



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Факультет Автоматизация, мехатроника и управление
Кафедра Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы

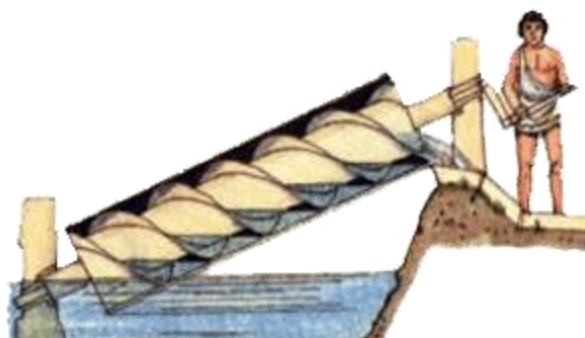
Лекции по дисциплине
«Объемные гидромашины и гидропередачи»

Составители: доцент, к.т.н. Фридрих Р.А.
 доцент, к.т.н. Полешкин М.С.

г.Ростов-на-Дону,
2022г.

История возникновения и развития гидромашин

Появление и развитие машин насосного типа связано непосредственно с развитием человеческого общества. Использование воды, столь необходимой для жизни и деятельности человека, вынуждало искать пути и средства механизации для ее транспортирования.

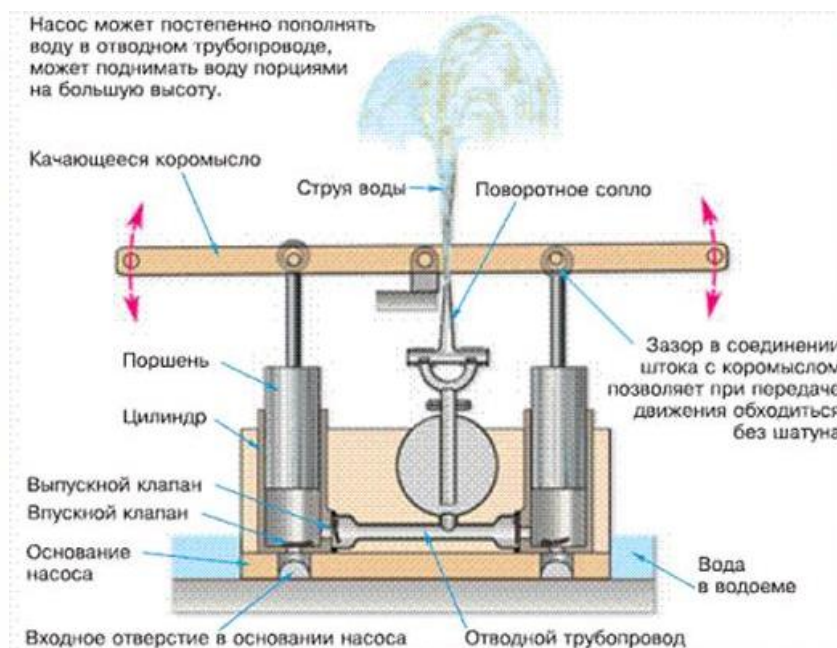


Первые подобию гидравлических машин появились за много лет до нашей эры. Освоение плодородных земель, которые, в большинстве своем, находились выше уровня воды в близлежащих водоемах, и снабжение водой поселений сподвигло человека на создание различных водоподъемных конструкций.

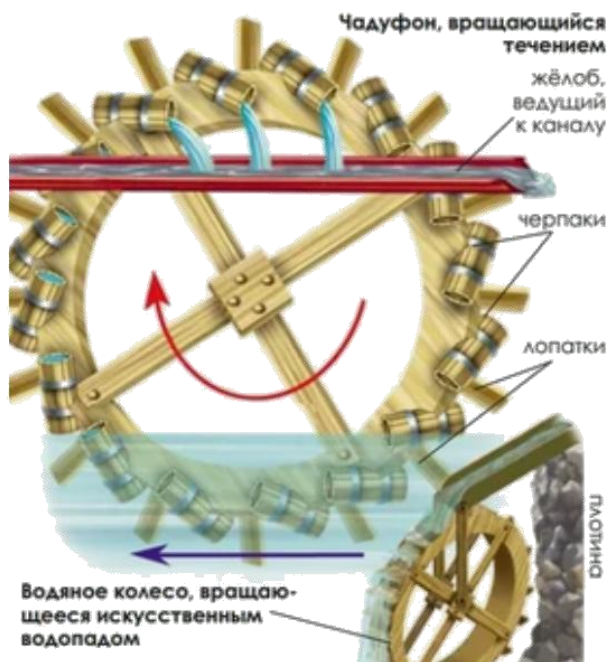
Самым известным механизмом из тех времен является водоподъемное колесо, способное поднимать на высоту до 4 метров до 10 м³ жидкости за час. В Каире, в 1700 году до нашей эры, для того, чтобы поднимать воду из 90 метрового колодца использовали конструкцию из цепи с прикрепленными к ней ковшами. Можно вспомнить и винт Архимеда, который использовали для орошения земель за 250 лет до нашей эры. Он представлял собой наклонный вал с винтом, вращающийся в полый трубе или полуоткрытом лотке.

Первые насосы

Создателем первого насоса нередко называют древнегреческого механика Ктесибия, который творил во II-I веках до нашей эры. В частности считается, что построен был насос 140-х годах до н.э.



Агрегат был сделан из бронзы и имел все составляющие современного насоса поршневого, то есть клапаны, цилиндры, плунжер и его эксцентриковый привод. Служил он для тушения пожаров.



Наряду с поршневыми насосами на ранней стадии развития гидромашин широко использовались различные гидроподъемники: журавли, ворота, нории, ковшовые колеса и др. Прототип **мельничного колеса** — **водочерпальное колесо, чадуфон**, который появился ещё в **V в. до н. э.** в Египте, Китае и Индии.

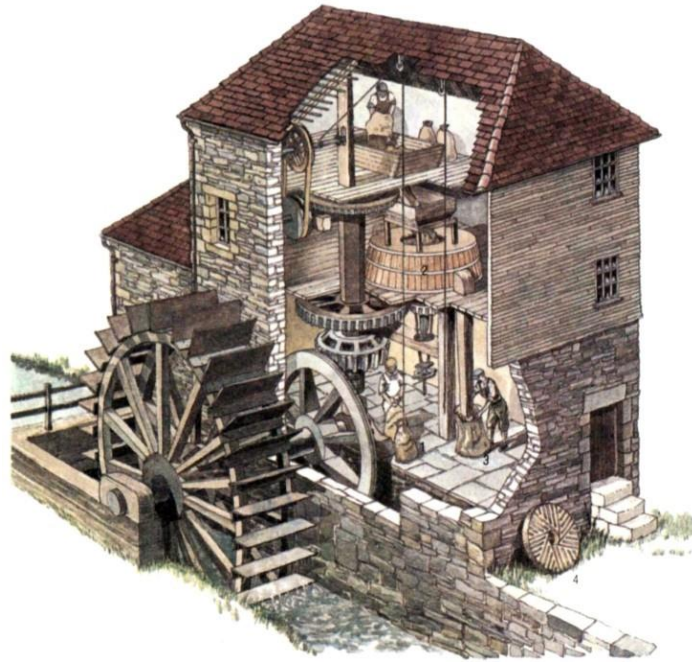
«Сила» воды часто использовалась человеком, как естественный источник энергии, в виде **гидродинамических машин**, т.е. за счет скоростного напора потока рек и вращающихся лопастных колес. Водяная мельница появилась во II в. до н. э. (использовалась до начала XX в), но этот тип машин, подробно мы рассмотрим на другой дисциплине.

Подытожив этот период во времени, можно сказать, что все эти гидравлические машины с небольшой подачей могли обеспечивать потребности в воде *мелких ремесленных производств*.

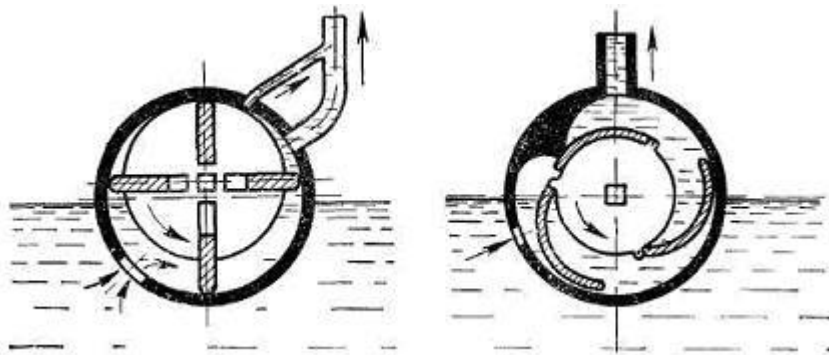
С развитием же массового производства, мощности было недостаточно, как и знаний, поэтому новый виток технологического прорыва в области гидромашин, пришелся на эпоху просвещения.

Сформулировав законы гидравлики и накопив много знаний, человек приблизился к новым типам гидромашин – насосам большой производительности и мощности. Однако, отсутствие мощного приводного двигателя здорово тормозило процесс.

По этой причине в течение еще пары тысячелетий водоподъемные агрегаты почти не изменились. И только в XVI-XVIII веках, когда на различных мануфактурах начали использовать в качестве двигателя водяное колесо, а позже и паровые машины, дело сдвинулось с мертвой точки.



Требования к насосам и условия их применения становились более разнообразными. Кроме поршневых, стали создавать насосы вращательного действия для напорной подачи жидкой среды в больших объемах.



Кто же были эти великие ученые, знания которых позволили создать современные машины? Прежде всего это были математики и физики:

Гидравлический пресс Брами

С развитием промышленности росло производство металла, подстёгивая развитие металлообработки. Ещё в начале XVI в. появились кузнечные молоты с приводом от водяного колеса, а в конце XVIII в. для них приспособили паровые машины. Но паровые молоты производили страшный шум и сотрясения повреждали окружающие постройки, поэтому их нельзя было устанавливать в городах. Необходимо было создать кузнечную машину, воздействующую на металл не ударом, а энергией статического давления. Такой машиной стал гидравлический пресс, придуманный английским изобретателем Джозефом Брама в 1795 г. для отжима масла и винограда.



