитальном ремонте	при эксплуатации
А	4	Полумуфта насоса	20+0,023	-0,013 +0,021	+0,03	+0,03
	11	Вал	+0,013 20			
Б	10	Подшипник	+0,002 +0,003	-0,032 +0,001	0,00	0,00
	11	Вал	-0,015 +0,017 25			
В	3	Крышка сальника	+0,002 26+0,5	-1,0 +2,0	+2,5	+3,0
	11	Вал	25-0,5			
Г	10	Колесо рабочее	20+0,023	-0,017 +0,021	+0,03	+0,03
	11	Вал	+0,017 20			
Д	15	Кольцо уплотняющее	+0,002 65+0,06	+0,8 +0,96	+1,00	+1,20 на сторону
	10	Колесо рабочее	-0,8 65			
Е	13	Втулка бронзовая	-0,9 25+0,045 -0,025	+0,025 +0,130	+0,15	+0,18
	11	Вал	25			
И	4	Полумуфта насоса	-0,085 6+0,025	0,00 +0,05	+0,08	+0,10
	10	Колесо рабочее	6-0,025			
К	5	Шпонка	-0,010	-0,055 +0,015	+0,03	+0,05
	11	Вал	6 -0,055			
	5	Шпонка	6-0,025			

Таблица 5.7. Карта ремонта рабочего колеса (рис. 5.6)

Обозначение* поверхности	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный размер по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
1	Трещины	Осмотр, замер штангенциркулем	—	Замена	
	Раковины на наружных поверхностях	Осмотр		Зачистка, замена	
	Кавитационный, эрозионный износ входных кромок	Осмотр	—	Зачистка	Входные кромки лопаток округлить радиусом, равным половине толщины профиля
1	Эрозионный износ	Осмотр, замер микрометром	$\varnothing 65$	Обточка с установкой защитного кольца на колесо или кольца (поз. 5, рис. 5.1) ремонтного размера	Шероховатость не более $R_{a2,5}$
2	Износ	Замер шупом	6	Опиловка паза с пригонкой шпонки ремонтного размера	Предельно допустимая ширина паза 8 мм; шероховатость не более R_{z20} ; несимметричность шпоночного паза относительно оси отверстий 3 не более 0,03 мм
3	Износ	Замер внутренним	$\varnothing 20$	Замена	

* См. Примечание к табл. 5.3.

винтовой линии; после укладки последнего кольца набивки нажимную буксу нужно равномерно притянуть, затем гайки отпустить и повернуть от руки. При правильной затяжке через сальник должна просачиваться рабочая жидкость отдельными каплями или тонкой стружкой.

Возможные дефекты, способы их устранения и технические требования к отремонтированному рабочему колесу (рис. 5.6) приведены в табл. 5.7; к отремонтированному валу (рис. 5.7) — в табл. 5.8, к отремонтированной полумуфте насоса (рис. 5.8) — в табл. 5.9; к полумуфте электродвигателя (рис. 5.9) — в табл. 5.10.

Таблица 5.8. Карта ремонта вала (рис. 5.7)

Обозначение поверхности*	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный размер по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
—	Трещины	Осмотр	—	Замена	Отсутствие трещин Радиальное биение поверхностей 3, 4 не более 0,02 мм относительно оси вала
—	Изогнутость	Замер индикатором	—	Шлифование	
	не более 0,08 мм от 0,08 мм до 1,0 мм более 1,0 мм			Правка механическим способом Правка термомеханическим способом или замена	
1	Повреждение резьбы	Осмотр	M12	Подгонка резьбы, наплавка и нарезание резьбы	Шероховатость не более R _z 20; допускаются отдельные зачищенные забоины, выкрашивание менее 1/2 высоты резьбы длиной не более двух витков Толщина железнения — не более 0,5 мм Толщина хромирования — не более 0,2 мм Шероховатость не более R _a 1,25 Радиальное биение поверхностей 3 и 4 относительно оси вала — не более 0,02 мм
2	Износ	Замер микрометром	∅20 ∅25	Железнение	
3				Хромирование	
4				Наплавка, обработка резанием	
5				Смятие паза	

* См. Примечание к табл. 5.3.

5.5. РЕМОНТ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОГРУЖНОГО НАСОСА ТИПА ЭЦВ

Центробежные скважинные насосные установки типа ЭЦВ, имеющие резерв, относятся к оборудованию, на которое распространяется метод послеосмотровых ремонтов. Периодичность осмотров зависит от условий производства и состояния оборудо-

Таблица 5.9. Карта ремонта полумуфты насоса (рис. 5.8)

Обозначение поверхности*	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный размер по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
1	Трещины Износ	Осмотр Замер штангенциркулем		Замена Замена	— —
2	Выкрашивание	Осмотр, замер штангенциркулем	∅12	Рассверловка под ремонтный размер	Несимметричность паза 2 относительно оси отв. 1 не более 0,03 мм; шероховатость не более R _z 20; предельно допустимый диаметр пазов 14 мм
3	Снятие паза	(см. табл. 5.8)			

* См. Примечание к табл. 5.3.

Таблица 5.10. Карта ремонта полумуфты электродвигателя (рис. 5.9)

Обозначение поверхности*	Возможный дефект	Способ устранения дефекта	Номинальный диаметр по чертежу, мм	Способ устранения дефекта	Технические требования к отремонтированной детали
1	Трещины Износ	Осмотр Замер штангенциркулем (см. табл. 5.8)	∅38	Замена Замена	Несимметричность пазов 3 относительно оси отверстий 1 — не более 0,03 мм; шероховатость не более R _z 20; предельно допустимый диаметр пазов 14 мм; задиры, заусенцы не допускаются
2	Смятие паза	Осмотр, замер штангенциркулем	∅12	Зачистка, рассверловка под ремонтный размер	
3	Выкрашивание, износ				

* См. Примечание к табл. 5.3.

вания и устанавливается для каждого производства графиком, утвержденным главным инженером предприятия.

При текущем ремонте проверяют исправность электроприборов и станции управления. Потребляемый двигателем ток не должен превышать допустимого. Проверяют состояние контак-

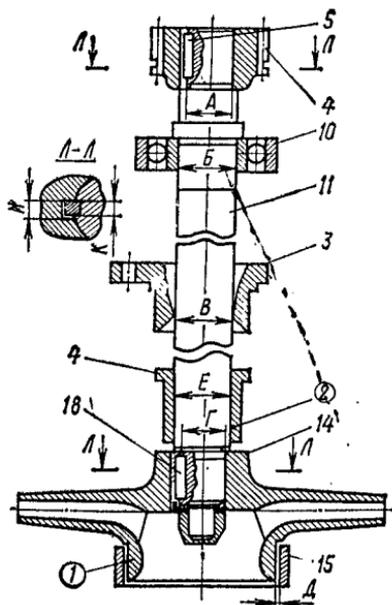
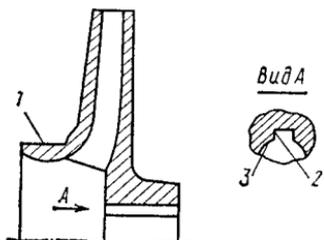


Рис. 5.5. Ротор насоса 2К-6

Рис. 5.6. Рабочее колесо насоса 2К-6



тов пускателя и реле. Ремонтируют или заменяют быстроизнашивающиеся части насоса.

При капитальном ремонте проводят все работы текущего ремонта, кроме того, осуществляют контроль поверхностей корпуса, токоподводящего кабеля, состояния уплотняющих колец корпуса и рабочего колеса, биения ротора, а также статическую балансировку ротора. Выполняют контроль и регулировку зазоров в проточной части, контроль соединения насоса с электродвигателем.

Разборка насоса. Перед подъемом агрегата из скважины следует отключить электроэнергию и отсоединить токоподводящий кабель от станции управления. Агрегат необходимо отсоединить от трубы, слить воду из электродвигателя и уложить на чистый настил или монтажный стол. При разборке насоса рекомендуется разметить все детали для сохранения их положения при последующей сборке. В процессе разборки все детали насоса следует тщательно очистить от песка, грязи, ржавчины и различных налетов. Операции при разборке отдельных узлов приведены в табл. 5.11.

Подготовка составных частей к дефектации. Составные части после разборки следует очистить от грязи и продуктов коррозионно-механического износа, промыть и просушить. Продукты коррозии металла рекомендуется удалять травлением или абразивной чисткой. Допускается применение механизированного или ручного инструмента. Рекомендуется мыть составные части

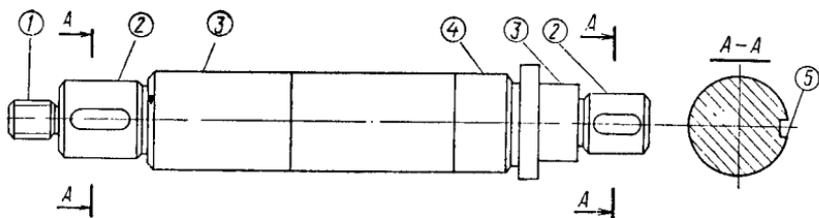


Рис. 5.7. Вал насоса 2К-6

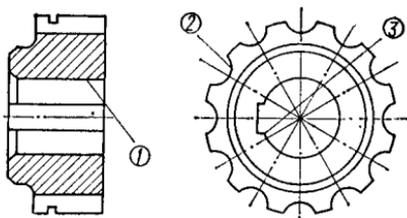


Рис. 5.8. Полумуфта насоса 2К-6

в специальных струйных установках или моечных машинах. Допускается обработка поверхности в переносных моечных машинах. При мытье методом погружения моечные растворы следует перемешивать сжатым воздухом, очищенным от пыли и масел.

Давление струи при обработке струйным методом 0,15—0,3 МПа. Сушку составных частей производят в сушильных камерах при температуре 100 °С или путем обдувки сжатым воздухом.

Проверку технического состояния составных частей насоса выполняют путем внешнего осмотра и измерения. Внешний осмотр предназначен для выявления трещин, раковин, вмятин, выкрашиваний, задиров, царапин, рисок. Внешнему осмотру подлежат все составные части, за исключением тех, которые не допускаются к повторному использованию. Цель измерений — определить отклонения размеров, погрешности форм и расположения поверхностей, их шероховатости от значений, указанных в конструкторской документации.

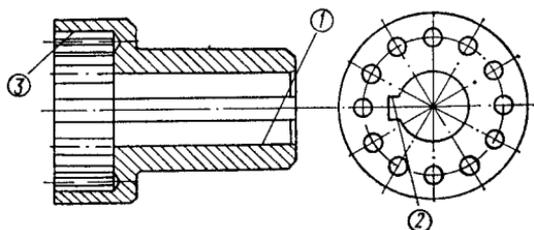


Рис. 5.9. Полумуфта электродвигателя

Прямолинейность и плоскостность поверхностей проверяют с помощью линеек или плит методом «на просвет» или «на краску». При использовании первого метода зазор между контролируемой поверхностью и рабочей поверхностью линейки или плиты определяют шупом. При использовании второго метода пятна краски должны равномерно располагаться по всей контролируемой поверхности. При этом число пятен, приходящихся на площадь 25×25 мм², должно быть равно: на рабочих поверхностях шпоночных пазов и шпонок, фиксирующих полумуфту насоса, — не менее 12; на шпоночных пазах и шпонках, фиксирующих рабочее колесо насоса, на поверхностях разъемов, уплотняющих без прокладок, — не менее 7.

