

ЛЕКЦИЯ 14

Центробежные насосы

Напор насоса (энергия, отнесенная к единице веса перекачиваемой им жидкости в единицу времени) представляет собой разность полных напоров в поперечных сечениях выходного и входного патрубков

$$H = (Z_{\text{ВЫХ}} - Z_{\text{ВХ}}) + \frac{P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{ВЫХ}}^2 - V_{\text{ВХ}}^2}{2g},$$

и выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости. Здесь ρ - плотность жидкости. При этом полезная мощность насоса (или мощность потока жидкости на выходе из него) находится по выражению

$$N_n = \rho g H Q$$

Мощность насоса, подведенная к его валу, определяется по зависимости

$$N = M \cdot \omega,$$

где M и ω - крутящий момент, приложенный к валу, и его угловая скорость.

Отношение этих мощностей представляет собой полный КПД насоса

$$\eta = \frac{N_n}{N}.$$

Конструкция насоса и установка для его испытаний.

Насос (рис.3.1) представляет собой наиболее распространенную конструктивную схему одноступенчатых насосов консольного типа с односторонним входом.

Основные элементы насоса: крышка корпуса 1, выполненная заодно со всасывающим патрубком; корпус 2, выполненный заодно со спиральным отводом, выходным диффузорным патрубком и корпусом сальника; рабочее колесо 3,

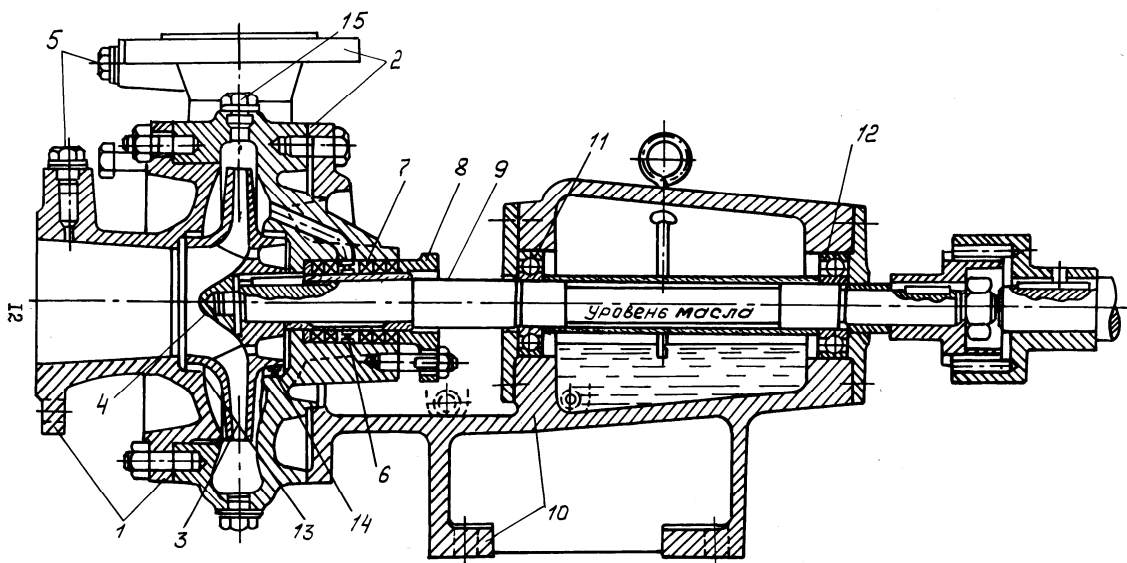


Рис.3.1. Конструкция центробежного насоса консольного типа

закрепленное с помощью гайки 4 на валу 9, опорами которого служат подшипники 11 и 12, установленные в опорной стойке 10.

Во фланцах входного и выходного патрубков имеются закрытые пробками 5 сверления для подключения манометров. Необходимая герметизация вала при выходе из корпуса обеспечивается с помощью сальникового уплотнения, состоящего из сальниковой набивки 7, кольца гидрозатвора 6 и крышки 8.

Жидкость, поступающая под давлением по каналу в корпус к гидрозатвору, охлаждает сальник и препятствует подсосыванию воздуха по валу насоса в его внутреннюю полость и на вход в рабочее колесо через разгрузочные отверстия в основном диске. Последние предназначены для частичной разгрузки ротора (колеса с валом) от осевого усилия.