Пресс Браммы 1795 г. в английском Музее техники, г. Шеффилд

Идея столетней давности

Действие всех **гидравлических прессов** основано на **законе гидростатики** знаменитого французского физика Блеза Паскаля, опубликованном ещё в 1663 г. Изучая **барометр** Торричелли и свойства **атмосферного давления**, Паскаль пришёл к выводу, что **давление в жидкости или газе передается во все стороны с одинаковой силой**. Именно этим объясняется действие барометра: атмосферное давление давит на ртуть в открытом сосуде сверху, а ртуть поступает в трубку снизу, потому что давление атмосферы в ртути распространяется во все стороны, в том числе и вверх, поднимая ртуть в трубку.



Блез Паскаль



Опыт Паскаля, доказывающий равномерное распределение давления в жидкости. При давлении на крышку наполненной водой бочки вода равномерно просачивается из всех щелей

Действие открытого им закона Паскаль продемонстрировал на ряде опытов и сформулировал принцип действия гидравлического пресса. Рабочим телом в гидравлическом прессе могла быть только **жидкость**, потому что жидкости почти не сжимаются под давлением и способны передавать поршню силу воздействия давления в полном объёме.

Больше ста лет потребовалось, чтобы построить придуманный Паскалем гидравлический пресс. Никак не удавалось обеспечить **герметичность** (непроницаемость) между **поршнем** и стенками **цилиндра**, чтобы при сдавливании поршня жидкость не просачивалась в пространство над поршнем. Зазоры между поршнем и стенками цилиндра не позволяли создать в цилиндре нужного давления.

«Волшебное» кольцо

В середине 1790-х гг. за создание гидравлического пресса взялся лондонский краснодеревщик Джозеф Брама, уже прославившийся созданием сейфового замка. Но и ему, мастеру, пользовавшемуся высокоточными инструментами, не удалось точно подогнать поршень к цилиндру. Браме помог будущий знаменитый изобретатель Генри Модели. Он придумал **самоуплотняющуюся манжету** — проложенное между цилиндром и поршнем кольцо из прочной кожи, обод которого в разрезе напоминал перевёрнутую букву U. Жидкость, под давлением поступающая в цилиндр, по закону Паскаля давила во все стороны, распирала обод кольца и прижимала боковинки U к поверхностям цилиндра и поршня, обеспечивая полную герметичность между ними.

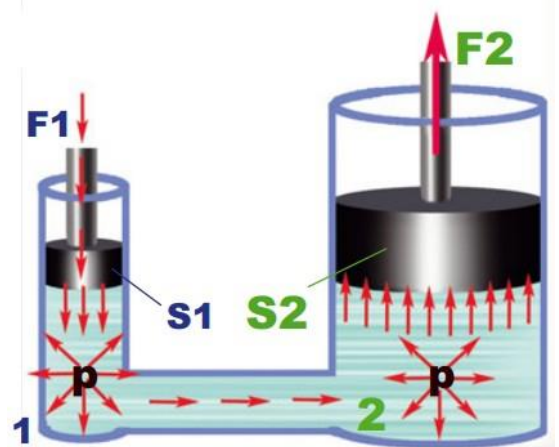
Джозеф Брама



Принцип действия гидравлического пресса

Цилиндрический сосуд малого диаметра (1) и сообщающийся с ним цилиндрический сосуд большого диаметра (2) наполняются жидкостью и закрываются поршнями площадью S_1 и S_2 . При сдавливании малого поршня S с силой F жидкость, не сжимаясь, поднимает большой поршень S в сообщающемся цилиндре. По закону Паскаля давление в жидкости передаётся в любую точку с равной силой, значит, сила F_2 , поднимающая большой поршень, больше силы F , воздействующей на малый поршень, потому что из-за большей

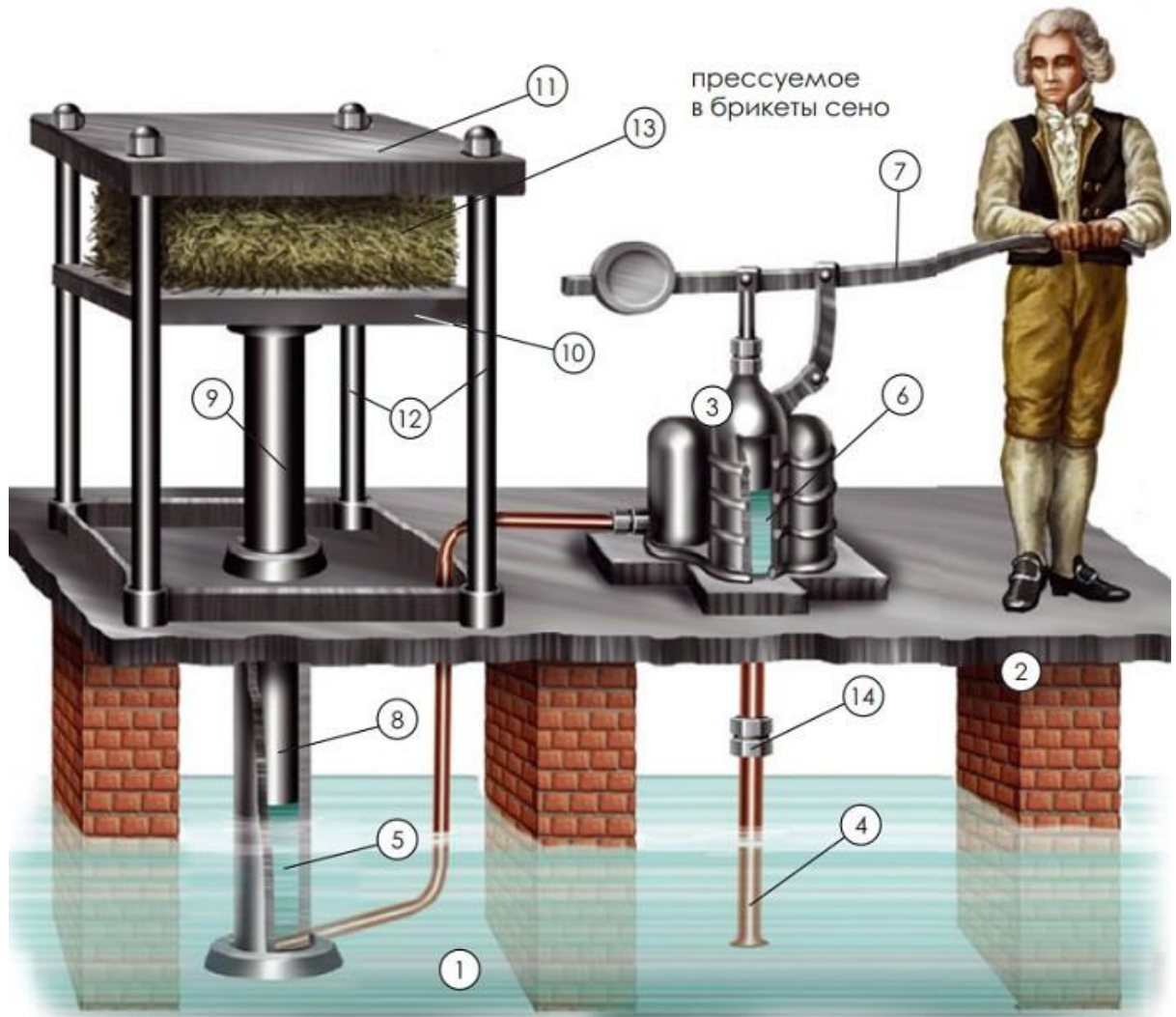
площади у большого поршня больше точек, на которые с равной силой воздействует давление жидкости, чем у малого поршня. Давление p жидкости в поршневом цилиндре равняется отношению силы воздействия F к площади поршня S : $p = F/S$. Отсюда следует: $F = pS$. Сила, воздействующая на большой поршень: $F_2 = pS_2$, а на малый: $F_1 = pS_1$. При том, что $S_2 > S_1$ получается, что $F_2 > F_1$. Так, за счёт разницы в площадях поршней в гидравлическом прессе достигается выигрыш в силе.



Увеличение силы в гидравлическом прессе

Работа давления

Пресс Брамы представлял собой поршневый цилиндр с прессовальной платформой, соединённый с **помповым насосом**, нагнетающим жидкость (воду, масло или глицерин) из резервуара под поршень цилиндра. Давление жидкости поднимало поршень и платформу, и прессуемый материал сдавливался между платформой и крышкой.



Устройство гидравлического прееа Брамы.

Жидкость из резервуара (1) в фундаменте (2) пресса с помощью нагнетательного помпового насоса (3) по трубке (4) накачивали в главный цилиндр (5). Поршень насоса (6) приводился в действие рычагом (7). По мере заполнения цилиндра пресса давление воды поднимало поршень пресса (8) и его шток (9) с прессовальной платформой (10). Платформа давила на крышку пресса (11), опирающуюся на стойки (12). Прессуемый материал (13) сдавливался между крышкой и платформой. Клапан (14) в трубке насоса открывали, и спускали жидкость из насоса и главного цилиндра. Платформа опускалась, спрессованный материал удаляли, и клали новую порцию для прессовки. Пресс был готов к следующему запуску.