Проверке на изогнутость подлежат цилиндрические поверхности (валы, собранные роторы).

Замер биений следует производить при вращении составных частей в центрах или на призмах, или в собственных подшипниках.

По результатам дефектации составные части сортируют на три группы: годные без ремонта, требующие ремонта, подлежащие замене.

Дефектация и ремонт. На рабочем колесе не допускаются трещины любого расположения и сквозные раковины. Не допускаются кавитационные раковины, эрозионный износ диска и лопаток на внутренних поверхностях колеса. Кавитационные раковины можно устранять наплавкой в доступных местах с последующей статической балансировкой рабочего колеса. Мес-

Таблица 5.11. Операции при разборке отдельных узлов динамического погружного насоса

Узел	Операции	Допустимые зазоры, мм	
		мин.	макс.
Соединение электродвигателя с насосом	Снять сетку с насоса, отсоединить насос от электродвигателя. Проверить зазор в соединительной муфте	—	—
Корпус насоса	Снять защитную крышку, направляющий аппарат, всасывающую головку. Проверить зазоры в проточной части (рис. 5.10)	Осовой А	
		1,30	1,50
Опорные подшипники	Разобрать подшипники, проверить зазоры (рис. 5.11)	Радиальный Е	
		0,6	0,8
Ротор насоса	Установить ротор в центрах при призмах. Проверить биение ротора (рис. 5.12)	0,10	0,15
		0,0	0,1

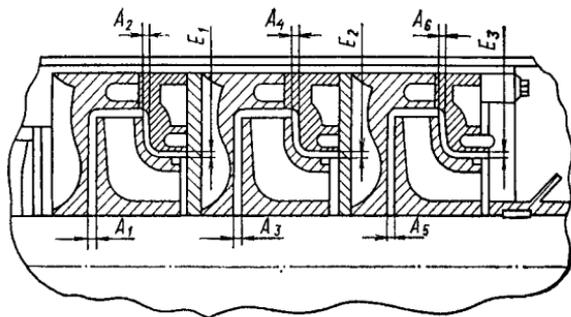


Рис. 5.10. Определение зазоров в проточной части насоса ЭЦВ

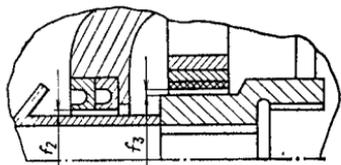


Рис. 5.11. Определение зазоров в подшипниках насоса ЭЦВ

та наплавки должны быть обработаны заподлицо с основным металлом.

Трещины, обнаруженные на корпусе насоса, разрешается заваривать. Восстановленные от трещин и раковин поверхности должны быть зачищены заподлицо с основным металлом.

Подшипники скольжения подлежат замене при наличии сколов, трещин любого размера и расположения, выкрашивания металла, раковин, несмываемых следов коррозии.

Составные части подлежат замене или восстановлению при срыве или смятии более одной нитки на одной из сопрягаемых резьбовых поверхностей.

Восстановление поврежденных поверхностей следует производить наплавкой и нарезкой резьбы чертежного размера. На

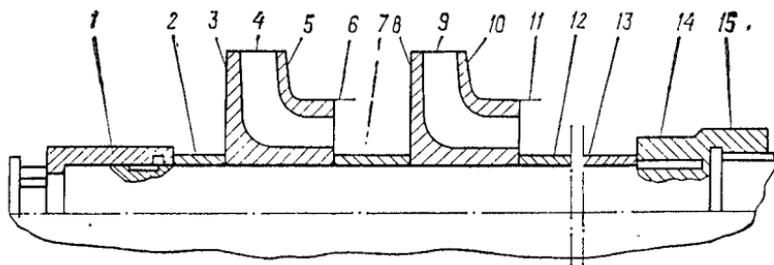


Рис. 5.12. Контроль биения ротора насоса ЭЦВ (номераи указаны точки контроля)

Таблица 5.12. Технические требования на дефектацию и ремонт узлов и деталей динамического погружного насоса

Узел или деталь	Возможный дефект	Способ обнаружения дефекта	Допустимые значения	Технические требования к отремонтированной детали
Корпус насоса	Деформация раковины	Визуальный осмотр, контроль на поверочной плите	Отклонение от прямолинейности — не более 0,5 мм на всей длине	Правка термическим или термомеханическим способом. Допускаются вмятины, раковины глубиной не более 0,2 мм, площадью до 0,5 см ² . При заделке раковин заваркой на глубину более 0,2 мм провести гидротестирование ($P = 1,0 \text{ МПа}$)
Рабочее колесо	Износ, раковины, вмятины. Статический дисбаланс. Смятие шпоночного паза	Визуальный осмотр. Измерение микрометром	Дисбаланс — не более 200 г·см. Перекос оси паза — не более 0,05. Зазор в пазу 0,15 мм	Вмятины, раковины должны быть зачищены с плавным переходом к поверхности лопатки
Вал ротора	Изогнутость, износ, смятие шпоночного паза, повреждение резьбы	Визуальный осмотр. Измерение индикатором	Биеение вала относительно оси. Перекос шпоночного паза на длине — не более 0,03 мм	Правка термическим или термомеханическим способом. Фрезерование паза. Наплавка и восстановление резьбы
Подшипники скольжения и уплотнение вала	Износ, раковины, вмятины. Ослабление посадки	Визуальный осмотр. Измерение микрометром	Износ — не более 0,2 мм	Раковины, вмятины устранить проточкой. При раковинах и вмятинах глубиной более 0,2 мм — заменить втулки подшипника

болтах, гайках, шпильках не допускаются трещины любых размеров и расположения.

Допускается изогнутость болтов и шпилек не более 0,5 мм на длине 100 мм. Гайки, имеющие дефекты резьбы, опорной поверхности и граней, подлежат замене.

Отгибные шайбы и шплинты к повторному использованию не допускаются и подлежат замене.

Технические требования на дефектацию и ремонт узлов и деталей насоса приведены в табл. 5.12.

Сборка насоса. Поступающие на сборку узлы и детали, отремонтированные или изготовленные ремонтным предприятием,

снятые с ремонтируемого насоса и годные к установке без ремонта, а также получаемые в качестве запасных частей, должны соответствовать требованиям чертежей по размеру и материалу и техническим условиям на изготовление или ремонт, пройти входной контроль и иметь маркировку, принятую на предприятии.

Поступившие на сборку составные части должны быть чистыми; антикоррозионное покрытие, применяемое при хранении, должно быть удалено, смазочные каналы и отверстия — прочищены, промыты, продукты сжатым воздухом.

Сборку насоса производят согласно ТУ или руководству на ремонт, а при их отсутствии — согласно требованиям инструкции по эксплуатации.

Все составные части следует собрать в узлы в соответствии с метками. На вновь изготовленных составных частях следует нанести маркировку, указывающую принадлежность их к определенному узлу и взаимное расположение сопрягаемых составных частей при сборке в соответствии со сборочным чертежом.

Шпонки должны быть плотно посажены в шпоночные пазы валов; качание шпонок не допускается. Шпильки должны быть плотно завернуты на всю длину резьбовой части. Все болты и гайки одного соединения должны быть затянуты равномерно и до отказа.

Схемы, надписи и условные знаки, содержащие сведения о направлении вращения ротора, подсоединении трубопроводов, должны быть восстановлены в соответствии с документацией завода-изготовителя.

Технология сборки насоса приведена в табл. 5.13.

Таблица 5.13. Технология сборки динамического погружного насоса

Узел, деталь	Операции	Допустимые значения, мм	
		мин.	макс.
Ротор насоса в сборе	Установить на вал ротора рабочие колеса, распорные втулки Проверить биение поверхностей ротора (см. рис. 5.12)	— 0,0	— 0,10
Корпус насоса и диафрагмы	Установить в корпус диафрагмы, проверить зазоры в проточной части (см. рис. 5.10)	Осовой А	
		1,30	1,50
		Радиальный Е	
		0,60	0,80
Подшипники скольжения	Установить на вал ротора втулки подшипника, проверить зазоры (см. рис. 5.11)	0,10	0,15
Соединение насоса с электродвигателем	Установить на вал ротора и вал электродвигателя центровочные шайбы	—	—

5.6. РЕМОНТ ДИНАМИЧЕСКОГО ХИМИЧЕСКОГО НАСОСА ТИПА X

Разборка насоса. Разборку необходимо выполнять в указанной ниже последовательности.

Снять промежуточный вал муфты. Отвернуть крепеж крышек торцовых уплотнений корпусов подшипников и маслоотражающих колец. Снять наружные маслоотражательные кольца и крышки корпусов подшипников.

Снять крышку насоса. Отсоединить и снять корпуса подшипников. Извлечь ротор насоса из нижней половины корпуса.

Разобрать роликовый подшипник в определенной последовательности: снять маслоразбрызгивающее кольцо; вывернуть винт нажимной втулки; снять нажимную втулку, роликовый подшипник и дистанционное кольцо; снять крышку корпуса подшипника и маслоотражательное кольцо.

Разобрать радиально-упорный подшипник в следующем порядке: снять маслоразбрызгивающее кольцо, гайку крепления подшипника, сам подшипник с промежуточной втулкой, крышку корпуса подшипника и маслозащитное кольцо.

Разобрать и снять торцовые уплотнения. Снять защитные втулки вала. Отвернуть гайки крепления рабочего колеса и снять рабочее колесо (одна гайка крепления имеет правую резьбу, а другая — левую).

Снятые с насоса и очищенные детали и узлы осматривают и измеряют для выявления износа и дефектов. На основании осмотра и измерений детали делят на годные, требующие ремонта и негодные.

При разборке насоса выполняют следующие измерения:

центровку осей валов насоса и привода (смещение осей должно быть не более $\pm 0,05$, перекося осей — не более $0,05/1000$ мм);

осевой разбег ротора насоса (не более $0,1$ мм);

зазор между уплотнительными кольцами спирального корпуса и рабочего колеса (номинальный $0,5$ мм, предельный $1,2$ мм);

зазор между наружными кольцами подшипников и расточками в корпусе (не более $0,1$ мм);

зазор между защитной втулкой вала и валом (не более $0,03—0,04$ мм);

плотность посадки полумуфты на вал (щуп толщиной $0,03$ не должен проходить между ними по всей длине окружности).