Переднее и заднее щелевые уплотнения рабочего колеса обеспечиваются с помощью сменных колец 13 и 14, устанавливаемых на рабочем колесе в передней крышке и корпусе насоса. В верхней его части имеется закрытое пробкой 15 от-

верстие, предназначенное для заливки насоса перекачиваемой жидкости перед пуском.

При вращении вала с рабочим колесом находящаяся в его межлопаточных каналах жидкость, благодаря динамическому взаимодействию с лопастями колеса и центробежными силами, перемещается от его центральной части к периферии и поступает в спиральный отвод – в напорный трубопровод. Давление на входе в рабочее колесо при этом понижается, что создает условия для поступления жидкости из высасывающего трубопровода в насос.

Общие сведения о роторных гидромашинах

Под роторными гидромашинами понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Роторные гидромашинны имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). Ротором называется основной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. Статор — рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. Замыкатель — рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в рабочих камерах (пространство объемной гидромашинны, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости).

Рабочий цикл гидромашинны состоит из следующих рабочих процессов: в насосах — всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах — нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется при помощи распре-

делительных устройств, которые могут быть торцовыми, цапфенными, клапанными и клапанно-щелевыми.

Роторные гидромашины разделяют по возможности регулирования рабочего объема — на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости — с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, — одно-, двух- и многократного действия; по конструкции рабочих элементов — на шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Роторные гидромашины, кроме машин с клапанным распределением, в принципе могут быть обратимыми (насосомоторами), т. е. могут работать в режиме как насоса, так и гидромотора.

Условные графические обозначения насосов и гидромоторов в схемах приведены в ГОСТ 2.782—68*.

Основные параметры насосов и гидромоторов Номинальные подачу насоса, расход жидкости гидромотора, коэффициент подачи, гидромеханический и полный КПД, номинальные мощность и вращающий момент определяют при номинальных давлении (для насосов) или перепаде давлений (для гидромоторов), частоте вращения и рабочем объеме. Номинальные значения параметров, кроме номинального давления, приводят с допускаемыми отклонениями.

Характеристикой гидромашины называют функциональную зависимость между ее определенными параметрами при неизменных других параметрах. Характеристики гидромашин приводятся аналитически, в таблицах или чаще в виде диаграмм. Функциональные зависимости и параметры гидромашин (за исключением рабочего объема и давления) приводятся с указанием температуры рабочей жидкости, значения кинематической вязкости и Давления на входе в насос или на выходе гидромотора.

Для насосов при постоянной частоте вращения определяют функциональные зависимости

$$\begin{aligned} Q &= f(p); N_{\pi} = f(p); \\ K_Q &= f(p); \eta = f(p), \end{aligned}$$

Для гидромоторов определяют функциональные зависимости

$$\begin{aligned}n &= f(Q); n = f(\Delta p); M = f(n); \\ \eta_{г. м} &= f(n); \eta = f(n),\end{aligned}$$

при этом зависимость частоты вращения n от расхода Q строят при постоянных значениях перепада давлений Δp (скоростная характеристика); зависимость частоты вращения n от перепада давлений Δp — при постоянных значениях расхода Q ; зависимости вращающего момента M , гидромеханического КПД и общего КПД от частоты вращения — при постоянных значениях перепада давлений Δp .

Под рабочим объемом V насоса или гидромотора понимается разность наибольшего и наименьшего значений объемов всех рабочих камер за один оборот его вала. Чем больше рабочий объем, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала. Чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот.

При конструировании рабочие объемы V гидромашин определяют по формуле

$$V = V_k z i,$$

где V_k — объем рабочей камеры, рассчитанный по ее геометрическим размерам, см^3 ; z — число рабочих камер; i — число рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала.

Формула (3.3) конкретизируется для отдельных типов гидромашин.

Номинальным рабочим объемом V_n называется расчетное значение рабочего объема насоса или гидромотора, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда. Ряд номинальных рабочих объемов насосов и гидромоторов устанавливает ГОСТ 13824—80. Отклонение действительных значений номинальных рабочих объемов от установленных в этом ряду не должно быть более $\pm 3\%$. Номинальные рабочие объемы являются главными параметрами, по которым строятся типоразмерные ряды насосов и гидромоторов.

Номинальным давлением $P_{ном}$ гидромашины (на выходе насоса и на входе гидромотора) называется наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором гидромашинка должна работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм. Ряд номинальных давлений устанавливает ГОСТ 12445—80. Номинальное давление гидромашин достигает 32 МПа, а в отдельных случаях и выше.