Развитие идеи

Пресс Брамы поначалу использовался как винодельческий и маслодавильный, но он быстро нашёл более широкое применение. В 1815 — 1819 гг. прессы Брамы использовались как домкраты для подъёма тяжёлых металлических конструкций Саутуорского моста через Темзу. В 1797 г. Брама придумал способ изготовления свинцовых труб, продавливая прессом

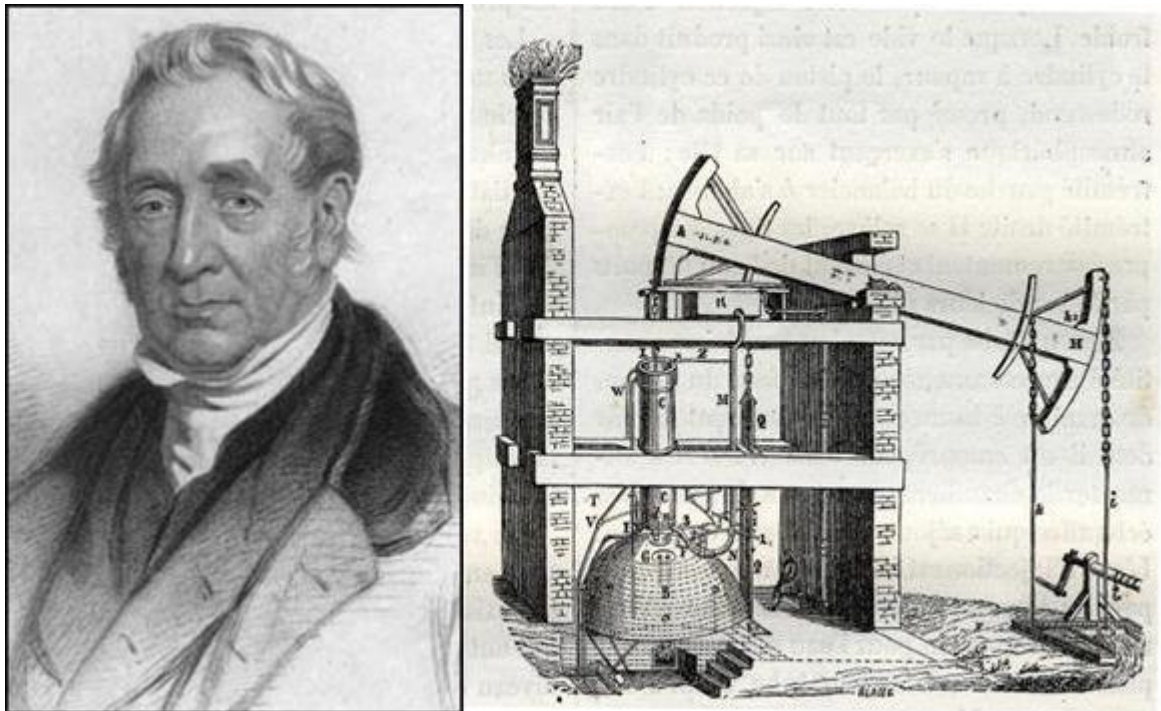
мягкий свинец через кольцевое отверстие. Но на практике эту идею осуществили только в 1820 г. на гидравлическом прессе инженера Томаса Бурра. Бурр выдвинул идею использования гидравлических прессов в кузнечном ремесле, и с середины XIX в. гидравлическими прессами штамповали детали различных механизмов, чеканили монеты, продавливали через отверстия в матрице проволоку и трубы, а также накладывали свинцовую оболочку на электрический кабель для телефонной и телеграфной связи.

Примерно в 1805 г. Ньюкомен (Англия) создал поршневой насос для подъема воды в руднике, применив для привода его паровой цилиндр с конденсацией пара, использующий для создания необходимой силы на штоке атмосферное давление.

Паровой насос кузнеца Ньюкомена

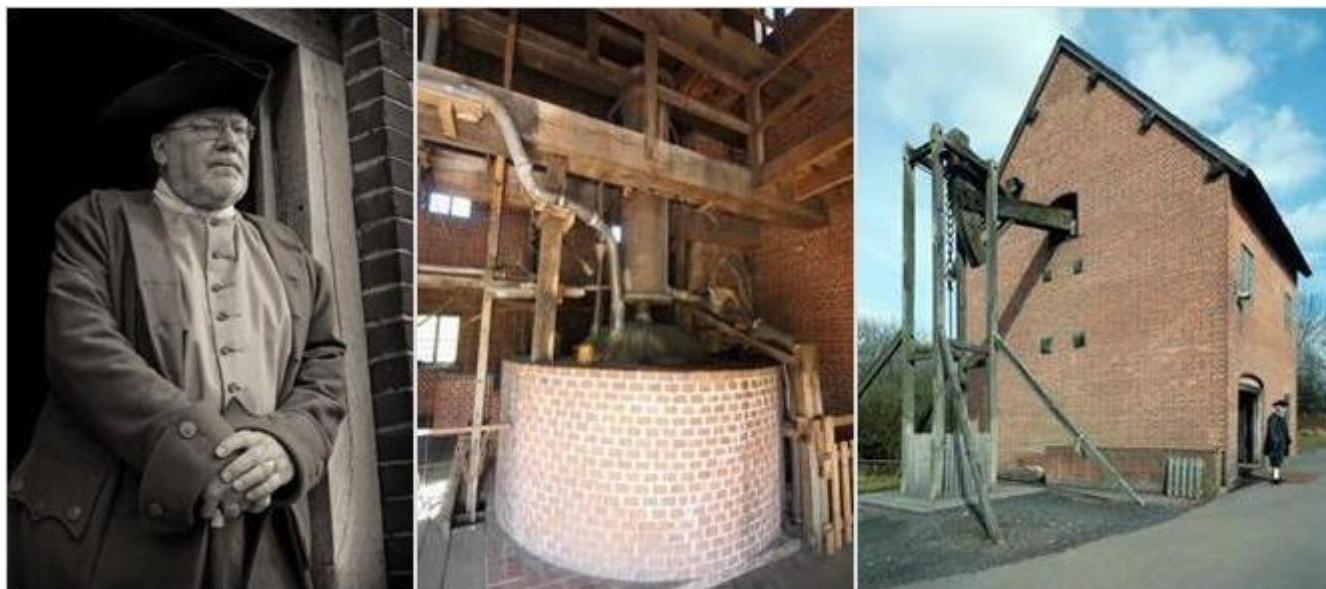
Изобретателем новой паровой машины стал кузнец Томас Ньюкомен (Thomas Newcomen). В 1705 г. он совместно с лудильщиком Джоном Коули (John Cowley) построил паровой насос. Совершенствование устройства продолжалась по 1712 г. Следует отметить, что очень многие механические изобретения на заре Промышленной революции были сделаны кузнецами (Ньюкомен, Модсли, Нэсмит, Брамах и др.), поскольку в то время они были единственными специалистами, способными изготовить детали необходимого качества.

Паровая машина Ньюкомена и Коули была сходной по основной идее с прибором Папена (у машины Сэйвери отсутствовал поршень и пар давил непосредственно на воду). Основной проблемой первых паровых машин было неплотное прилегание поршня к цилиндру, поскольку технологии того времени не могли обеспечить необходимую точность изготовления деталей. Для решения этой проблемы над поршнем наливался тонкий слой воды (водяной затвор).



Томас Ньюкомен и его паровой насос

Сделанное в 1712 г. случайное наблюдение позволило ускорить сгущение пара путём впрыскивания воды внутрь цилиндра. В машине Ньюкомена впервые появляется коромысло (балансир) для передачи движения от поршня к насосу. При этом сама машина не была универсальным двигателем и могла работать только как насос. Попытки Ньюкомена использовать возвратно-поступательное движение поршня для вращения гребного колеса на судах оказались неудачными.



Мистер Томас Ньюкомен, эсквайр и его паровой насос (действующий), Black Country Museum

Устранением непосредственного давления пара на воду достигалось существенное преимущество над машиной Сэйвери, что позволяло поднимать воду на любую высоту. Но расход топлива оставался значительным, хотя и существенно меньшим прежнего. Двигатель Ньюкомена стал первым паровым двигателем, получившим широкое практическое применение, и именно с ним принято связывать начало промышленной революции в Великобритании. Ньюкомен не смог получить патент на своё изобретение, так как паровой водоподъёмник был ранее запатентован Сэйвери. Тем не менее, данное обстоятельство не помешало плодотворному сотрудничеству двух изобретателей.

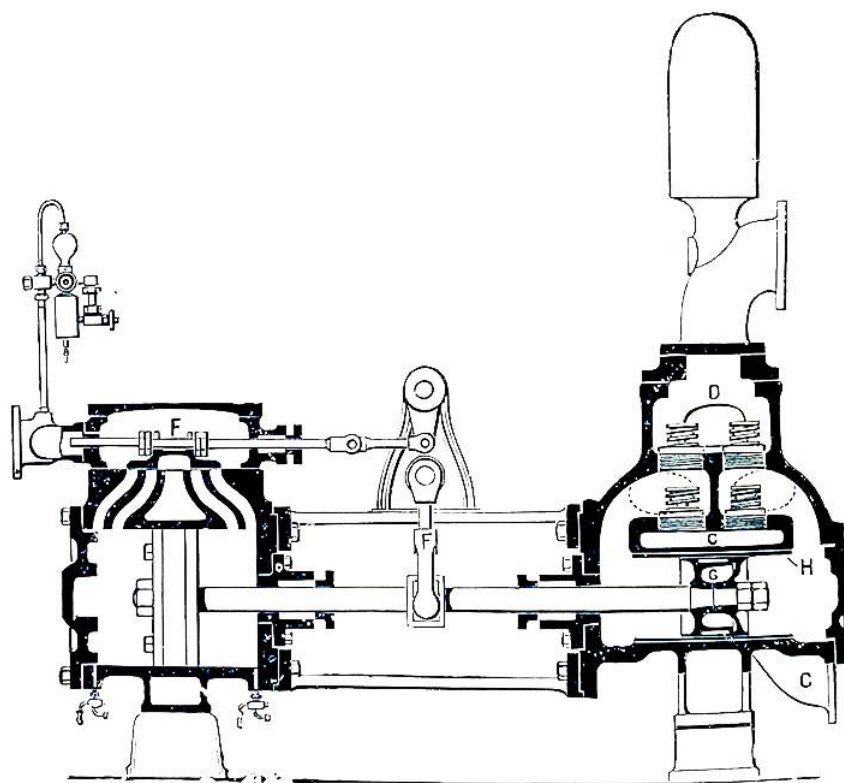


В 1840-1850г.г. американец Ворthingтон предложил конструкцию парового насоса, в котором поршни насоса и парового двигателя располагались на общем штоке; движением поршней управляла специальная парораспределительная система.