Технические требования на дефектацию и ремонт насоса приведены в табл. 5.14.

Сборка насоса. Сборку необходимо производить в следующем порядке: установить шпонку в паз вала. Насадить на вал рабочее колесо и закрепить его гайками; гайки не затягивать (необходимо помнить, что одна гайка имеет правую резьбу, а другая — левую). Собрать на валу торцовое уплотнение. Надеть

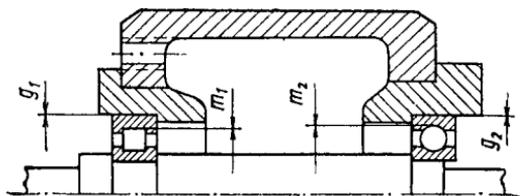


Рис. 5.13. Формуляр контроля подшипников насоса типа X:

Обозначение зазоров	g_1	g_2	m_1	m_2
Допустимые зазоры, мм	0,03		0,1	
Фактические значения:				
до ремонта				
после ремонта				

на вал крышки торцового уплотнения, уплотнительные кольца и внутренние крышки корпусов подшипников.

Насадить подшипники. Для насадки подшипники нагревают в масле до температуры 80 °С. Роликовый подшипник насаживают непосредственно на шейку вала, предварительно надев дистанционное кольцо. Шариковые подшипники сначала насаживают на центрирующую втулку, а затем вместе с втулкой на шейку вала. Шариковые подшипники закрепляют на валу гайкой. Роликовый подшипник фиксируют на валу прижимной

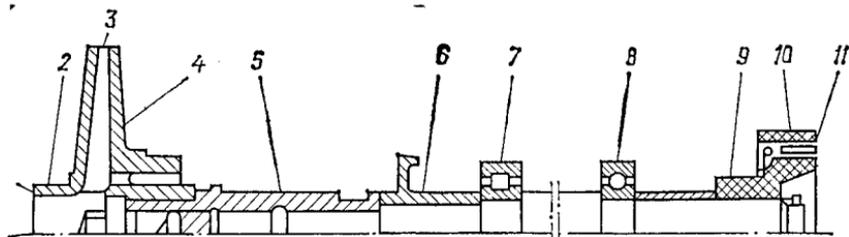


Рис. 5.14. Формуляр контроля биения ротора насоса типа X:

Места замеров	1	2	3	4	...	11
Допустимое биение, мм	0,04	0,04	0,06	0,02		0,02
Фактические значения:						
до ремонта						
после ремонта						

Таблица 5.14. Технические требования на дефектацию и ремонт динамического химического насоса типа X

Деталь, узел	Объем проверок	Способ выявления дефекта	Допуск, мм		Рекомендуемый метод восстановления
			мин.	макс.	
Фундамент	Контроль осадки, выявление трещин	Нивелирование по реперам. Осмотр	В 10—15 мм от трещин установить маяки. Нанести линии масляной краской		—
	Проверка на отсутствие масляных потеков	Осмотр	Подтеки масла на фундаменте не допускаются		Устранить течь масла. Промасленный бетон вырубить. Окрасить фундамент маслостойкой краской
Фундаментная рама	Проверка плотности прилегания к фундаменту	Осмотр. Щуп	Прилегание не менее 50% длины периметра		Переукладка рамы. Подливка бетона
	Контроль горизонтальности рамы	С помощью уровня	0,00	0,1/1 м длина	Регулировка горизонтальности
Корпус подшипников, крышки корпусов (рис. 5.13)	Контроль затяжки фундаментных болтов	Осмотр. Контрольная подтяжка	—		Подтяжка или замена болта
	Выявление трещин	Осмотр. Дефектоскопический контроль	—		Трещины заварить. Шов зачистить
Корпус подшипников, крышки корпусов (рис. 5.13)	Выявление коррозионного износа, дефектов отливки (свищи, раковины, трещины)	Осмотр. Измерение толщины стенок ультразвуковым или магнитным дефектоскопом	Износ раковины до 20% толщины		Наплавить электросваркой с последующей зачисткой
	Контроль состояния посадочных мест под подшипник	Штангенциркуль, нутромер, микрометр	Износ 0,5% от номинального диаметра		Наплавить, расточить
			Конусность, эллипсность 0,00 0,03		

под крышки		То же	Больше диаметра	номинального	То же
			1,5	2,0	
			Несоосность		Расточить
			0,00	0,05	
			0,03	0,05	Шабрить. Шлифовать
	Деформация плоскости разъема	Осмотр на поверочной плите	Глубина 0,05 и площадь 1% общей площади разъема		Заварить с последующей шабровкой
	Выявление раковин, ризок, забоин и вмятин на плоскостях разъема	Осмотр	Неперпендикулярность		
	Контроль параллельности и перпендикулярности осей расточек к плоскостям разъема	Индикатор часового типа. Плита поверочная	0,00	0,03	Шлифовать плоскость разъема
			Непараллельность		
			0,00	0,05/1 м длины	
	Контроль состояния резьбовых отверстий под шпильки	Осмотр. Контрольное ввинчивание шпилек	Повреждения не более 1/2 высоты резьбы и не более 10% длины витка. Трещины более чем на двух витках		Пройти резьбонарезным инструментом. Заварить, просверлить отверстие. Нарезать новую резьбу
Ротор насоса в сборе (рис. 5.14)	Проверка биения ротора: по шейкам по полумуфте по уплотнительному кольцу рабочего колеса по внешнему ободу рабочего колеса по защитной втулке	Индикатор часового типа	0,00	0,02	—
			0,00	0,02	
			0,00	0,04	
Рабочее колесо (рис. 5.15)	Выявление коррозионного и эрозийного износа	Осмотр	0,00	0,06	
			0,00	0,02	
			Мелкие поражения		Шпатлевка с нанесением полимерного покрытия или самоотвердевающего компаунда

Деталь, узел	Объем проверок	Способ выявления дефекта	Допуск, мм		Рекомендуемый метод восстановления
			мин.	макс.	
Вал насоса	Контроль посадки на вал	Микрометр. Штангенциркуль. Нутромер	0,00	0,03	Разделка до чистого металла, наплавка и обработка по шаблону Расточить отверстие с запрессовкой втулки Проточить или отшлифовать уплотнительное кольцо
	Контроль соосности расточки под вал и внешней поверхности уплотнительного кольца	Индикатор часового типа. Поверочная плита	0,04	0,08	
	Контроль перпендикулярности торцов ступицы расточки под вал	Поверочная плита. Индикатор часового типа	0,00	0,02	Шлифовать торцы ступицы
	Контроль состояния дисков и лопаток	Осмотр. Штангенциркуль	Отдельные риски. Уменьшение толщины до 18%		Без исправления. Заменить Заменить кольцо
	Проверка состояния уплотнительного кольца	Осмотр	Не допускаются риски, раковины. При проточке минимально допустимая толщина 3,0		
	Проверка состояния шпоночного паза	Осмотр	Увеличение ширины более 10%		Калибровка паза или фрезерование нового под углом 90° к заплавленному
Выявление изгиба, трещин	Осмотр. Дефектоскопический контроль. Индикатор часового типа	Трещины не допускаются		Заменить вал	
			Изгиб вала		Правка в холодном состоянии
			0,015 Свыше 2,5	2,5	

Шариковые и роликовый подшипники (см. рис. 5.13)

Выявление износа шеек вала	Осмотр. Микрометр. Индикатор часового типа	Овальность и конусность не допускаются	Износ	0,00	0,50	Правка с нагревом ацетилено-кислородной горелкой
				1,5	2,0	Восстановление электролитическим хромированием, шлифовка
				2,0	3,0	Электрическое железнение, шлифовка
				3,0	4,0	Вибродуговая наплавка, шлифовка
				4,0	5,0	Ручная газовая наплавка, шлифовка
				5,0	10,0	Ручная электродуговая наплавка, шлифовка
				—	—	Металлизация, шлифовка
Выявление смятия и вытянутости резьбы	Осмотр					Перенарезка резьбы до следующего стандартного размера или восстановление наплавкой
Контроль состояния подшипников						
посадка на вал	Микрометр, нутромер		Натяг	0,02	0,04	Напыление шейки вала с последующей шлифовкой
посадка в корпус			Зазор	0,00	0,05	Расточка или наварка с последующей расточкой гнезда
осевой зазор подшипников	Контрольная линейка, щуп		Шариковый	0,04	0,11	Замена подшипника
радиальный зазор	Индикатор часового типа		Роликовый	0,04	0,11	
			Свыше 0,1			

Деталь, узел	Объем проверок	Способ выявления дефекта	Допуск, мм		Рекомендуемый метод восстановления
			мин.	макс.	
Торцовое уплотнение (рис. 5.16)	Выявление трещин, раковин	Осмотр	Тела качения в каждом подшипнике должны иметь одинаковые размеры Износ не допускается		Подобрать тела качения одного диаметра. Дефектные заменить
	Контроль сепараторов на отсутствие разрывов и износов гнезд	Осмотр			Заменить
	Контроль состояния упорного кольца	Осмотр. Щуп. Притирочная плита	3 риски на длине 10 мм; 10 рисок по всей поверхности Глубина рисок 0,0 2,0 Допускается прохождение щупа 0,03 между плитой и кольцом		Притереть. Заменить
Муфта	Контроль биения рабочих поверхностей	Индикатор часового типа	Биение относительно посадочного места не более 0,03		Заменить
	Проверка на износ подвижного уплотнительного кольца	Штангенциркуль	—		Заменить
	Контроль состояния пружины	Осмотр. Проверка под грузом	—		Заменить
	Контроль состояния посадочного отверстия	Нутромер	Щуп 0,03 не должен проходить между фланцем и валом		Притереть
	Проверка состояния шпоночного паза	Штангенциркуль. Микрометр	Перекос оси шпоночного паза 0,01 0,03 Допустимый зазор в шпоночном соединении 0,03 0,09		Фрезерование паза под ремонтный размер. Фрезерование нового паза под углом 90° к старому

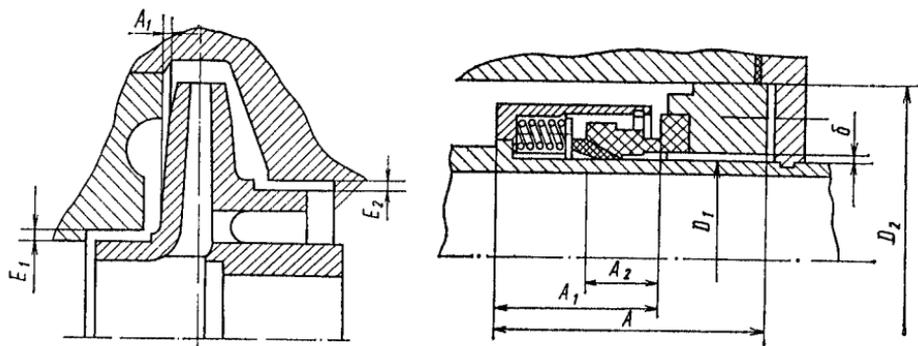


Рис. 5.15. Формуляр контроля зазоров в проточной части насоса типа X:

Обозначение зазоров	A_1	E_1	E_2
Допустимые зазоры, мм		0,3—0,5	0,3—0,5
Фактические значения:			
до ремонта			
после ремонта			

Рис. 5.16. Формуляр контроля зазоров в торцовом уплотнении насоса типа X:

Обозначение зазоров	A	A_1	A_2	D_1	D_2	b
Допустимые зазоры, мм	$58 \pm 0,2$			40	70—0,05	>1
Фактические значения:						
до ремонта						
после ремонта						

втулкой. Высокие буртики внутренних колец шарикоподшипника должны быть расположены симметрично.