Максимальное давление дренажа насоса или гидромотора — это наибольшее значение давления рабочей жидкости во внутренней полости их корпуса. Это давление указывают для насосов и гидромоторов, конструктивной схемой которых предусмотрен отвод наружу объемных потерь из корпуса гидромашины.

Перепад давлений — разность между давлениями рабочей жидкости на выходе и входе насоса, входе и выходе гидромотора.

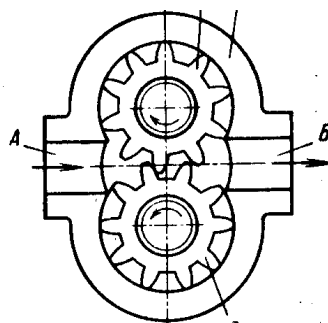
Под номинальным перепадом давлений гидромотора понимается разность между номинальным давлением на входе в гидромотор и минимальным давлением на выходе из него. При работе гидромотора с номинальным перепадом давлений обеспечивается его эксплуатация в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Шестеренные насосы и гидромоторы

Шестеренным называется роторный насос с рабочими звеньями в виде шестерен (зубчатых колес), обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передающих вращающий момент. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем.

На рис. 3.3, а показана конструкция шестеренного насоса. В расточках корпуса 2 размещены ведущая шестерня 1 и ведомая 3, находящиеся в зацеплении. Шестерни имеют одинаковые модули и число зубьев. Корпус является статором, ведущая шестерня ротором, а ведомая — замыкателем. В насосе имеются вал 7, ось

6 и боковые крышки 4 и 5. Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями корпуса, двух боковых крышек и зубьев шестерен. Корпус 2 имеет полость всасывания А и нагнетания Б.



Принцип работы шестеренного насоса следующий. В насосе полость всасывания расположена с той стороны, где зубья шестерен выходят из зацепления. При вращении вала и ведущей шестерни, например, по часовой стрелке, в полости всасывания А создается разрежение, так как при выходе из зацепления зубьев шестерен объем полости увеличивается. Под действием перепада давлений рабочая жидкость заполняет освободившееся пространство в полости А. Так происходит процесс всасывания. После этого каждая из шестерен перемещает в противоположных кольцевых направлениях рабочую жидкость, находящуюся во впадинах зубьев, из полости А в полость Б. Происходит процесс вытеснения (нагнетания), при котором встречные объемы жидкости сначала соединяются в полости Б, а затем жидкость вытесняется из полости Б на выход насоса зубьями шестерен, входящими в зацепление.

Обычно не вся жидкость вытесняется из полости нагнетания. Часть жидкости по радиальным зазорам (между расточкой корпуса и наружным диаметром шестерни), торцовым зазорам (между торцами шестерен и боковых крышек) и в местах зацепления перетекает в полость всасывания, а часть ее запирается при зацеплении шестерен во впадинах между ними. Так как зацепление зубьев происходит на длине, большей одного шага, то сначала осуществляется сжатие запертого объема жидкости (рис. 3.4) на участках АВ и ВС вследствие уменьшения объема между соседними изгибами, а во второй половине происходит расширение на участках ВС и CD.

При малых зазорах в зацеплении и хорошем контакте между зубьями давление жидкости в запертом объеме резко увеличивается, что может привести к поломке насоса. Для устранения резкого увеличения давления (для разгрузки) предусматривают специальные разгрузочные канавки. Например, в боковых крышках втулок (см. рис. 3.5) и в других местах, которыми запертый, объем жидкости соединяется с полостями А или Б. Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0 = \pi D_n h b = 2\pi m^2 z b,$$

где D_n — начальный диаметр шестерни; $D_n = mz h$ — высота зуба; $h = 2m$; m — модуль зубьев; z — число зубьев шестерни; b — ширина венца шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев. Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерен следует выбирать меньшим ($z = 6 \dots 16$), а модуль большим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной $b = (3 \dots 6) t$.

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, постоянные, то шестеренные насосы являются нерегулируемыми.

В расточках корпуса 1 (рис. 3.5) размещены две шестерни 8 и 11, которые через шпонки 6 связаны с ведущим валом 3 и осью 5.