Генри Росситер Ворthingтон,

"Паровой насос Worthington представляет собою тип наиболее остроумного и совершенного парового прямодействующего насоса из числа известных до сих пор" - говорит профессор П. К. Худяков в своем сочинении "Построение Насосов" (1899 г).

Одну из главных отличительных особенностей насосов Вортингтона составляет способ передвижения золотников, благодаря которому достигается плавный ход насоса при полном отсутствии сотрясений и толчков.

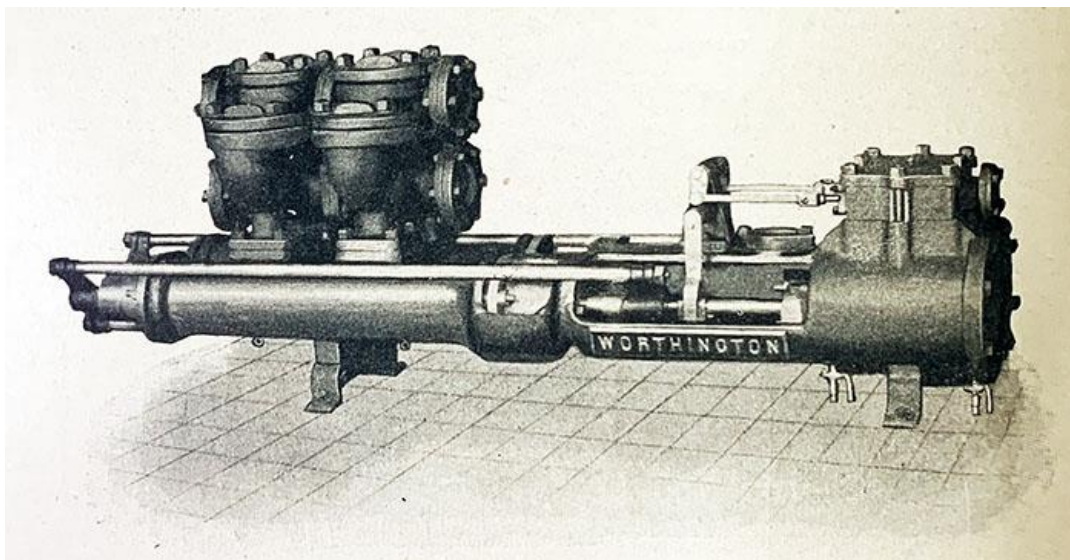


Конструкция парового насоса поршневого типа Вортингтона

Особое внимание обращено на детали устройства частей парораспределительной системы. Все эти части, в том числе и муфты на поршневых штоках, делаются из стали: все круглые части из прокатной стали, а части неправильной формы выковываются из литой стали. В насосах Вортингтона больших размеров шток парового поршня и шток водяного поршня соединены вместе муфтой и, следовательно, при разъединении каждый из них может быть вынут отдельно, с соответственной стороны насоса, что, понятно, требует меньше запасного места для извлечения штока, чем требовалось бы, если бы шток парового и водяного поршней составлял одно целое.

Питательный паровой насос Вортингтона высокого давления

Питательный паровой насос предназначен для работы при давлении воды до 300 фунтов на квадратный дюйм. При перекачки воды против большого давления не только желательно, но и в некоторых случаях необходимо заменять обыкновенные поршни скалками с наружными сальниками, так как при высоком давлении поршни с кольцами легко пропускают воду и вызывают сбои в работе насоса.



Питательный паровой насос Ворthingтона высокого давления

У данного типа питательных насосов каждый водяной цилиндр внутри разделяется поперечной перегородкой пополам и в каждой половине работает отдельная скалка. Сальники, расположенные снаружи на концах насоса, легко доступны для осмотра и для замены набивки.

Развитие насосостроения в России

Широкое использование насосов в России началось с горнорудной промышленности. В XVIII в. горный мастер К.Д.Фролов построил на Змеиногорском руднике Алтая несколько установок с поршневыми насосами для водоотлива из шахт и промывания россыпей. Привод насосов осуществлялся от водяных колес мельничного типа.

К.Д.Фролов был выдающимся изобретателем. Он дал оригинальные образцы конструкций насосов и гидродвигателей, широко применявшихся им и его учениками в горной промышленности Алтая и Урала.

В России в 1832г. инженер А.А.Саблуков предложил конструкцию центробежного вентилятора для проветривания шахт и заводских помещений и указал простой способ его расчета.

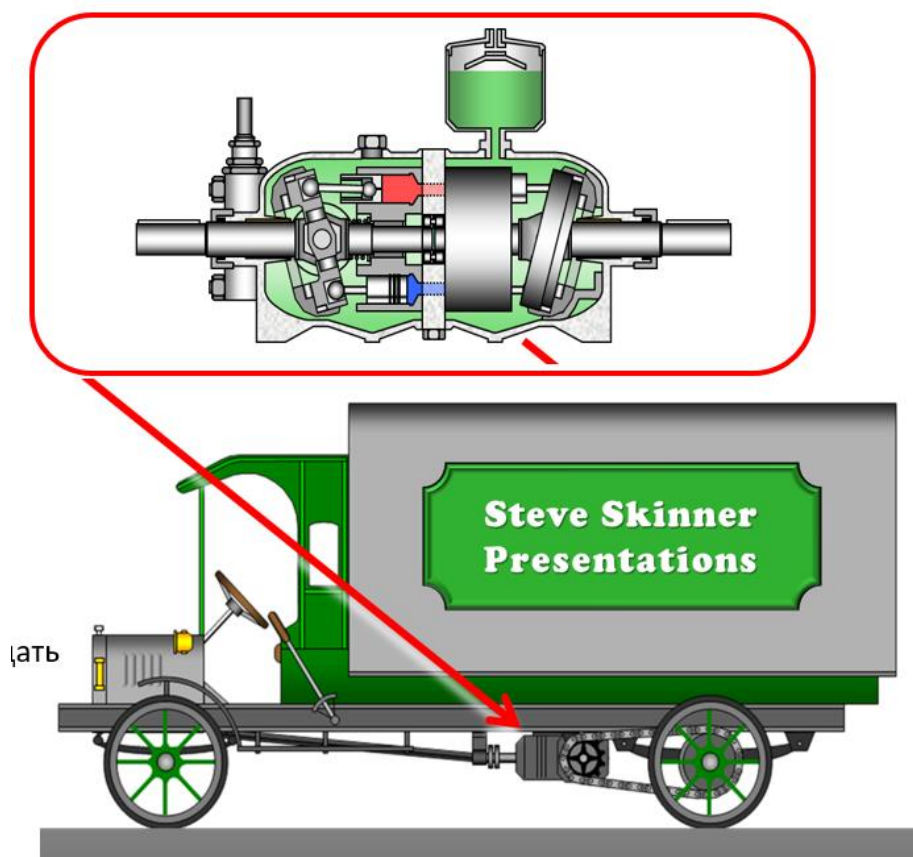
Теоретические работы О.Рейнольдса (Англия), Л.Прандтля (Германия) и выдающиеся научные труды Н.Е.Жуковского (Россия), относящиеся к концу XIX и началу XX вв., привели к созданию современной научной основы насосостроения. Особое значение имели работы Н.Е.Жуковского «Видоизменение метода Кирхгофа» и «Теория воздушных винтов». В первой из них дано теоретическое обоснование метода расчета подъемной силы крыла, распространяемого ныне на лопасти насосов, вентиляторов и компрессоров. Вторая работа содержит теорию и метод расчета пропеллеров. Эта работа легла в основу теории осевых вентиляторов, разработанной учениками Н.Е.Жуковского – К.А.Ушаковым, В.П.Ветчинкиным и др. Значение научной и организационной деятельности Н.Е.Жуковского очень велико. Им были определены и разработаны важнейшие направления развития современной гидроаэромеханики.

20 век – промышленная революция

В начале 20-го века Харви Уильямс и Рейнольд Дженни разработали аксиально-поршневой насос с регулируемым рабочим объемом, который они объединили с двигателем постоянного рабочего объема для образования гидростатической трансмиссии. Использование масла, а не воды в качестве гидравлической жидкости позволило им создать чрезвычайно компактный блок, способный передавать большое количество энергии. С самого начала он был разработан с целью

использования его для приводов автомобилей, но, к сожалению, в этом приложении он оказался коммерчески нежизнеспособным.

Однако он нашел применение в военно-морском деле и использовался на линкоре USS Virginia для подъема его 12-дюймовых орудий. Впоследствии аксиально-поршневой насос стал одним из наиболее часто используемых гидравлических компонентов и в течение многих лет использовался в трансмиссии внедорожных транспортных средств. В последнее время аксиально-поршневые насосы и двигатели также использовались в гибридных дорожных транспортных средствах, для которых они были изначально разработаны.



Гидростатическая трансмиссия на базе аксиально-поршневого насоса (начало 20 века)

Обострившаяся в конце 1940-х годов проблема автоматизации систем вооружения могла быть решена, в частности, применением гидравлического следящего привода. Основой любого гидравлического привода являются гидравлические машины — насосы регулируемые и нерегулируемые и гидромоторы. Серийно производившиеся в то время в СССР гидромашины не отвечали в достаточной мере требованиям, соответствующим современным системам вооружения.