Ротор в собранном виде устанавливают в нижнюю половину корпуса насоса. Устанавливают и крепят к корпусу насоса корпус подшипников, к ним крепят внутренние крышки корпусов подшипников, уплотнительные кольца. В корпусе подшипников устанавливают маслоразбрызгивающие кольца.

Производят регулировку положения рабочего колеса в корпусе с помощью гаек рабочего колеса и гаек вала. После установки гайки затягивают до отказа с обеих сторон колеса и штифтуют винтами. Проверяют радиальные зазоры в уплотнительных кольцах (номинальный зазор 0,5 мм, предельный 1,2 мм).

Крышку корпуса насоса устанавливают на нижнюю часть корпуса; привертывают крышки торцового уплотнения, наружные крышки корпусов подшипников и защитные кольца. Необходимо обращать внимание на то, чтобы отверстия для слива утечки были направлены вниз.

Насаживают фланец полумуфты и производят центровку осей валов насоса и привода (параллельное смещение осей не более $\pm 0,05$ мм, излом осей не более 0,05 мм).

Собирают муфту. Подсоединяют коммуникации.

5.7. РЕМОНТ ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

Для объемного дозирования жидкости применяют горизонтальные трехплунжерные насосы, состоящие из электродвигателя, редуктора и гидравлической части.

Коленчатый вал таких насосов установлен на двух роликовых подшипниках, остальные подшипники — скольжения. Направляющие кресткопфа запрессованы в корпусе.

Текущий ремонт плунжерных насосов выполняют через 1000 ч работы, капитальный — через 25920 ч. При текущем ремонте проверяют крепление насоса к фундаменту, состояние муфты, разбирают гидроцилиндры и клапаны, контролируют затяжку и стопорение шатунных болтов, их остаточное удлинение, крепление пальца кресткопфа, делают ревизию шатунных и кресткопфных подшипников, контролируют расхождение щек

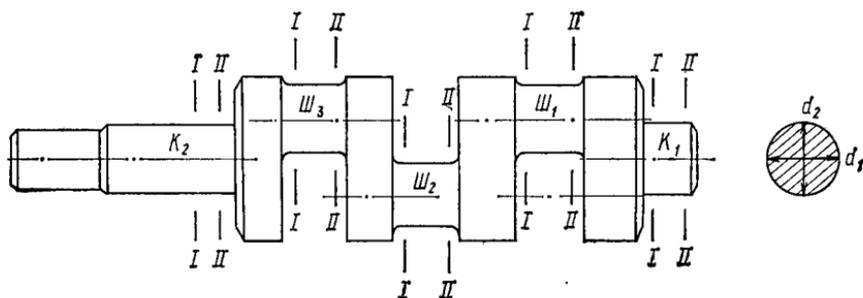


Рис. 5.17. Формуляр контроля выработки шеек коленчатого вала поршневого насоса:

Места замеров	К (коренная)				Ш (шатунная)			
	I—I		II—II		I—I		II—II	
	d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2
Фактические значения:								
до ремонта								
после ремонта								

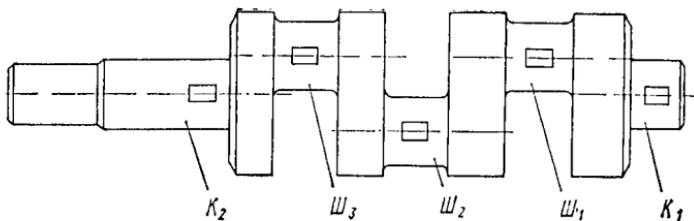


Рис. 5.18. Формуляр контроля уклона шеек коленчатого вала поршневого насоса:

Шейка	К (коренная)				Ш (шатунная)			
	вертикальная		горизонтальная		вертикальная		горизонтальная	
	0	180	9	270	0	180	90	270
Фактические значения:								
до ремонта								
после ремонта								

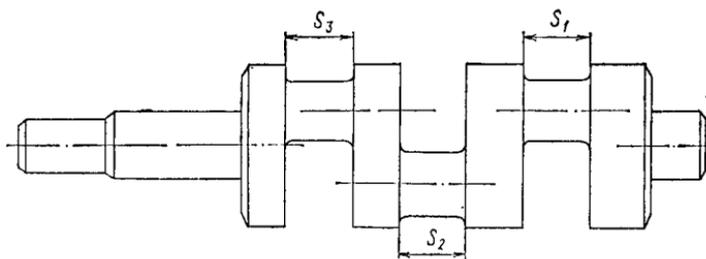


Рис. 5.19. Формуляр контроля раскепа щек коленчатого вала поршневого насоса:

Обозначение измерений	Вертикальная плоскость			Горизонтальная плоскость			
	0°	180°	раскеп ΔS_1 , мм	90°	270°	раскеп ΔS_2 , мм	$2\Delta S$
S_1 : до ремонта после ремонта							
S_2 : до ремонта после ремонта							
S_3 : до ремонта после ремонта							

Таблица 5.15. Технические требования на дефектацию и ремонт плунжерного насоса

Деталь, узел	Объем проверок	Метод выявления дефекта	Допуск, мм		Рекомендуемый метод восстановления
			мин.	макс.	
Фундамент	Контроль целостности фундамента	Определение глубины проникновения масла путем вырубki фундамента в контрольных сечениях	Не допускается проникновение масла на глубину более 100 мм и более 30% периметра		Демонтаж насоса, ремонт фундамента
	Контроль качества прилегания рамы к фундаменту	Осмотр	Прилегание рамы к фундаменту по длине не менее 50% периметра		Переукладка и подливка рамы
	Контроль горизонтальности рамы	Уровень с ценой деления не более 0,1 мм/м	Не более 0,15/1 м длины		Регулировка положения рамы с помощью клиньев с последующей подливкой
Коленчатый вал	Контроль выработки шатунных и коренных шеек на овальность и конусность (рис. 5.17)	Измерение диаметра шеек по двум взаимно перпендикулярным направлениям в двух сечениях	Шатунные шейки 0 0,02 Коренные шейки 0 0,02		Зачистка дефектов на поверхности шеек. Перешлифовка шеек
	Проверка горизонтальности коренных и шатунных шеек (рис. 5.18)	Уровень при проворачивании вала на 360°	0,015/1000		Шабрение или перезаливка подшипников
	Контроль расхождения щёк (раскеп) (рис. 5.19)	Индикатор часового типа или штихмасс	0 0,03		—
	Выявление усталостных трещин	Контроль методом цветной дефектоскопии	Наличие усталостных трещин не допускается		Заменить коленчатый вал
Коренные подшипники (рис. 5.20)	Контроль состояния подшипника, посадки на вал	Микрометр, нутромер	0 0,02		Напыление на вал с последующей шлифовкой
	Осевой зазор подшипника	Индикатор часового типа	0,07 0,18		Заменить подшипник
	Радиальный зазор подшипника	Индикатор часового типа	0,1 0,3		То же

Шатунные подшипники (см. рис. 5.20)	Выявление трещин, раковин, вмятин беговых дорожек Контроль диаметра масляного зазора Контроль состояния баббитовой заливки шатунных вкладышей	Осмотр Свинцовый оттиск	0	0,09	Регулировка зазора с помощью прокладок Устранение дефектов на рабочей поверхности
Шатуны	Контроль плотности разъема вкладыша Выявление трещин (особенно в местах концентрации напряжения)	Визуальный осмотр, обстукивание рабочих поверхностей Щуп	Суммарная площадь дефектных мест не более 15% общей площади заливки Щуп 0,03 мм не должен проходить в разъем	—	Заменить вкладыш При наличии трещин эксплуатация не допускается
Шатунные болты (рис. 5.21)	Контроль качества прилегания опорных поверхностей головки и гайки шатунных болтов	Осмотр	Равномерное расположение отпечатков не менее 50%. Пробелы между отдельными отпечатками не более 25% длины окружности	—	Притирка болта
Корпус крещкопфа	Выявление усталостных трещин Контроль остаточных удлинений шатунных болтов	Осмотр. Дефектоскопический контроль Микрометр	Более 0,1	—	Заменить шатунные болты Заменить болт
	Контроль затяжки шатунных болтов Выявление усталостных трещин	Осмотр	Момент затяжки 520 Н·м	—	Заменить болт
Башмаки крещкопфа (рис. 5.22)	Контроль качества прилегания башмаков Контроль зазора между верхней направляющей и башмаком	Осмотр. Контрольная подтяжка Измерение зазора с помощью щупа в передней и задней мертвых точках	0,08	0,1	Дальнейшая эксплуатация зависит от характера повреждения Подтяжка, замена крещкопфных деталей Регулировка зазора с помощью прокладок

Продолжение

Деталь, узел	Объем проверок	Метод выявления дефекта	Допуск, мм		Рекомендуемый метод восстановления
			мин.	макс.	
Крейцкопфный подшипник (рис. 5.23)	Контроль качества прилегания рабочей поверхности башмака, крейцкопфа с нижней параллелью	Осмотр	4—5 пятен краски на квадрат 25×25 мм. Равномерное расположение пятен на поверхности не менее 60%		Шабрение
	Контроль качества состояния подшипника	Осмотр. Измерение диаметрального масляного зазора	0,01	0,03	
Крейцкопф в сборе	Палец крейцкопфа	Контроль качества стопорения	Визуальный осмотр. Подтяжка		Устранение незначительных дефектов на рабочей поверхности втулки Подтяжка, замена крепежных деталей Проточка пальца до ремонтного диаметра. Замена пальца
	Контроль выработки на овальность и конусность пальца крейцкопфа	Измерение диаметров по двум взаимно перпендикулярным сечениям в двух местах микрометрической скобой	0	0,02	
Гидроцилиндры	Контроль состояния деталей крепления	Осмотр. Контрольная подтяжка			Риски и задиры зашлифовать Устранение незначительных рисок, задиrow. Расточка цилиндра Расточка зеркала цилиндра
	Выявление рисок, следов задиrow, трещин	Осмотр	Задиры глубиной более 0,5 мм и более 10% длины окружности		
	Контроль выработки зеркала цилиндра на овальность, конусность, бочкообразность	Измерение диаметра зеркала по трем взаимно перпендикулярным сечениям. Нутромер с индикатором часового типа	Овальность, конусность, бочкообразность	0	0,08