В осевом направлении шестерни фиксируют на валу и оси пружинными кольцами 4. Посадка колес на валу и оси допускает возможность самоустановки их относительно сопряженных торцовых поверхностей втулок 2, одновременно выполняющих роль подшипников скольжения.

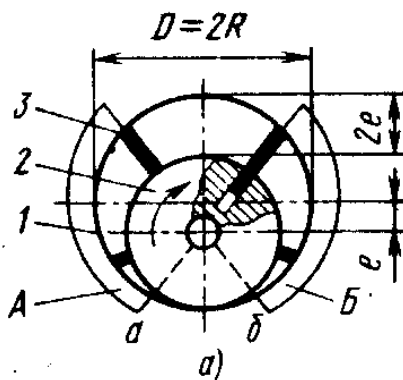
Корпус 1 имеет крышки 7 и 9. В крышке 9 установлена уплотнительная манжета 10 для предотвращения утечек по валу 3. В валу и оси выполнены отверстия Е, а на крышке — канавки Ж для отвода утечек во всасывающую линию. Для исключения запирания рабочей жидкости в замкнутых объемах на торцовых поверхностях втулок 2 со стороны рабочих камер выполнены разгрузочные канавки Г. По-

лость А по сравнению с полостью Б выполнена большего диаметра с целью улучшения условий всасывания.

Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатым называется роторный насос с рабочими звеньями-замыкателями в виде пластин.

На рис. 3.6, а показана схема пластинчатого насоса однократного действия. Насос состоит из статора 1, ротора 2, в пазах которого помещены пластины 3. Статор расположен эксцентрично ротору (e —эксцентриситет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее А и нагнетающее Б.



Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями статора, ротора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Принцип работы насоса следующий. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору как пружинами, так и под действием центробежных сил. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной осевой линии, сообщаются со всасывающим окном А. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит процесс всасывания. В зоне перемычек между окнами объемы рабо-

чих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной осевой линии, сообщаются с нагнетающим окном Б. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно Б на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия

$$V_0 = 2e(2\pi R - zs)b,$$

где e — эксцентриситет; R — радиус ротора; g — число пластин; s — толщина пластины; b — ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

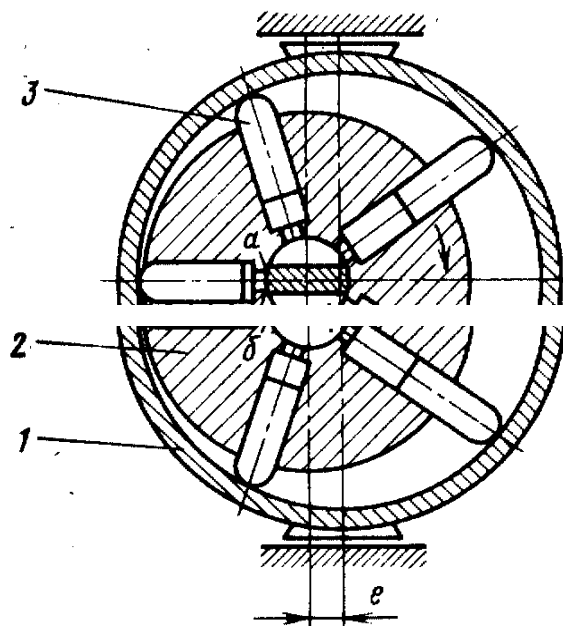
Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6). Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 3.7). При вращении ротора 2 по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания.

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно к оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° .

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 3.10. Статор 1 расположен эксцентрично относительно ротора 2 (e — эксцентриситет). В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся

поршни 3, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора.



Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным золотниковым распределителем 4, в котором А — всасывающая и Б — нагнетающая полости, аб — перемычка. Вал 5 жестко соединен с ротором 2.

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение — они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя 4. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью А. Так как объемы этих рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек аб цапфенного распределителя поршни не совершают поступательное движение и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания Б. Поршни в этих камерах перемещаются в

направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

При необходимости увеличения рабочего объема используют радиально-поршневые насосы многократного действия, в которых за один оборот вала происходит несколько рабочих циклов.