Из серийно выпускавшихся наиболее широкое применение в гидроприводах имели кривошипные аксиально-поршневые гидромашины с наклонной шайбой, изготовлявшиеся на Челябинском тракторном заводе и широко известные как «муфты Дженни». Лицензию на производство этих гидромашин Россия приобрела у Англии еще в 1905 году. Номинальное давление у этих гидромашин было 1,8 МПа (18 атм), максимальное — 7,5 МПа (75 атм). Они изготавливались как в раздельном исполнении в виде отдельных корпусов насосов и гидромоторов, так и в виде «нераздельных» гидроприводов, у которых насос и гидромотор конструктивно оформлены в одном корпусе. Мощность гидромашин при номинальном давлении составляла 1,8; 3,6; 7,3; 22 кВт (2,5; 5; 10 и 30 л. с.).

Лекц.1 *Общие вопросы, определения, терминология, классификация, основные признаки*

Применение уже имеющихся стандартных решений в ходе практической инженерной деятельности позволяет существенно сократить общие трудозатраты. Не нужно, например, в полном объеме выполнять проектно-конструкторские расчеты, проводить фундаментальные теоретические и экспериментальные исследования.


Но для того, чтобы использовать накопленные человечеством знания и опыт, необходимо применять единую терминологию. Ведь объекты и явления (или проблему) необходимо вначале распознать, классифицировать и только потом, по параметрам, признакам, свойствам и т. п., сопоставить с имеющимися решениями.

В общем случае *машина* (*machine* - франц., лат.) – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации, поэтому различают машины энергетические, рабочие (технологические и транспортные), и информационные. В дисциплине ОГМ и ГП рассматриваются энергетические машины.

Гидравлические машины (ГМ) - устройства, служащие для преобразования механической энергии входного звена в энергию перемещаемой жидкости (это гидронасосы) или для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию выходного звена (гидродвигатели).

Существуют различные способы классификации (из конструктивных особенностей, принципа действия, назначения и т. д.). Например, по виду преобразуемой энергии в ГМ. Дело в том, что исходя из теории гидропривода, *приращение* гидроэнергии в ГМ может происходить за счет кинетической и (или) потенциальной составляющих.

Для рассмотрения этого вопроса воспользуемся уравнением Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости, проходящей через ГМ (уравнение баланса энергии)



Сечение 1-1, вход в ГМ:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} = H_1.$$

Сечение 2-2, выход из ГМ:

$$Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} = H_2.$$

— плоскость сравнения
Рис.1

где H_1 , H_2 ,- полные напоры потока в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно

Z_1 , Z_2 - геометрические высоты (геометр. напор) - характеризуют энергию положения,

$\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_2}{\rho g}$ - пьезометрические высоты (пьезометр. напор) - характеризуют энергию давления

$\frac{v_{ср1}^2}{2g}, \frac{v_{ср2}^2}{2g}$ - скоростные высоты (скоростной напор), где α_1, α_2 - безразмерный коэффициент

Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей (отношение действительной кинетической энергии потока в данном сечении к кинетической энергии того же потока и в том же сечении, но при равномерном распределении скоростей)

Здесь $z + \frac{p}{\rho g}$ - **потенциальная** составляющая удельной энергии потока, $\alpha \frac{v_{ср}^2}{2g}$ - **кинетическая** составляющая.

Поэтому различают ОГМ:

I - гидродинамические (лопастные), обеспечивающие приращение полной энергии жидкости в основном за счет изменения её **кинетической** составляющей (центробежные и осевые насосы, гидравлические турбины и пр.);

II-гидростатические (объёмные), обеспечивающие приращение полной энергии жидкости в основном за счет изменения её **потенциальной** составляющей. При этом: **преобразование энергии происходит в результате взаимодействия рабочей среды с рабочим органом внутри рабочей камеры..**

Под *рабочей камерой* понимается *пространство внутри ОГМ, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объём и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей среды.*

Для пояснения принципа действия сначала обратимся к простейшей ОГМ - гидроцилиндру, устройству, сообщаемому выходному звену поступательное движение:

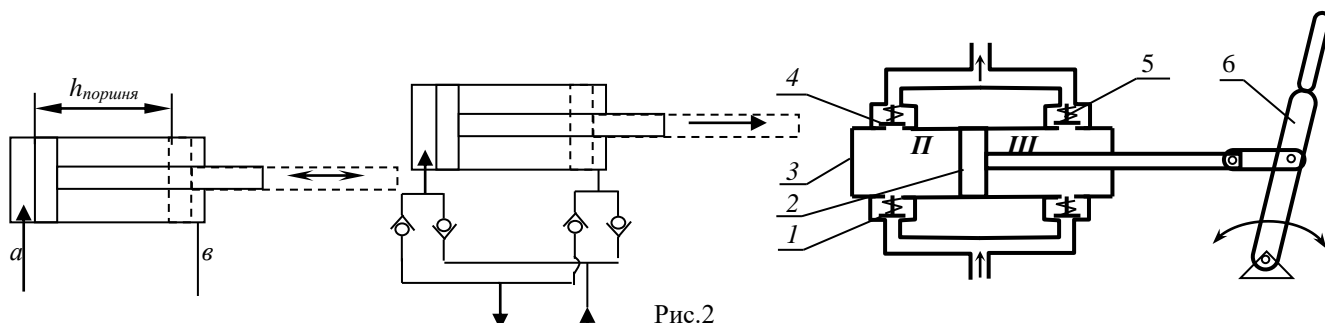


Рис.2

1,7-всасывающие клапаны; 2-поршень; 3-цилиндр; 4,5-нагнетательные клапаны; 6-привод; П, Ш - поршневая и штоковая

Введя систему обратных клапанов и механический привод, получим поршневой насос двойного действия (так называемый пожарный насос).

При перемещении поршня вправо, объём полости П увеличивается, давление в ней уменьшается; открывая клапан 1. Жидкость из всасывающей магистрали начнёт заполнять поршневую полость (штоковая уменьшается). При

движении поршня влево – в полости П начинается рост давления и открывается клапан 4, жидкость будет вытесняться в линию нагнетания. При этом объём штоковой полости увеличивается, давление в ней падает, открывается клапан 7 и жидкость из всасывающего трубопровода, поступает в полость Ш.

Общим принципом работы любой ОГМ является:

-*вытеснение жидкости* рабочими органами из замкнутого объёма - рабочей камеры;

-*циклическое изменение объёмов* рабочих камер при движении звеньев, формирующих рабочие отсеки (порционная и неравномерная подача – пульсация);

-*периодическое подключение к системе* (т.е. герметичность входа от выхода, тогда как лопастные ГМ - проточные).

Свойства ОГМ

К *общим свойствам объемных машин*, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от насосов лопастных, относятся следующие:

1. **Цикличность рабочего процесса** и связанная с ней неравномерность подачи (её порционность, - подача объемного насоса осуществляется не равномерным потоком, а порциями, каждая из которых соответствует подаче одной рабочей камеры;

2. **Герметичность** насоса, т. е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего (лопастные насосы герметичностью не обладают, а являются проточными).

3. **Самовсасывание**, т. е. способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса. Высота всасывания жидкости при этом не может быть больше предельно допустимой. Лопастные насосы без специальных приспособлений не являются самовсасывающими.

4. **Жесткость характеристики**, т. е. крутизна ее в системе координат напора H (или давления p) по подаче Q , что означает малую зависимость подачи насоса Q от развиваемого им давления. Идеальная подача совсем не зависит от давления насоса (в то время, как характеристики лопастных насосов обычно пологие).

5. **Независимость давления**, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости. В принципе, при работе на несжимаемой жидкости, объемный насос, обладающий идеальным уплотнением, способен создавать сколь угодно высокое давление, обусловленное нагрузкой, при сколь угодно малой скорости движения вытеснителей. Для получения высоких давлений с помощью лопастного насоса требуются большие частоты вращения колеса и большие скорости жидкости.

Классификация, представленная на рис. 3, позволяет получить общее представление о многообразии машин данного типа и области их применения, но не является ни единственной, ни окончательной. Дальнейшую структуризацию будем осуществлять по мере освоения материала.