	Ревизия состояния уплотнительных поверхностей гнезд клапанов	Осмотр	—	Устранение незначительных рисков, забоин на уплотнительных поверхностях
	Ревизия крепежных деталей (шпилек)	Осмотр, резьбомер	—	Устранение незначительных дефектов резьбы, нарезка новой резьбы
	Проверка на прочность	Гидравлические испытания	Пазовая полость гидроцилиндра $P_{исп} = P_{раб}$. Продолжительность выдержки 10—15 мин	Гидравлические испытания после расточки гидроцилиндра
Плунжер, уплотнительное устройство	Контроль плунжера на овальность и конусность (рис. 5.24)	Микрометр	0 0,03	Замена изношенной детали
	Выявление трещин	Визуальный осмотр	Наличие трещин не допускается	Замена плунжера
Полумуфты	Контроль износа уплотнительных элементов	Измерение штангенциркулем выработки манжет по радиальной толщине	Предельно допустимый износ 15% от номинального	Замена уплотнительных элементов
	Контроль посадочного отверстия	Нутромер, щуп	—	Проточить
	Проверка состояния шпоночного паза	Штангенциркуль. Специальные приспособления	—	Фрезерование паза под ремонтный размер
	Контроль состояния полумуфты	Осмотр	Наличие трещин не допускается	Замена

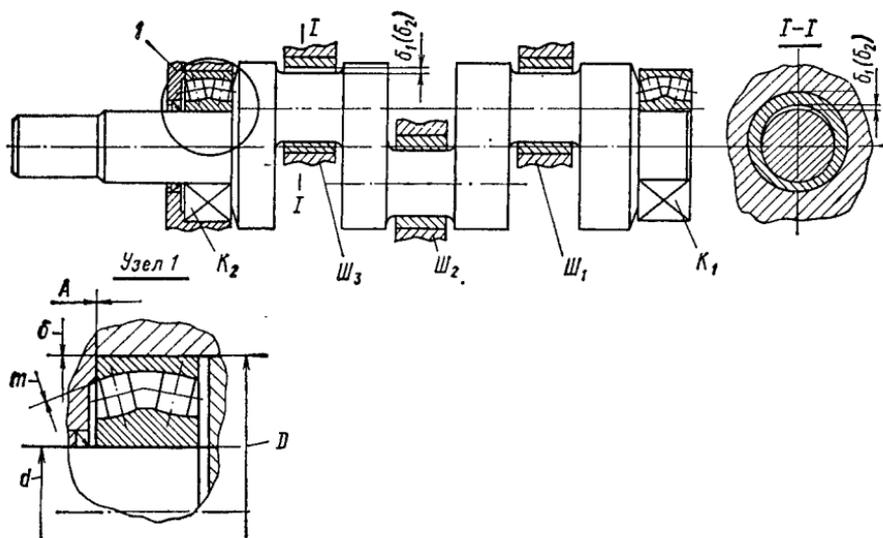


Рис. 5.20. Формуляр контроля зазоров в подшипниках поршневого насоса:

Подшипники	К (коренной)					Ш (шатунный)
	d	D	δ	m	A	$\delta_1(\delta_2)$
Обозначение зазоров						
Фактические значения:						
до ремонта						
после ремонта						

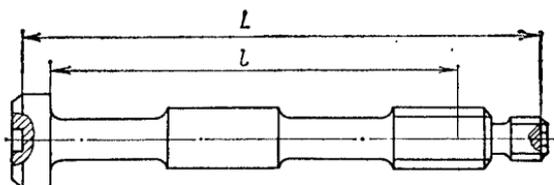


Рис. 5.21. Формуляр контроля шатунного болта поршневого насоса:

№ шатунного болта	Наработка с момента установки, ч	Первоначальная длина L , мм	Длина в момент замера L_1 , мм	Остаточное удлинение $\Delta L = L_1 - L$, мм	Расстояние между опорами l , мм	Упругое удлинение при затяжке Δl_n , мм

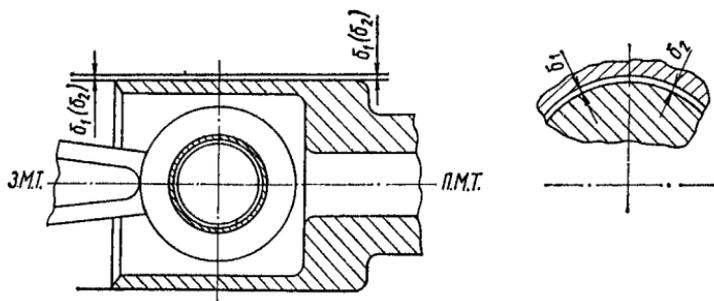


Рис. 5.22. Формуляр контроля зазоров по кресткопфу и параллелям поршневого насоса:

Места замеров	П. М. Т.		З. М. Т.	
	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
Обозначение зазоров	δ_1	δ_2	δ_1	δ_2
Фактические значения:				
до ремонта				
после ремонта				

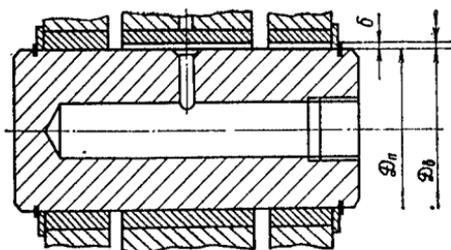


Рис. 5.23. Формуляр контроля зазоров в кресткопфном подшипнике поршневого насоса:

Обозначение диаметров	D_n	D_B	$(D_B - D_n)$
Фактические значения:			
до ремонта			
после ремонта			

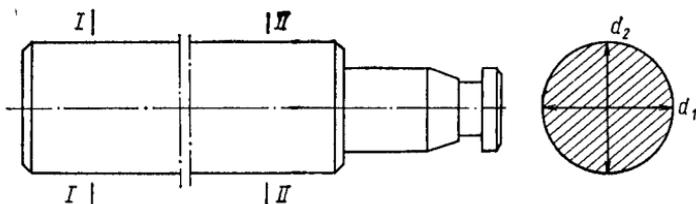


Рис. 5.24. Формуляр контроля выработки плунжера поршневого (плунжерного) насоса:

Замеры	I—I		II—II		Конусность	Овальность
	d_1	d_2	d_1	d_2		
Фактические значения:						
до ремонта						
после ремонта						

коленчатого вала, состояние поверхностей трения крейцкопфа и направляющих, проверяют крепление плунжера к крейцкопфу, степень износа плунжера, седел и корпусов клапанов.

При капитальном ремонте выполняют все работы текущего ремонта; дополнительно проводят ревизию крейцкопфа, шатуна, коленчатого вала с контролем износа и заменой негодных деталей.

Технические требования на дефектацию и ремонт узлов и деталей плунжерного насоса приведены в табл. 5.15.

НАДЕЖНОСТЬ НАСОСОВ

6.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ НАДЕЖНОСТИ

Вследствие физического износа узлов и деталей насосный агрегат перестает удовлетворять предъявляемым к нему требованиям. Физический износ возникает при эксплуатации оборудования (износ первого рода) и просто с течением времени (износ второго рода).

Основной причиной физического износа деталей является механический износ, обусловленный силами трения. Он зависит

не только от конструкции и качества выполнения деталей, но и от их технического обслуживания. Детали, работающие в условиях знакопеременных нагрузок, разрушаются вследствие усталости.

Мерой физического износа детали под действием трения может служить толщина изношенного слоя (в мкм) рабочей поверхности. Она зависит от продолжительности эксплуатации и таких факторов, как материал детали, качество обработки поверхностей, вид смазки. Установлено, что для физического износа отдельных деталей (узлов) машин под действием трения характерны три последовательные стадии: интенсивный износ в период приработки; более медленное нарастание износа в период нормальной работы; прогрессивное нарастание износа после достижения определенного значения. Меньше изучены закономерности физического износа деталей, разрушение которых происходит не под воздействием трения, а по другим причинам, например вследствие усталости. Еще меньше изучены закономерности физического износа машин в целом; эта задача является более сложной.

Износ машины приводит к появлению неисправностей узлов и механизмов, снижению мощности и производительности машины, расходу эксплуатационных материалов. Наступает момент, когда дальнейшая эксплуатация машины экономически нецелесообразна. При достаточно большом физическом износе машина либо вообще перестает работать, либо появляется опасность аварии.

Неисправности машин могут быть видимыми, ощущаемыми и слышимыми. *Видимые неисправности* обычно обнаруживают на глаз даже без пуска машины. К *ощущаемым неисправностям* относятся вибрация машины и чрезмерное нагревание отдельных частей. *Слышимые неисправности* (шум) обнаруживают прослушиванием машины с помощью специального стетоскопа. Причинами возникновения шума могут быть нарушения в соединениях деталей машин, износ подшипников, попадание инородного тела, нарушение режима смазки.

Различные эксплуатационные качества машин можно восстанавливать путем своевременного и правильно проведенных ремонтов. Изучение законов изменения эксплуатационных параметров техники в зависимости от продолжительности ее работы имеет важное значение для определения оптимальных сроков службы деталей и узлов и установления сроков ремонта машин.

К числу важнейших характеристик машин относится их надежность.

Надежность характеризует непрерывность и длительность работы машины без ремонта. Надежной считается конструкция, обеспечивающая бесперебойную работу машины в течение определенного, довольно длительного срока ее эксплуатации.

Вероятность выхода ее из строя в течение этого периода очень мала. Общее определение надежности нуждается в конкретизации применительно к различным условиям работы. В одних случаях под надежностью машины понимают стабильность ее параметров и минимальное ухудшение эксплуатационных характеристик за определенный период времени, в других — отсутствие внезапных выходов из строя при нормальной работе за определенный период времени, в других — отсутствие внезапных выходов из строя при нормальной работе за определенный период времени. Необходимы показатели надежности машины, отражающие частоту внезапных выходов ее из строя и степень ухудшения характеристик работы машины во времени.

Один из основных показателей надежности — долговечность. Под *долговечностью* понимают срок службы машины до предельного физического износа. Долговечность машины нужно отличать от срока службы машины до очередного ремонта (текущего или капитального). Долговечность следует отличать также и от полного срока службы машины. Полный срок службы машины — это число лет, в течение которых она находилась в эксплуатации. Он определяется не только физическим износом частей машины, но и темпами технического прогресса. В то же время полный срок службы машины связан с ее долговечностью: чем выше долговечность машины, тем больше полный срок службы (при прочих равных условиях). Полный срок службы машины связан также с ее эксплуатационной надежностью. Последняя непосредственно не определяет полного срока службы, а обуславливает только срок службы до очередного ремонта, так как связана с производительностью и с другими важнейшими технико-экономическими показателями машины. Чем выше эксплуатационная надежность, тем выше качество конструкции, тем меньше затраты на ремонт, тем лучше все экономические показатели машины и, следовательно, тем дольше она будет служить.