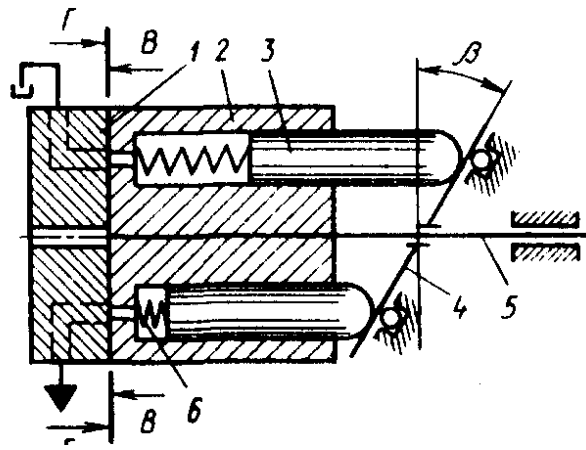
Рабочий объем радиально-поршневого насоса однократного действия

$$V_0 = S_{\square} h z k = 2 S_{\square} e z k,$$

Аксиально-поршневые насосы; и гидромоторы

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора разделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы (рис. 3.14). Поршни 3 связаны с наклонным диском 4 точечным касанием (рис. 3.14, а) или шатуном 7 (рис. 3.14, б). Блок 2 цилиндров с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна А и Б. Для обеспечения движения поршней во время всасывания применяют принудительное ведение поршней через шатун 7 (рис. 3.14, б), а для поршней с точечным касанием — цилиндрические пружины 6 (рис. 3.14, а).



Принцип работы насоса следующий. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение; они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят рабочие процессы всасывания и нагнетания. При вращении вала, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном А. Поступательное движение поршней в этих камерах происходит в направлении от распределительного диска. При этом объемы камер увеличиваются, и жидкость под действием перепада давлений заполняет их. Так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетающим окном Б. При этом поршни перемещаются по направлению к распределительному диску и вытесняют жидкость из рабочих камер.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

$$V_0 = S_n h z = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \beta,$$

где S_n —площадь поршня; h —максимальный ход поршня; $h=D \operatorname{tg} \beta$; z — число поршней; d_n — диаметр поршня; D — диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке; β — угол наклона диска.

Из выражения (3.36) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона диска. Изменяя угол наклона диска, можно изменять рабочий объем насоса. Чем

больше угол наклона β , тем больше рабочий объем насоса. Предельно допустимый угол наклона диска не превышает обычно 25° .

Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (3.6).

В насосе с наклонным блоком (рис. 3.15, а) поршни 3 расположены в блоке 2 цилиндров и шарнирно соединены шатунами 7 с фланцем 4 вала 5. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна А и Б. Карданный механизм 6 осуществляет кинематическую связь вала 5 с блоком 2 цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение — вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания. При вращении блока цилиндров, например, по часовой стрелке (сечение В—В), рабочие камеры, находящиеся слева от вертикальной оси распределительного диска, соединяются со всасывающим окном А. Поршни перемещаются в этих камерах в направлении распределительного диска. При этом объемы рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость под действием перепада давлений в рабочих камерах заполняет их; так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры, находящиеся справа от вертикальной оси распределительного диска, соединяются с нагнетательным окном Б. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении распределительного диска и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход насоса.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

$$V_0 = S_{\pi} z h = \frac{\pi d_{\pi}^2}{4} z D \sin \beta,$$

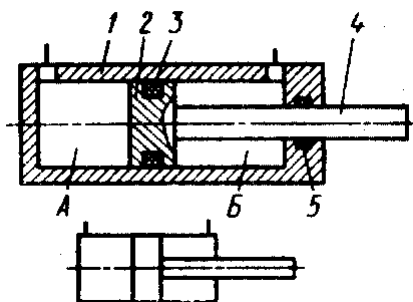
Теоретическую подачу насоса рассчитывают по формуле (3.6) Из теории карданных механизмов известно, что одинарный карданный вал (рис. 3.16, а) — излом вала в одном месте — создает значительную неравномерность частоты вращения n_2 ведомого вала блока цилиндров (n_1 — частота вращения ведущего вала). Неравномерность вращения блока цилиндров вызывает дополнительные нагрузки на поршни из-за опережения или отставания блока цилиндров от фланца вала и

на самом карданном валу из-за появления инерционных сил от ускорений блока цилиндров. Это и ограничивает частоту вращения вала таких гидромашин до 500 об/мин. Наиболее совершенным является двойной карданный вал (рис. 3.16, б). При его применении неравномерность частоты вращения n_3 ведомого вала практически не наблюдается.