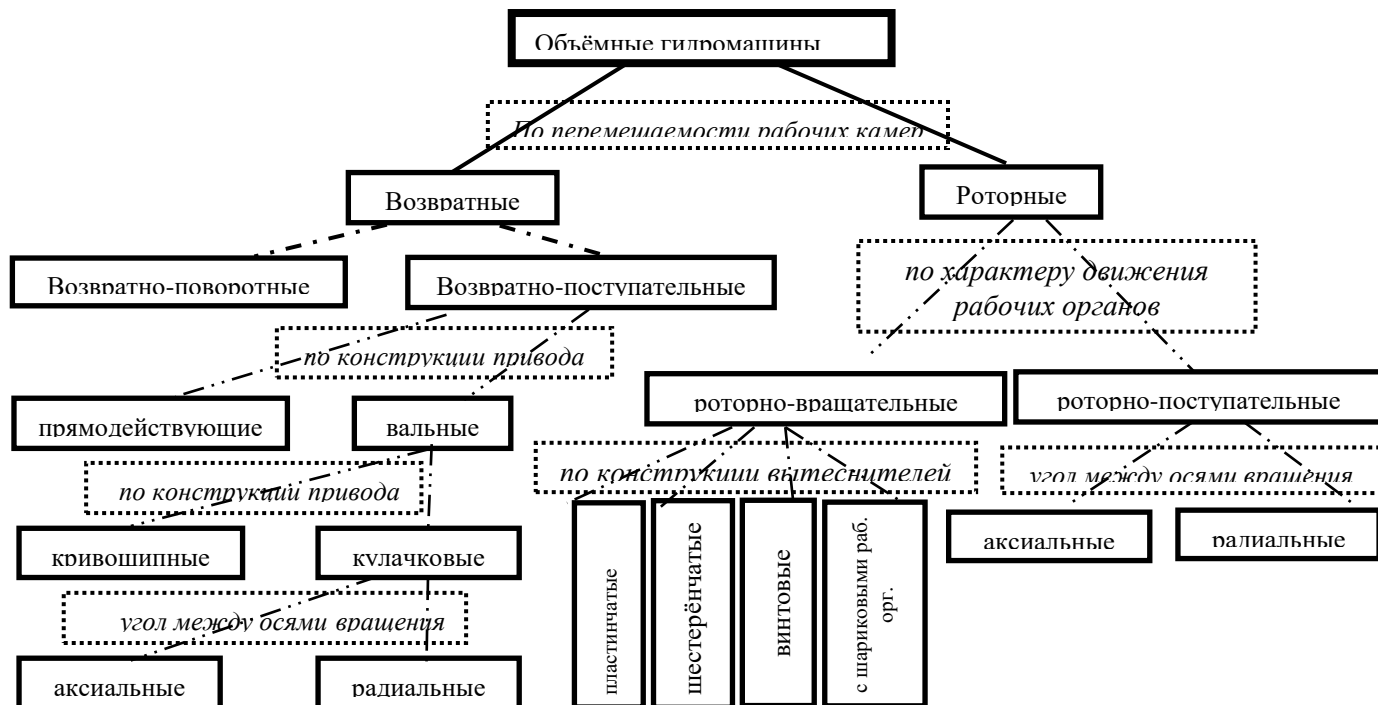


Рис.3 Классификационная схема ОГМ

В зависимости от того, меняет ли своё пространственное положение рабочая камера в процессе работы, ОГМ делятся на два класса: **возвратные** (см. рис.1) (рабочая камера неподвижна) и **роторные** (рабочая камера подвижна).

По характеру движения входного звена **возвратные** ОГМ разделяют на **прямодействующие** (с возвратно-поступательным движением входного звена) и **вальные** (с вращательным движением входного звена).

Вальные делятся на **кривошипные** и **кулачковые**.

Кулачковые подразделяются на **аксиальные** (рис.4) (угол между осью вращения приводного элемента и осью рабочего органа от 0° до 45°) и **радиальные** (угол от 45° до 90°).

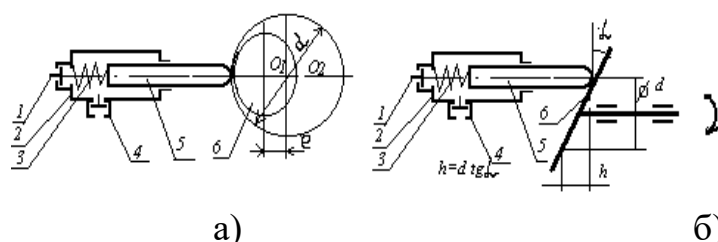


Рис.4 Радиальные и аксиальные кулачковые ОГМ (а и б соответственно): 1 нагнетательный клапан; 2- цилиндр 3-пружина; 4-всасывающий клапан; 5-поршень; 6-привод.

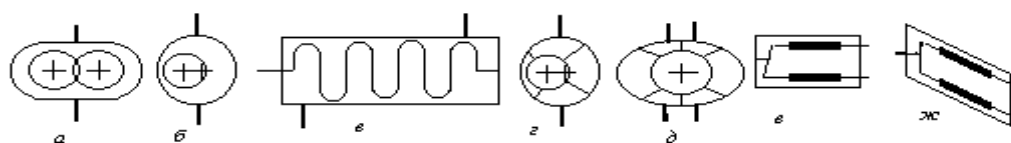


Рис.5 Роторные ОГМ: а, б- шестерёнчатые с внешним и внутренним зацеплением; в- винтовые, г, д - пластинчатые одно-двукратного действия; е, ж - аксиально-поршневые с наклонным диском и блоком.

В **роторных** рабочие камеры *перемещаются*, а рабочие органы совершают вращательное (роторно-вращательное) или вращательно-поступательное (роторно- поступательное) движение. Отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов в роторных насосах является **основной конструктивной особенностью**, которая отличает их от поршневых гидромашин.

Роторно-вращательные насосы разделяют далее по конструкции вытеснителей (рабочих органов - шестерен, винтов, пластин, шариков).

Пластинчатые машины (замкнутые изменяемые объёмы образованы внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора, торцевыми поверхностями и двумя соседними пластинами, совершающими одновременно с вращательным и возвратно-поступательное движение, перемещаются вокруг некоторой оси).

Шестеренные ОГМ внешнего и внутреннего зацепления (пара зацепляющихся цилиндрических шестерен помещена в плотно обхватывающий их корпус. В корпусе, в местах входа шестерён в зацепление и выхода из него имеются каналы, через которые осуществляется подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) жидкости).

Винтовые ОГМ (ротор имеет форму винта, который одновременно выполняет функцию вытеснителя, а жидкость в насосе перемещается вдоль осей вращения винтов).

Роторно-поршневые насосы по расположению рабочих камер делятся на **радиально-** и **аксиально-**поршневые. Рабочие камеры их образованы поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°.

Аксиально-поршневые гидромашин (АПГМ) далее подразделяются на **плунжерные** (бесшатунные) и **поршневые** (шатунные).

Поршневые АПГМ (шатунные) подразделяются на ГМ с **наклонным диском** и с **наклонным блоком цилиндров**.

ОГМ также разделяются на машины с регулируемым и нерегулируемым рабочими объёмами.

Основными свойствами **роторных** насосов, вытекающими из специфики их рабочего процесса, и отличающими их от **поршневых**, являются следующие:

1. Обратимость, т. е. способность гидронасосов работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов) и наоборот. Поршневые насосы этой способностью не обладают.

2. Большая быстроходность. Максимально допустимые значения частоты вращения для роторных насосов $n=2000...5000$ об/мин, причем нижний предел соответствует большим насосам, а верхний - малым. Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше.

3. Способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), **неагрессивных и смазывающих жидкостях**. Эти требования к жидкости обусловлены малыми зазорами в роторном насосе и трением между обработанными по высшим классам точности и чистоты поверхностями статора, ротора и вытеснителей.

Если первые два свойства роторных насосов являются их преимуществом, то третье свойство ограничивает применение этих насосов. Работа насосов на воде не целесообразна, так как вода вызывает коррозию и ведет к быстрому изнашиванию рабочих органов.

Для оценки и сравнения по эксплуатационным и технико-экономическим критериям, гидромашин объемного принципа действия, приведена таблицу 1, наиболее распространенными

типами гидромашин. Относительная стоимость дана, как отношение к минимальной стоимости шестеренного насоса, принятого за единицу.

Таблица 1 Сравнительная характеристика различных типов объемных гидромашин

	Показатель	Ед. изм.	Радиально-поршневые	Аксиально-поршневые	Пластинчатые	Шестеренные
1	Давление	МПа	до 100	до 50-70	6,3-12	10-20
2	КПД: общий		0,8-0,95	накл.блок 0,92-0,93 накл.диск 0,89-0,91	<0,8	0,6-0,7
3	объемный		0,96-0,98	0,97-0,98	0,87	0,8
4	Частота вращения вала насоса	об/мин	1000-1500	3000	до 30000	1500-3000
5	Крутящий момент	Н·м	> 6000	<	<=	<<
6	Частота вращения вала мотора	об/мин	1-1500	100-3000	100-30000	>300
7	Относительная стоимость (1)*	\$	74/94	14,4/23,3	4,9/30	1

При выборе обязательно смотреть не только на требуемые давления и расходы. Стоимость разных типов гидромашин определяется сложностью конструкции, способом управления и техническими возможностями. Сравнивают обычно по покупной цене насосов, имеющих одинаковую подачу. Приведенные данные свидетельствуют о том, что благодаря простоте конструкции относительная стоимость шестеренного насоса значительно уступает стоимости насосов других типов, однако технические возможности, существенно хуже (развиваемое давление, диапазон подач, возможность регулирования производительности).

Лекц. 2 *Базовые понятия механики*

Работа - L , $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Нм/с}$ мера действия силы, зависящая от величины силы, её направления и от перемещения точки приложения.

$$L = F\ell \quad (2.1)$$

Угловая скорость - ω , рад/с , приращение угла поворота за промежуток времени;

$$\omega = 2\pi n \quad (2.2)$$

Крутящий момент – M , Нм, - величина, характеризующая вращательный эффект силы при действии её на твёрдое тело со смещением (плечом r) относительно рассматриваемой оси.

$$M = F r \quad (2.3)$$

Мощность, N , $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с (л.с.)}$, - физическая величина, измеряемая отношением производимой работы к промежутку времени, за который она выполняется. В механике при установившихся режимах $N = L/t$:

(2.4)

вращение	$N = M\omega;$	(2.5)
поступательное движение	$N = F\ell/t.$	(2.6)

Физические свойства и рабочие параметры рабочей жидкости.

В понятие «жидкость» включены все тела, для которых свойственна текучесть - способность сильно изменять свою форму под действием сколь угодно малых сил (т.е. газы тоже). Рабочим телом (средой) в гидравлических системах являются *капельные* жидкости, характеризующиеся высокими, по сравнению с газами, объемным модулем сжатия и вязкостью.

Капельные жидкости отличаются от других тем, что в малом количестве под действием поверхностного натяжения принимают сферическую форму, а в большом - обычно образуют свободную поверхность раздела с газом.

В основном применяются минеральные масла, представляющие собой жидкие дистилляты (конденсаты-продукты перегонки, разделения жидких смесей на отличающиеся по составу фракции), загущенные парафином, церезином и другими твердыми углеводами, а также жидкости на основе органических и кремнийорганических соединений (т. н. синтетические масла). Особенно широко

применяются смеси минеральных масел, полученные смешиванием маловязких нефтепродуктов с высоковязкими компонентами (загустителями).