Наряду с надежностью машины или агрегата существует понятие надежности отдельных деталей и узлов. Надежность деталей определяется длительностью межремонтного срока их службы: чем выше гарантийный межремонтный срок службы деталей, тем выше их надежность и, как правило, тем выше долговечность машины в целом. Но не следует отождествлять долговечность машины и срок службы ее отдельных деталей и узлов.

Повышение надежности и сроков службы машин до ремонта является важным источником экономии средств в результате уменьшения затрат на ремонт, сокращения потерь, связанных с простоями оборудования в ремонте, а также экономии материалов вследствие уменьшения расхода запасных частей.

6.2. СБОР И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ДАННЫХ ПО НАДЕЖНОСТИ

Для оценки надежности установки необходимо количественно определить надежность входящего в ее состав оборудования; выявить узлы и детали, снижающие (лимитирующие) надежность установки; оценить влияние характерных (типовых) отказов узлов и деталей на надежность и производительность установки; определить соответствие между требованиями, предъявляемыми к надежности оборудования, и его действительной надежностью; определить влияние отказов, вызванных конструктивными недостатками, дефектами изготовления и нарушениями правил эксплуатации, на надежность установки; оценить соответствие планируемой продолжительности работы реальным условиям эксплуатации и техническим возможностям оборудования; получить исходные данные для расчета надежности оборудования и технологических линий на стадии проектирования; определить рациональные сроки технического обслуживания; разработать обоснованные требования к надежности оборудования с учетом простоев в ремонтах (плановых и неплановых); разработать рекомендации и предложения, направленные на повышение надежности; обобщить опыт использования запасных частей с целью последующего применения этих данных для установления норм на запасные части.

Перечисленные данные о надежности насосного оборудования собирают с мест эксплуатации и ремонта. Сбор данных можно проводить методами подконтрольной эксплуатации, анкетирования и обследования.

При подконтрольной эксплуатации специалисты службы надежности осуществляют периодический контроль за работой оборудования. Этот метод позволяет получить полную и достоверную информацию; недостатком его является большая стоимость и длительность.

При сборе данных методом анкетирования рассылают специально разработанные анкеты с вопросами о работе оборудования. Это наиболее простой и дешевый метод, но его недостатком является сложность получения полной и достоверной информации.

Обследование технического состояния насосного оборудования позволяет получить полную информацию о его надежности; это достаточно простой метод, не требующий больших затрат.

Информация об эксплуатационной надежности оборудования должна быть достоверной, всесторонне характеризующей работу агрегатов и однородной. Это позволит обоснованно проанализировать и оценить надежность как компрессора в целом, так и его составных частей.

В состав информации должны входить следующие сведения:

1) общие сведения об оборудовании и условиях эксплуатации (наименование оборудования, его тип, марка, технологический индекс, предприятие-изготовитель; заводской номер, дата изготовления; наименование и местонахождение эксплуатирующей организации; краткая техническая характеристика оборудования; характеристика условий эксплуатации);

2) плановая и фактическая периодичность технического обслуживания и ремонтов;

3) данные о продолжительности работы оборудования;

4) сведения об отказах и простоях (дата отказа (простоя); классификация отказа (простоя); наработка оборудования с начала эксплуатации к моменту отказа (простоя); описание отказа (внешнее проявление, вид повреждения); обстоятельства возникновения отказа (параметры режима работы); причины отказа; последствия отказа; способы устранения отказа; продолжительность и трудоемкость устранения отказа; сведения об отказавших и замененных деталях).

Период, за который собираются эксплуатационные данные с целью определения показателей надежности, должен, по возможности, охватывать срок службы изделия, но быть не менее установленного по ГОСТ 27.502—83. В период обследования не включают периоды приработки оборудования и катастрофического износа.

Основными источниками получения информации при обследовании являются: журналы учета ремонтов оборудования; план-график проведения планово-предупредительного ремонта; журналы наработок оборудования; журналы начальников смен; журналы машинистов; акты расследования аварий и акты рекламаций; ведомости дефектов; ведомости расхода запасных частей; отчеты начальника производственного цеха; отчеты ремонтно-механической службы цеха. Допускается также опрос специалистов.

6.3. КЛАССИФИКАЦИЯ СОСТОЯНИЙ И ОТКАЗОВ

Насосное оборудование в процессе эксплуатации может находиться в одном из двух основных состояний: работе или простое.

Простой, связанный с восстановлением работоспособности оборудования в соответствии с требованиями нормативно-технической документации, называют плановым ремонтом. Простой, связанный с восстановлением работоспособности оборудования после отказа, называют неплановым ремонтом (его осуществляют без предварительного назначения).

Неплановые простои, связанные с организацией производст-

ва и не зависящие от технического состояния обслуживаемого изделия, называют организационными (например, отсутствие сырья, электроэнергии, остановка смежного оборудования и т. д.). В период организационного простоя можно проводить ремонт обследуемого насосного оборудования. В этом случае время разбивают соответственно на время планового ремонта и организационного простоя.

Продолжительность технического обслуживания насосного оборудования в процессе эксплуатации включают в продолжительность его ремонта.

Под отказом оборудования понимают невозможность использования его по назначению.

Отказом насоса следует считать: выход основных контролируемых параметров за пределы, установленные техническими условиями и инструкцией по эксплуатации, если эти отклонения вызвали нарушение работоспособности; вынужденную остановку насоса из-за неисправности отдельных узлов и деталей и необходимости их замены или ремонта.

Не считают отказом: остановку и замену узлов и деталей при проведении планово-предупредительного ремонта, если причина остановки не является результатом отказа; остановки насоса, связанные с выводом его в резерв, остановкой производства, отключением насоса из-за падения напряжения в сети и т. д. (т. е. организационные простои).

Отказы насосного оборудования классифицируют следующим образом:

по способу устранения (устраняемые в результате замены отказавшего элемента, устраняемые чисткой, регулировкой, самоустраняющиеся и т. д.);

по частоте возникновения (единичные и повторяющиеся);

по длительности и сложности устранения (простые и сложные);

по возможности прогнозирования (прогнозируемые и непрогнозируемые);

по возможности устранения причин их возникновения (устраняемые и неустраняемые);

кроме того, отказы могут быть зависимые и независимые; внезапные и постепенные; конструкционные, технологические, эксплуатационные.

Классификацию отказов проводят также по отказавшему элементу оборудования. Это позволяет оценить долю, на которую снижается надежность каждой составной части по отношению к надежности изделия в целом.

Основу предварительной обработки информации о надежности оборудования составляет классификация отказов. Весь массив информации об отказах делят на три группы:

отказы, связанные с нарушениями процессов изготовления и норм конструирования изделий (производственные и конструкционные);

отказы, возникшие в результате нарушения установленных правил и условий эксплуатации (эксплуатационные);

отказы, связанные с ненадежностью изделия и его составляющих, зарегистрированные при отсутствии признаков, перечисленных выше.

Если на основании эксплуатационной информации о надежности требуется получить оценки показателей надежности, которые будут трактоваться впоследствии как результат определительных испытаний, то при формировании выборок не учитывают:

отказы, являющиеся следствием конструктивных недоработок, которые после восстановления, произведенного во время эксплуатации и носящего характер доработок, в течение периода наблюдений больше не повторялись;

отказы, вызванные другими отказами (зависимые отказы); повторные отказы одних и тех же объектов, если установлено, что они возникли как результат предыдущего низкокачественного ремонта;

эксплуатационные отказы.

Если на основании эксплуатационной информации требуется рассмотреть показатели надежности для последующего определения числа запасных агрегатов или их узлов, то при формировании выборок не учитывают отказы любых категорий, устранять последствия которых экономически целесообразно путем ремонта (пайкой, сваркой, правкой и др.). При этом учитывают:

производственные и конструкционные отказы в тех случаях, когда невозможно устранить их причины;

некоторые эксплуатационные отказы, не являющиеся следствием грубых нарушений правил эксплуатации, а возникшие в результате ошибок операторов или обслуживающего персонала и др.

Формы учетных документов должны обеспечивать возможность решения указанных задач, а также предусматривать возможность дальнейшей обработки информации на ЭВМ. Для сбора информации о надежности насосного оборудования предусматриваются первичные формы учета и формы-накопители эксплуатационной информации по ГОСТ 17526—72.

Первичные формы учета предназначены для записи несистематизированной информации о надежности оборудования и заполняются на месте эксплуатации. К ним относятся: карта общих сведений, журнал учета наработок, отказов и ремонтов.

Формы-накопители предназначены для записи не систематизированной по необходимому признаку информации и заполняются по данным первичных документов. К ним относятся

карты-накопители отказов и наработок, карты-накопители сведений о ремонтах и технических обслуживаниях.

Собранную информацию подвергают количественному и качественному анализу.

6.4. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Для насосного оборудования принята следующая номенклатура показателей надежности: средняя наработка на отказ — T_o ; среднее время восстановления — T_v ; параметр потока отказов — ω ; коэффициент технического использования — $K_{ти}$; гамма-процентный ресурс — T_γ .

За числовое значение показателя принимают точечную оценку или доверительный интервал, который с заданной доверительной вероятностью покрывает истинное значение показателя.

ГОСТ 27.503—81 устанавливает методы определения оценок показателей надежности в зависимости от плана наблюдений. По ГОСТ 27.002—83 и ГОСТ 27.502—83 для насосного оборудования могут применяться следующие планы наблюдений:

[*NUT*] — для оценки показателей надежности невосстанавливаемых узлов и деталей; согласно ему одновременно испытывают N объектов; отказавшие объекты не заменяют и не восстанавливают; наблюдения прекращают по истечении времени T ;

[*NRT*] — для оценки показателей надежности агрегата в целом и восстанавливаемых узлов и деталей. Согласно ему одновременно испытывают N объектов, отказавшие объекты заменяют новыми или восстанавливают. Наблюдения прекращают по истечении времени T .

Для определения оценок показателей надежности по статистическим данным прежде всего необходимо определить характеристики выборки:

$$t = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_i, \quad i=1, \dots, m;$$

$$\delta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (t_i - t)^2}{m-1}};$$

$$V = \delta/t;$$

$$A_s = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (t_i - t)^3 / \delta^3;$$

$$E = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (t_i - t)^4 / \delta^4 - 3.$$

где t — оценка выборочной средней наработки до отказа; m — число наблюдений в выборке; t_i — наработка до отказа i -го объекта; δ — оценка среднеквадратичного отклонения случайной величины t_i ; V — оценка коэффициента вариации; A_s — оценка коэффициента асимметрии; E — оценка коэффициента эксцесса.

Среднюю наработку на отказ T_0 и среднее время восстановления T_B определяют по формуле для t .