Осевая сила давления жидкости на поршни через шатуны передается на фланец вала насоса, где возникает вращающий момент. Этот момент составляет основную часть подводимого от приводящего электродвигателя момента. Другая, значительно меньшая, часть момента передается двойным карданным валом на преодоление сил трения поршней, блока цилиндров и распределительного диска и инерции при ускорении и замедлении вращения блока цилиндров. Поэтому двойной карданный вал в этой схеме насоса называют несильным. Поперечные изгибающие силы на поршни насоса не действуют.

Гидроцилиндры

Общие сведения. Гидроцилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры разделяют на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.



Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком (рис. 3.21). В цилиндри-

ческой расточке корпуса 1 (рис. 3.21, а) находится поршень 2, жестко соединенный со штоком 4. Цилиндр имеет две полости: поршневую Л — часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую Б — часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца 3 и 5.

Принцип работы поршневого гидроцилиндра следующий. При соединении поршневой полости А с напорной линией поршень 2 со штоком 4 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости Б. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость 5 поршень со штоком под действием силы давления перемещается в противоположном направлении.

Поршневые цилиндры разделяют по следующим признакам;

по направлению действия рабочей жидкости — на цилиндры одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков — на цилиндры с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена — на цилиндры с подвижным штоком и подвижным корпусом.

В цилиндре одностороннего действия (рис. 3.21, б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость А, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. В обратном направлении поршень со штоком перемещается под действием внешних сил, например, силы пружины б, силы тяжести (веса) и т. д. В цилиндрах двустороннего действия (рис. 3.21, а, в и г) имеются две рабочие полости: поршневая А и штоковая Б. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня. Обычно выходным звеном цилиндра является шток (рис. 3.21, а, б и в), редко—корпус (рис. 3.21, г). В последнем случае шток цилиндра жестко прикрепляют к объекту, а подвод и отвод рабочей жидкости производится либо через полые штоки, либо при помощи рукавов. Принцип работы цилиндров с подвиж-

ным корпусом следующий. При соединении штоковой полости Б с напорной линией корпус 1 цилиндра движется под действием силы давления рабочей жидкости вправо, и одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости А в сливную линию.

Для цилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $P_{ном}$ (МПа); диаметр поршня D (мм) — главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров; диаметр штока d (мм); ход поршня L (мм) и масса m (кг) цилиндра. Ряды нормальных диаметров поршней и штоков гидроцилиндров устанавливает ГОСТ 6540—68.

Расчет основных параметров. Рабочие площади $S_{п}$ (м²) поршней цилиндров определяют по формулам:

$$S_{п} = \pi D^2 / 4;$$

со стороны поршневой полости для цилиндров с односторонним штоком (см. рис. 3.21, а и б) со стороны штоковой полости для цилиндров с односторонним (см. рис. 3.21, а) и двусторонним (см. рис. 3.21, в и г) штоками при условии равенства диаметров правого и левого штоков

$$S_{2п} = \pi (D^2 - d^2) / 4.$$

Теоретическое усилие (H) на штоке без учета сил трения и инерции

$$F = \Delta p S_{п},$$

где Δp — перепад давлений в рабочих полостях, Па.

При работе цилиндра на штоке развивается сила $F_{факт}$, которая преодолевает статическую (теоретическую) нагрузку $F_{ст}$, силу трения в конструктивных элементах $F_{тр}$ и силу инерции $R_{ин}$:

$$F_{факт} = F_{ст} + F_{тр} + R_{ин}.$$

Сила трения зависит от вида уплотнения. Для цилиндра с резиновыми уплотнениями

$$F_{тр} = f \pi D b \sigma_{кз},$$

где f — коэффициент трения скольжения ($f = 0,1 \dots 0,2$); b — ширина контактного пояса уплотнения; V_k — контактное напряжение; γ — число колец.

Сила инерции движущихся частей возникает при ускорении и замедлении движения штока. В общем случае

$$R_{ин} = ma,$$

где m — масса движущихся частей, приведенная к штоку, включая массу рабочей жидкости; a — ускорение.

При равномерном движении штока цилиндра сила инерции равна нулю.

Фактическое усилие на штоке цилиндра

$$F_{факт} = F\eta_{мех},$$

где F — теоретическое усилие; $\eta_{мех}$ — механический КПД.

Расчетную скорость v (м/с) штока без учета утечек рабочей жидкости определяют по формуле

$$v = Q/S_{ш} = 4Q/(\pi D^2),$$