Основными показателями для оценки качества рабочей жидкости служат вязкостно-температурные свойства (минимальная зависимость), химическая и физическая стабильность (долговечность), антикоррозионные свойства, агрессивность по отношению к резиновым уплотнительным деталям (набухание, усадка - особенно от «синтетики»), смазочная способность, вспениваемость (растворимость газов, наличие воды - мутнеет уже при 0,008%, однородность многокомпонентных жидкостей), а также огнестойкость и температура замерзания (пример невоспламеняющейся жидкости: водно-маслянные эмульсии (40% воды)).

Основные механические характеристики (физические свойства):

плотность ρ (кг/м³) - масса m жидкости, заключённая в единице объёма V :

$$\text{для однородной жидкости } \rho = \frac{m}{V}; \quad (2.7)$$

удельный вес γ (Н/м³) - вес G единицы объёма V жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{V}; \quad (2.8)$$

сжимаемость-свойство жидкости изменять свой объем под действием давления, характеризуется коэффициентом β_p (м²/Н) объемного сжатия, который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу изменения давления, т. е.

$$\beta_p = -\frac{1}{V_1} * \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (2.9)$$

где знак «-» обусловлен тем, что положительному приращению давления p соответствует отрицательное приращение объема V ;

$\frac{\Delta V}{V_1}$ – относительное изменение объема ;

$\Delta p = p_1 - p_2$ -изменение (приращение) давления, действующего на жидкость;

$\Delta V = V_1 - V_2$ -изменение объема жидкости при изменении давления на Δp ;

V_1 и V_2 - начальный объем жидкости при атмосферном давлении и объем при изменении давления на Δp .

Величина, обратная β_p , называется **объемным модулем упругости** жидкости при всестороннем сжатии:

$$E = \frac{1}{\beta}. \quad (2.10)$$

Капельные жидкости являются упругим телом, подчиняющимся с некоторым приближением (для давлений до 500-800 кгс/см²) закону Гука:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{E} \quad (2.11)$$

Для примера: при повышении давления на 0,1 МПа (1 атм) объем воды уменьшится всего лишь на 1/20 000 часть, но при 40 МПа вода на 2%, масло на 3%.

вязкость - свойство жидкости сопротивляться сдвигу (скольжению) её слоёв (деформации сдвига) - наиболее важная характеристика для расчета и проектирования как ОГМ так и всего ОГП.

Механизм возникновения вязкости обусловлен тем, что при течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки скорость движения её слоёв в результате торможения потока различна, вследствие чего между слоями возникает сила трения. Величина этой *силы касательного напряжения* T определяется из уравнения, выражающего закон жидкостного трения Ньютона:

$$T = \mu F \frac{du}{dy}; \quad (2.12)$$

где μ -коэф. пропорциональности- коэф. динамической (или абсолютной) вязкости жидкости;

F - площадь рассматриваемых соприкасающихся слоев жидкости (или стенки);

$\frac{du}{dy}$ -градиент скорости- изменение скорости, приходящееся на единицу

длины в направлении нормали к стенке, т.е. характеризует интенсивность сдвига жидкости в данной точке;

u - скорость движения жидкости:

y - расстояние между слоями жидкости, измеренное перпендикулярно направлению движения жидкости.

Динамический коэф. вязкости μ численно равен силе трения T , развивающейся на единице поверхности F при градиенте скорости, равном единице.

$$\mu = \frac{T}{F} * \frac{1}{\frac{du}{dy}} \quad (2.13)$$

Кинематическая вязкость ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с} \quad (1 \text{ сСт} = 0,01 \text{ Ст} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.) \quad (2.14)$$

Кавитация – физический процесс местного выделения из жидкости в зонах пониженного давления её паров и газов (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией паровых и смыканием газовых) выделившихся парогазовых пузырьков при попадании их в зону повышенного давления. Это разрушение сопровождается местными гидравлическими микроударами большой частоты и высокого уровня ударных давлений.

Давление - p , $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$, (кгс/см^2 , мм. рт. ст.) - параметр, характеризующий силовое (механическое) взаимодействие частиц жидкости (макрообъёмов) друг с другом и с ограничивающей их поверхностью (*предел отношения силы давления к площади*). Базовым является основное уравнение гидростатики $p = p_0 + \rho gh$

Вектор давления направлен по нормали к внутренней поверхности. Различают атмосферное, вакуумметрическое, манометрическое (избыточное) абсолютное.

Соотношение между единицами давления

Единица измерения	Па	бар	кгс/см ²	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Па	1	10^{-5}	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,502 \cdot 10^{-3}$	0,102
1 бар	10^5	1	1,02	$7,502 \cdot 10^2$	$0,102 \cdot 10^4$
1 кгс/см ²	$9,805 \cdot 10^4$	0,9807	1	735,6	10^4
1 мм рт. ст.	133	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,807	9,807	10^{-4}	$7,35 \cdot 10^{-2}$	1

Шкалы технических манометров градуируют в единицах **избыточного** давления, что важно помнить при расчетах.

Расход (подача) - Q , м³/с (л/мин) – объём рабочей жидкости, проходящий через живое сечение в единицу времени (*количество вещества, проходящее через живое сечение в единицу времени*).

Режимы течения рабочей жидкости:

ламинарный - слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скоростей и давлений (отсутствует поперечное перемещение жидкости), $Re < Re_{кр}$;

турбулентный – течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений, $Re > Re_{кр}$.

Критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$ характеризует границу перехода от одного режима к другому (для гладких труб $Re_{кр}=2200\sim 2300$); Режимы зависят от вязкости, плотности и диаметра трубопровода (гидравлического радиуса).

для труб круглого сечения

$$Re = \frac{ud}{\nu}; \quad (2.15)$$

для труб (каналов) некруглого сечения

$$Re = \frac{4ru}{\nu}, \quad (2.16)$$

где u - скорость потока жидкости;

d - внутренний диаметр трубопровода;

ν - кинематический коэф. вязкости.

$r = \frac{S}{\chi}$ - гидравлический радиус сечения потока, представляющий собой

отношение площади S сечения потока к смачиваемому периметру χ .

При расчетах расхода Q при Л. режиме пользуются выражением

$$Q = \frac{\pi}{128} \frac{g}{\nu \gamma} \frac{d^4}{L} \Delta p. \quad (2.17)$$

Введя некий коэффициент сопротивления $\lambda = \frac{64\nu}{ud}$ и преобразовав (2.17)

относительно потерь давления Δp , получим:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{\gamma}{2g} \frac{Q^2}{f^2} \quad (2.18)$$

где L - длина внутреннего сечения рассматриваемого участка ;

Q - расход жидкости через данный трубопровод

f - площадь сечения потока;

(λ - коэф. сопротивления: для Л. режима $\lambda = \frac{64}{Re}$, с учетом дополнительных факторов (искажение сечения,

охлаждение наружных, соприкасающихся со стенкой слоёв) $\lambda = \frac{75}{Re}$; для Т. режима для гидравлически гладкой

трубы (шероховатости скрыты ламинарным граничным слоем) $\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$).

Лекц. 3. Течение вязкой жидкости в зазорах.

Течение вязкой жидкости в зазорах. Гидростатический подшипник и его гидростатический расчет.

Течение жидкости в капиллярных щелях подчиняется общим законам гидравлики, а критическое число Рейнольдса обычно соответствует

$$Re = \frac{us}{\nu} = 1000 \div 1200, \quad (3.1)$$

где s - величина щели (зазора);

u и ν - скорость течения и коэф. кинематической вязкости жидкости.

Размеры же щели s в гидроагрегатах не превышают 10-15 мкм, поэтому поток жидкости для распространённых условий работы (давлений и вязкостей жидкости) носит обычно ламинарный характер.

На рис.3.1 представлена типовая схема течения жидкости под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ между двумя параллельными пластинами, находящимися одна от другой на таком расстоянии, что образуют капиллярную щель размером (высотой) s .

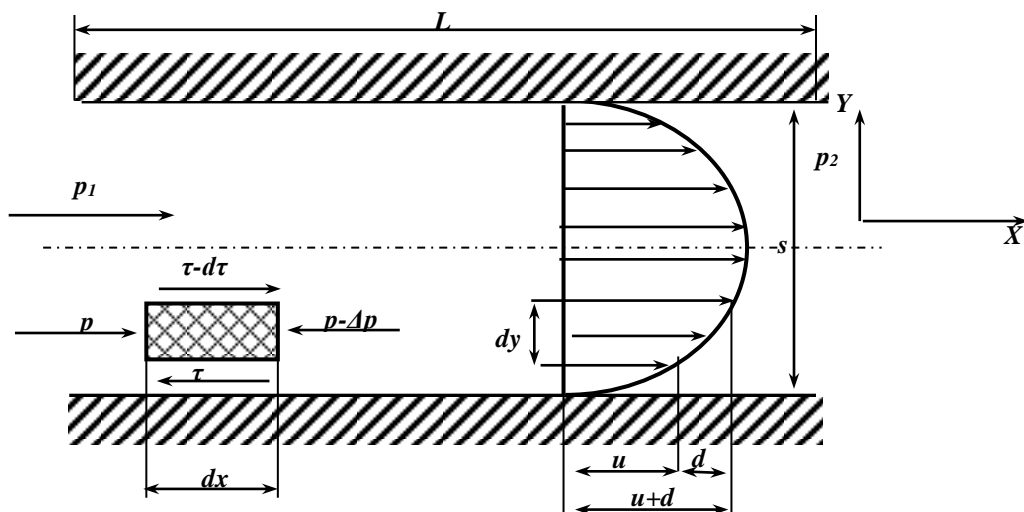


Рис.3.1.

Допустим, что размер пластин достаточно велик, чтобы считать поток двухмерным, и что распределение скоростей в сечении между пластинами имеет параболический характер, соответствующий ламинарному течению.

Рассмотрим некую элементарную частицу a жидкости, находящуюся у нижней пластины. Силе, возникающей под действием перепада давления Δp , противодействует напряжение сдвига τ , действующее на нижнюю поверхность (плоскость) dx ; на верхней поверхности напряжение сдвига действует в обратном направлении, поскольку слой жидкости, прилегающей к этой поверхности, движется со скоростью, большей, чем эта частица. В связи с уменьшением градиента скорости du/dy , напряжение сдвига на верхней плоскости сдвига меньше, чем на нижней, на бесконечно малую величину $d\tau$.