В случае известного закона распределения параметр потока отказов ω и гамма-процентный ресурс T_γ рассчитывают по следующим формулам:

для экспоненциального закона распределения

$$\omega = \frac{1}{T_0}, \quad T_\gamma = \frac{1}{\omega} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right);$$

для распределения Вейбулла

$$\omega = \frac{b}{a^b} t^{b-1}, \quad T_\gamma = a \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right)^{1/b},$$

где a и b — параметры закона распределения Вейбулла.

Интервальные (верхнюю и нижнюю) оценки показателей надежности для экспоненциального закона распределения рассчитывают следующим образом:

$$\begin{aligned} 1/\omega_B < T_0 < 1/\omega_H, & \quad \omega_H < \omega < \omega_B; \\ \frac{1}{\omega_B} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right) < T_\gamma < \frac{1}{\omega_H} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right) \end{aligned}$$

Для плана наблюдений [NUT]:

$$\omega_H = \omega \chi^2_{(1-\beta)/2, 2d+2/2d};$$

$$\omega_B = \omega \chi^2_{(1+\beta)/2, 2d+2/2d};$$

для плана наблюдений [NRT]

$$\omega_H = \omega \chi^2_{(1-\beta)/2, 2d/2d};$$

$$\omega_B = \omega \chi^2_{(1+\beta)/2, 2d/2d};$$

где $\chi^2_{p,m}$ — квантиль χ^2 с доверительной вероятностью p и числом степеней свободы m . Определяется по ГОСТ 27.503—81 (с. 46, табл. 7); β — доверительная вероятность для оценки показателей надежности, которую выбирают из ряда: 0,80; 0,90; 0,95; d — число отказов за время наблюдения.

В случае неизвестного закона распределения (непараметрический случай) для плана наблюдений [NUT] точечные оценки показателей надежности рассчитывают по формулам

$$T_\gamma = \left[\sum_{i=1}^m t_i + (N-m)t_m \right] / m.$$

$T_\gamma = \max t_i$, для которого справедливо неравенство

$$n(t_i) + 1/(N+1) \leq 1 - \gamma/100,$$

где $n(t_i)$ — число членов вариационного ряда, предшествующих значению t_i .

Комплексный показатель коэффициента технического использования определяют по формуле

$$K_{т.и} = t_{\text{раб}} / (t_{\text{раб}} + t_{\text{обсл}} + t_{\text{рем}}),$$

где $t_{\text{раб}}$ — суммарная наработка объекта; $t_{\text{обсл}}$, $t_{\text{рем}}$ — суммарное время плановых и неплановых обслуживания и ремонта оборудования.

ГОСТ 20738—75 устанавливает правила расчета коэффициента технического использования восстанавливаемого объекта для распределения с неубывающей интенсивностью отказов.

Ниже приведены примеры расчета показателей надежности.

Пример 1. В результате эксплуатационных испытаний на надежность насоса получены следующие данные:

наработка на отказ изделия t_i : 4020, 3800, 3680, 4310; при этом $m=4$;

$t_{\text{раб}} = \sum t_i = 15810$ ч;

время планового восстановления изделия $t_{\text{пл}}$: 379, 396, 428, 396; при этом

$m_{\text{пл}}=4$;

время непланового восстановления изделия $t_{\text{непл}}$: 38, 26, 46, 31; при этом

$m_{\text{непл}}=4$;

$$t_{\text{обсл}} + t_{\text{рем}} = \sum t_{\text{пл}} + \sum t_{\text{непл}} = 1740 \text{ ч.};$$

закон распределения экспоненциальный, план испытаний [NRT].

Принимая $\gamma=90\%$, $\beta=0,8$, $d=4$, по ГОСТ 27.503—81 находим:

$$\chi^2_{(1-\beta)/2, 2d} = \chi^2_{0,1;8} = 3,49; \quad \chi^2_{(1+\beta)/2, 2d} = \chi^2_{0,9;8} = 13,36.$$

Среднее время безотказной работы:

$$T_0 = \sum_{i=1}^m t_i / m = (4020 + 3800 + 3680 + 4310) / 4 = 3952 \text{ ч.}$$

Среднее время планового ремонта:

$$T_{\text{пл}} = \sum_{i=1}^{m_{\text{пл}}} t_{\text{пл}} / m_{\text{пл}} = (379 + 396 + 428 + 396) / 4 = 399,8 \text{ ч.}$$

Среднее время непланового ремонта:

$$\bar{t} = \sum_{i=1}^{m_{\text{непл}}} t_{\text{непл}} / m_{\text{непл}} = (38 + 26 + 46 + 31) / 4 = 35,2 \text{ ч.}$$

Параметр потока отказов:

$$\omega = 1/T_0 = 1/3952 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1},$$

$$\omega_n = \omega \chi^2_{(1-\beta)/2, 2d/2d} = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 3,49/8 = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1},$$

$$\omega_b = \omega \chi^2_{(1+\beta)/2, 2d/2d} = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 13,36/8 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1}.$$

т. е. справедливо неравенство: $1,1 \cdot 10^{-4} < \omega < 4,2 \cdot 10^{-4}$.

Гамма-процентный ресурс:

$$T_{\gamma} = \frac{1}{\omega} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right) = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-4}} (-\ln 0,9) = 421,5 \text{ ч};$$

$$T_{\gamma n} = \frac{1}{\omega_n} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right) = \frac{1}{1,1 \cdot 10^{-4}} (-\ln 0,9) = 954,5 \text{ ч};$$

$$T_{\gamma a} = \frac{1}{\omega_a} \left(-\ln \frac{\gamma}{100} \right) = \frac{1}{4,2 \cdot 10^{-4}} (-\ln 0,9) = 250 \text{ ч};$$

$$250 < T_{\gamma} < 954,5.$$

Коэффициент технического использования:

$$K_{\text{тн}} = t_{\text{раб}} / (t_{\text{раб}} + t_{\text{обсл}} + t_{\text{рем}}) = 15\,810 / (15\,810 + 1740) = 0,9.$$

Пример 2. При плане наблюдений [NUT] испытано $N=10$ деталей насосов. Нарботки на отказ деталей составили: 1800, 3200, 4800, 6000 ч, при $m=4$; $\gamma=80\%$.

При неизвестном законе распределения определяем средний ресурс и 80%-ный ресурс детали:

$$T = \left[\sum_{i=1}^m t_i + (N - m)t_m \right] / m = (1800 + 3200 + 4800 + 6000 + 10 \cdot 6000) / 4 = 4850 \text{ ч}.$$

$T_{\gamma=80} = 1800$ ч, поскольку только для $t_i = 1800$ ч справедливо неравенство

$$[n(t_i) + 1] / (N + 1) \leq 1 - \gamma / 100.$$

Действительно, $(1+1)/(10+1) < 1-0,8$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 17398—72. Насосы. Термины и определения. Изд. стандартов, 1972. 36 с.
2. Отраслевые каталоги на насосное оборудование. М.: Цинтихимнефтемаш. 1987.
3. Гафт Я. Э., Аношко В. А. Сальниковые уплотнения динамических насосов. М.: Цинтихимнефтемаш. Сер. ХМ-4. 1980. 50 с.
4. Малюшенко В. В., Михайлов Д. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергонздат, 1981. 200 с.
5. Кузнецов О. В., Цибаровский Л. Н. Подбор насосного оборудования. Экспресс-информация. М.: Цинтихимнефтемаш. Сер. ХМ-4, 1981. № 6. 28 с.
6. Инструкция по монтажу компрессоров и насосов. ВСН 394—78. Минмонтажспецстрой СССР. 1978.
7. Берлин М. А. Ремонт и эксплуатация насосов нефтеперерабатывающих заводов. М.: Химия, 1970. 280 с.
8. Покровский Б. В., Рубинов В. Я. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения. М.: Цинтихимнефтемаш. Сер. ХМ-4. 1981. 46 с.
9. ТУ 26-06-1186—78. Насосы динамические. Общие технические условия на капитальный ремонт. ВНИИгидромаш, 1978.
10. Общие технические условия по эксплуатации и ремонту центробежных насосов (ОТУ—78). Волгоград: ВНИКТИнефтехимоборудование. 1978. 180 с.

11. Общие технические условия по эксплуатации и ремонту поршневых и плунжерных насосов (ОТУ—80). Волгоград: ВНИКТИнефтехимоборудование. 1980. 136 с.
12. *Белецкий Д. Г.* Организация ремонта насосного оборудования. М.: Цинтихимнефтемаш. Серия ХМ-4, 1978. 62 с.
13. Номенклатура и нормы расхода запасных частей для насосного оборудования. М.: ВНИИгидромаш, 1976.
14. Система технического обслуживания и ремонта оборудования предприятий химической промышленности. М.: Химия, 1986. 352 с.
15. *Бердичевский Е. И.* К вопросу о ремонтах насосного оборудования. Экспресс-информация. Сер. ХМ-4. М.: Цинтихимнефтемаш, 1965. № 6. 4 с.
16. Правила измерения расхода жидкости и газа стандартными сужающими устройствами РД 50—213—80 (взамен Правил 28—64).

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Балансировка вращающихся узлов динамическая см. Динамическая балансировка
остаточный дисбаланс см. Дисбаланс
статическая см. Статическая балансировка
- Безотказность 84
- Биение
радиальное 184
торцовое 183, 184
- Вакуумметрическая высота всасывания 55
- Вал насоса
дефекты 134
динамического 134 сл.
допустимые отклонения размеров 136—138
методы восстановления 135, 137
объемного 158—160
- Вибрации 99
измерение 118
методы снижения 120 сл.
нормы 119
характеристики 117
- Виброизоляция 121
- Винтовые насосы
двухвинтовые 29, 30
напор и подача 181
нормативы на ремонт 181
одновинтовые 28
трехвинтовые 30
- Вихревые насосы 8, 9, 11, 27
напор и подача 181
нормативы на ремонт 181
- Восстановление узлов и деталей вала и защитных гильз 135, 137
корпуса 130—132
рабочих колес 133, 134
- Выбор насоса
гидравлические параметры 65—66
монтаж и эксплуатация 68, 69
по назначению 64
перекачиваемая среда 66—68
схема установки 65
- Гасители колебаний давления 121, 122
- Гидравлические испытания
корпуса 133
цилиндров 152
- Гидравлические параметры 65, 66
- Давление 53, 54
гидроиспытания корпуса 133
— цилиндров 152
- Демонтаж насосов 123
- Дефектация узлов и деталей 126—128
динамического погружного насоса 202 сл., 206
— химического насоса 210 сл.
плунжерного насоса 218 сл
подшипников качения 138
— скольжения 141
- Дефекты узлов и деталей
классификация 188, 189
металлургические 189, 190
технологические 190
эксплуатационные 190, 191
- Диагональные насосы 8, 11
- Динамическая балансировка
методы 105, 106
на резонансных станках 107, 108
ротора в собственных подшипниках 109
схемы 106, 107
на электронных станках 108, 109

- Динамические насосы**
вал и защитная гильза 134 сл.
вихревые 8, 9, 11, 27, 28
диагональные 8, 11
консольный типа 2К-6, ремонт 192 сл.
корпус 130 сл.
нормативы на ремонт 180, 181
осевые 8, 9, 11
погружной, ремонт 200 сл.
показатели надежности 124
подшипники качения 138 сл.
— скольжения 141 сл.
рабочие колеса 9, 133, 134
резьбовые соединения 147, 148
соединительные муфты 148, 149
схемы 8, 11
— рабочих колес 9
типы 8
требования к узлам и деталям 130 сл.
уплотнения 143 сл.
устройство 7, 8
химические, ремонт 208 сл.
центробежные см. Центробежные насосы
- Дисбаланс**
динамический 105
остаточный 101—103
скрытый 104
статический 101
- Долговечность** 84, 225
- Зазоры (натяги) в сопрягаемых деталях** 192, 198, 215, 223
- Защитные покрытия** 129, 130
- Измерения**
типы 182, 183
средства 185 сл.
- Испытания насоса**
гидравлические 133, 152
приемо-сдаточные 174 сл.
- Кавитационный запас** 54, 55
- Карты ремонта**
вала 200
корпуса насоса 194, 195
кронштейна 197
крышки корпуса 196
полумуфт 201
рабочего колеса 199
- Клапаны** 169, 170
- Коленчатый вал**
дефектация 158, 159
допустимый износ 159, 160
- Контроль**
методы см. Методы контроля средства 185 сл.
формуляры см. Формуляры контроля
- Корпус насоса**
дефекты 130, 150
динамического 130 сл.
допустимые отклонения размеров 131, 132, 150, 151
методы восстановления 130—132, 150
объемного 149—151
- Коэффициенты**
полезного действия 56
сглаживания пульсаций 122
- Крейцкопф**
дефектация 163
допустимый износ 164, 165
- Лопастные насосы, неисправности и способы устранения** 88 сл.
- Маслосистема**
монтаж 73, 74
смена масла 81
- Материалы**
насосов 37 сл.
требования 128, 129
уплотнений 47, 49
- Методы**
балансировки динамической 105, 106
— статической 101 сл.
восстановления валов 135, 137
— корпуса 130—132
— рабочих колес 133
контроля отклонений формы 183
— относительного расположения деталей 183, 184
— резьбовых деталей 184
— шлицевых соединений 184, 185
снижения вибрации и шума 120 сл.
устранения биений 135
центровки 109 сл.
- Многовинтовые насосы** 97—99
- Мощность**
двигателя 56
насоса 55, 56
- Надежность** 83
основные понятия 224 сл.
расчет показателей 231 сл.
сбор и систематизация данных 227 сл.
- Напор** 54
динамических насосов 180, 181
допустимые отклонения 125
объемных насосов 181

- Наработка на отказ
назначенная гарантийная для различных насосов 176, 177
типы 83
- Насосы
балансировка узлов см. Балансировка вращающихся узлов
вибрации 99
— и шум 116 сл.
выбор см. Выбор насоса
демонтаж 123
дефектация 126—128 см. также Дефектация
динамические см. Динамические насосы
защитные покрытия 129, 130
испытания 74—76, 174 сл.
классификация 7 сл.
контроль 78—80
материалы 37 сл.
монтаж 72, 73
объемные см. Объемные насосы
остановка 80, 81
отбраковка 122 сл.
подготовка к пуску 76, 77
присоединение трубопроводов 74
причины неисправностей 88 сл., 95 сл., 97 сл.
пуск 77, 78, 81
разборка 125, 202, 204, 208
сборка 171 сл., 206—208
центровка см. Центровка насосов
- Неисправности насосов
лопастных 88 сл.
поршневых 94 сл.
роторных 97 сл.
- Непараллельность осей 183
Неперпендикулярность осей 183
Несимметричность деталей 184
Неуравновешенность
динамическая 105
методы контроля 102 сл.
остаточная 102, 103
- Объемные насосы
вал 158—160
винтовые см. Винтовые насосы
клапаны 169, 170
корпус 149—151
крейцкопф 163—165
напор и подача 181
нормативы на ремонт 181
подшипники 165 сл.
поршневые см. Поршневые насосы
поршни, штоки 154—156
принцип действия 11, 12
схемы 12
типы 12, 13
- Объемные насосы
уплотнения 157, 158
цилиндры и втулки 151 сл.
шатуны 161—163
шестеренные 27—29
Овальность и конусность 137
Одновинтовые насосы 100
Осевые насосы 8, 9, 11
Остановка насосных агрегатов 80, 81
Остаточная неуравновешенность 102, 103
Остаточный дисбаланс 101 сл.
Отбраковка насосов 122 сл.
Отбраковочная толщина стенки 130
Отказы
классификация 229 сл.
определение 227, 228
понятие 83
- Плоскости исправления и приведения 105
Плунжерный насос, ремонт 216 сл.
Подача 52, 53
динамических насосов 180, 181
объемных насосов 181
Подпор 55, 92
Подшипники
дефектация 165, 166
допустимые зазоры 138, 141, 143, 168, 169
качения 136, 138, 165, 166
скольжения 141 сл., 166, 167
устранение неисправностей 142
- Полезная удельная работа 54
Поршневые насосы
гидроприводные 35—37
дозировочные 31, 32
напор и подача 181
неисправности и способы устранения 95 сл.
нормативы на ремонт 181
паровые 32—34
пневмо-газоприводные 34, 35
уход 82
- Поршни, штоки, плунжеры
дефектация 154
допустимый износ 154—156
методы восстановления 155, 156
- Пуск насосных агрегатов 76—78, 81
- Работоспособность 83
Рабочие колеса
допустимые отклонения размеров 133, 134
методы восстановления 133
- Разборка насоса 125, 202, 204, 208
Растворы травильные и моечные 126

Регулирование характеристик насоса изменением частоты вращения 62
— параллельным соединением 63
— с помощью направляющего аппарата 62
— последовательным соединением 63, 64
сети 60 сл.
— байпасированием (перепуском) 61, 62
— дроссельное 61, 62
Резьбовые соединения
восстановление 147, 148
методы контроля 184
Ремонт насосов
динамического консольного 192 сл.
— погружного ЭЦВ 200 сл.
— химического 208 сл.
плунжерного 216 сл.
Ремонтопригодность 84
Ремонты
аварийный 83
капитальный 179, 182
неплановый 83
нормативы 180, 181
организация 177, 178
планово-предупредительный 85, 86
плановый 83
текущий 178, 179
Ресурс 84
Роторные насосы
многовинтовые 97—99
неисправности и способы устранения 97 сл.
одновинтовые 100
уход 82
Сальниковые уплотнения
замена набивки 81
набивка сальников 41—43, 143, 144
уход и обслуживание 93, 97
штоков и плунжеров 157, 158
Сборка насосов 171 сл., 206—208
Средства контроля и измерений
интервалы измерений 188
погрешности 188
типы и виды 185—187
Станки балансировочные 105
резонансные 106, 107
электронные 106, 108, 109
Статическая балансировка
методы 101 сл.
схема 102
 типовые процессы 103, 104
Стеклопластики для насосов 39, 40

Схема(ы)
балансировочного станка 107
динамической балансировки ротора 107
измерения шума и вибрации 118
насосной установки 53
статической балансировки ротора 102—104
уплотнений 48—50
центровки по полумуфтам 111

Типы перекачиваемых сред 66—68
Техническое обслуживание 83, 85
ежесменное 86, 87
периодическое 87, 88
Толщина изношенного слоя 224
Торцовые уплотнения
двойные 44—46
материалы пар трения 144, 145
одинарные 43, 44
опрессовка 146, 147
сборка и монтаж 146
эксплуатация 94
Трубопроводы, присоединение к насосам 74

Уплотнения
для агрессивных и высокоагрессивных жидкостей 50—52
материалы 47, 49
для нейтральных и слабоагрессивных жидкостей 46 сл.
размеры 51, 52
сальниковые см. Сальниковые уплотнения
схемы 48—50
торцовые см. Торцовые уплотнения
Удельная работа 54
Уровень
вибрационной скорости 117, 118, 120
звуковой мощности 116, 117, 120

Формуляры контроля
биения ротора 209
выработки плунжера 224
зазоров 215, 223
подшипников 209
шатунного болта 222
шеек коленчатого вала 216, 217
шек коленчатого вала 217
Фундаменты
выверка 70, 71
подготовка 69

Характеристики насосов
вибрационные и шумовые 116, 117
кавитационная 59
коэффициентная 59
лопастных 57—59
напорная 57
объемных 57, 58
относительная 59
рабочая часть 57
регулирование см. Регулирование характеристик
сети 59
Химические насосы 22 сл., 41

Центробежные насосы
вертикальные 15, 16
вихревые 27, 28
герметичные 26, 27
горизонтальные 16, 17
грунтовые 21, 22
конденсатные 17 сл.
консольные 14, 15
напор и подача 181
нормативы на ремонт 180, 181
питательные 20, 21
погружные 16 сл.
химические 22 сл., 41
схемы 7, 8
— подводов 8
— рабочих колес 9
— отводов 10

Центробежные насосы
схемы уплотнения 10, 11
Центровка насосов
валов 72
методы 109
по полумуфтам 109 сл.
с помощью трех индикаторов
114—116
— — скобы и щупа 113, 114
схемы 111, 112, 114, 115
Цилиндры и цилиндрические втулки
дефектация 151
допустимый износ 152, 153
гидроиспытания 152
методы восстановления 153, 154

Шатуны
дефектация 161
допустимый износ 161—163
зазоры в подшипниках 169
Шероховатость поверхности 137, 139
Шестеренные насосы
напор и подача 181
нормативы на ремонт 181
принцип действия 27—29
Шлицевые соединения, методы контроля 184, 185
Шум
контроль и измерение 117, 118
нормы 119, 120
методы снижения 120 сл.
характеристики 116

Справочное издание

Рахмилевич Зиновий Залманович

*Насосы
в химической
промышленности*

Редактор *Р. Е. Миневич*
Художник *А. Я. Михайлов*
Художественный редактор *Л. А. Леонтьева*
Технический редактор *В. В. Лебедева*
Корректор *М. В. Черниковская*

ИБ № 2325

Сдано в набор 04.08.89. Подписано в печать 19.11.89.
Т-10546. Формат бумаги 60×88^{1/16}.
Бумага офс. № 2. Гарнитура Литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,7.
Усл. кр.-отт. 14,7. Уч.-изд. л. 15,83.
Тираж 12 450. Заказ 1261. Цена 1 р. 10 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Химия».
107076, Москва, Стромынка, 21, корп. 2.

Московская типография № 11
при Государственном комитете СССР по печати.
112105, Москва, Нагатинская ул., д. 1.