Из условия равновесия действующих сил имеем

$$dp dy - (\tau - d\tau) dx = \tau dx. \quad (3.2)$$

или

$$dp dy - d\tau dx = 0; \text{ или } \frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (3.3)$$

Принимая во внимание, что

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}; \quad \text{и} \quad \frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}, \quad (\text{см. 2.6})$$

можно написать

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}. \quad (3.4)$$

Интегрируя это выражение дважды по y , находим скорость потока жидкости u :

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2. \quad (3.5)$$

Постоянные интегрирования определяются условиями равенства нулю скоростей на границах (y поверхности пластин), т.е. для $y = \pm \frac{s}{2}$ значение C_1 становится

равным нулю и $C_2 = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{s^2}{8}$, откуда

$$u = -\frac{1}{2\mu} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right) \frac{dp}{dx}. \quad (3.6)$$

Максимальная скорость потока u_{\max} имеет место при $y=0$ и равна

$$u_{\max} = -\frac{1}{2\mu} \frac{s^2}{4} \frac{dp}{dx}. \quad (3.7)$$

Так как скорость потока уменьшается соответственно степени величины s , то распределение скоростей по сечению потока будет параболическим.

Средняя скорость потока

$$u = \frac{\int_0^{u_{\max}} y du}{\frac{s}{2}} \quad (3.8)$$

Для случая приращения скорости du , соответствующего приращению координаты dy ($du = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y dy$) имеем

$$u = \frac{\left(-\frac{1}{\mu} \right) \left(\frac{dp}{dx} \right) \int_{s/2}^0 y^2 dy}{\frac{s}{2}} = -\frac{1}{3\mu} \frac{dp}{dx} \frac{s^2}{4}. \quad (3.9)$$

Ввиду того, что давление уменьшается по линейному закону, градиент давления равен

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{L} \quad (3.10)$$

Тогда

$$u = -\frac{1}{3\mu} \frac{p_1 - p_2}{L} \frac{s^2}{4}. \quad (3.11)$$

где L - длина щели в направлении движения потока жидкости.

Расход жидкости через единицу длины щели в плоскости, перпендикулярной к плоскости xy , равен

$$Q = \frac{1}{3\mu} \frac{p_1 - p_2}{L} \frac{s^3}{4} = \frac{(p_1 - p_2) s^3}{12\mu L} \quad (3.12)$$

Для ширины w щели в плоскости, перпендикулярной к потоку, расход при ламинарном течении равен

$$Q = \frac{(p_1 - p_2)s^3 w}{12\mu L} = \frac{\Delta p s^3 w}{12\mu L} = \frac{\Delta p s^3 w g}{12\nu \gamma L} \quad (3.13)$$

а перепад давления

$$\Delta p = \frac{12\nu \gamma L}{g w s^3} Q, \quad (3.14)$$

где w - ширина щели в направлении, перпендикулярном к движению потока жидкости;

$\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{L}$ -градиент давления по длине щели в направлении потока;

μ и ν -коэф. динамической и кинематической вязкости;

γ и g - удельный вес и ускорение силы тяжести.

Приравняв общее выражение потерь $\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \frac{\gamma}{2g} \frac{Q^2}{f^2} = \frac{\rho}{2} \lambda \frac{L}{d} \frac{Q^2}{f^2}$ (см.. 2.18) к выражению (3.14) и подставив $u=Q/f$ и $f=ws$, получим

$$\lambda = \frac{24\nu}{us} = \frac{24}{Re}. \quad (3.15).$$

Приведённые расчёты проведены в предположении, что вязкость ν жидкости в щели постоянна, тогда как в действительности она зависит от температуры и давления жидкости, являющиеся величинами переменными (и в особенности при сверхвысоких давлениях) по ходу течения жидкости.

Поскольку изменения вязкости жидкости в щели носят сложный характер, при практических расчётах вводят среднее значение вязкости

$$\nu_{cp} = \frac{\nu_1 + \nu_2}{2}, \quad (3.16)$$

где ν_1 и ν_2 - кинематическая вязкость жидкости при фактических температурах и давлениях на входе в щель и на выходе из неё.

Течение через щель с подвижной стенкой.

Характерным для гидросистем является также течение жидкости под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ между двумя пластинами (поверхностями), удалёнными одна от другой на расстояние s , одна из которых неподвижна, а вторая перемещается относительно первой со скоростью v (см. рис.3.2) относительно неподвижной пластины. В соответствии с этим в рассмотренных выше уравнениях, описывающих движение жидкости, должен быть учтён перенос жидкости движущейся пластиной (с учётом фрикционного движения жидкости).

Воспроизведём уравнение (3.5)

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{y^2}{2} + A_1 y + A_2. \quad (3.17)$$

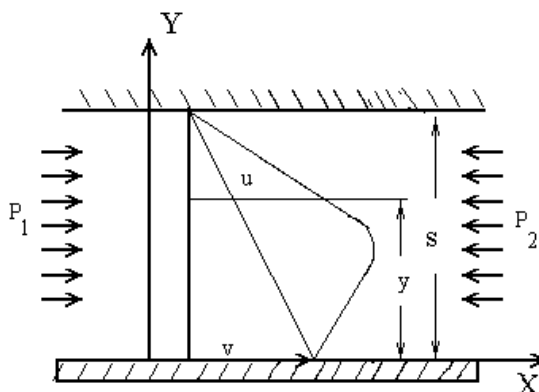


Рис.3.2

Для рассматриваемого случая фрикционного движения жидкости граничные условия будут

$$u=0 \text{ при } y=-\frac{s}{2}; \quad (3.18)$$

$$u=\pm v \text{ при } y=+\frac{s}{2}, \quad (3.19)$$

где v - скорость движения пластины, которая может быть величиной положительной или отрицательной в зависимости от того, совпадает ли направление движения границы с направлением течения жидкости или противоположно ему (рис.3.3)

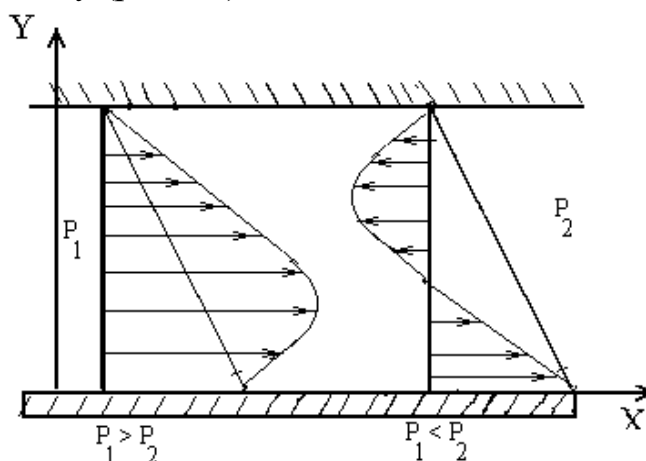


Рис.3.3.

С учетом граничных условий можем записать

$$\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{s^2}{8} - A_1 \frac{s}{2} + A_2 = 0. \quad \text{при } y = -\frac{s}{2} \quad (3.20)$$

и

$$\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{s^2}{8} + A_1 \frac{s}{2} + A_2 = \pm v \quad \text{при } y = +\frac{s}{2} \quad (3.21)$$

Отсюда находим

$$A_2 = \pm \frac{v}{2} - \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{s^2}{8} \text{ и } A_1 = \pm \frac{v}{s}. \quad (3.22)$$

В этом случае

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right) \pm \frac{vy}{s} \pm \frac{v}{2} \quad (3.23).$$

Общий расход (утечка) жидкости

$$Q = w \int_{-\frac{s}{2}}^{+\frac{s}{2}} u dy. \quad (3.24)$$

Интегрируя и произведя соответствующие преобразования, получим

$$Q = \left(-\frac{s^3 dp}{12 dx} \pm \frac{vs}{2} \right) w. \quad (3.25)$$

При принятом условии, что градиент давления $\frac{dp}{dx} = -\frac{p_1 - p_2}{L}$ получим

$$Q = \left[\frac{p_1 - p_2}{12 \mu L} s^3 \pm \frac{vs}{2} \right] w. \quad (3.26)$$

Течение через кольцевую щель.

Расчет утечек через концентрическую кольцевую щель (рис.3.4) рассчитывается при ламинарном течении по выражению (3.8) с заменой ширины щели $w = \pi d$, где d - средний диаметр щели:

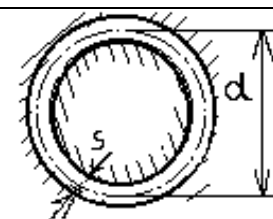


Рис.3.4. Расчетная схема

$$Q = \frac{\pi d \Delta p s^3}{12 \mu L} \quad (3.27)$$

Среднюю скорость потока жидкости можно представить выражением

$$u_{cp} = \frac{Q}{\pi ds} = \frac{Q}{f}, \quad (3.28)$$

где f - площадь сечения щели;

Подставив в эту формулу значение Q из формулы (3.27), получим

$$u_{cp} = \frac{\Delta p s^2}{12 \mu L}. \quad (3.29)$$

Отсюда перепад давления

$$\Delta p = \frac{12 \mu L u_{cp}}{s^2} \quad (3.30).$$

Величину расхода (утечки) жидкости через щель с учетом движения цилиндра (поршня) можно определить (см. формулу (3.13)) так:

$$Q = u_{cp} \pi ds = \pi d \left(\frac{\Delta p s^3}{12 \mu L} + \frac{vs}{2} \right) \quad (3.31)$$

Влияние эксцентricности щели.

Учитывая, что абсолютная величина зазора s в рассматриваемых агрегатах ничтожно мала по сравнению с величинами диаметров плунжера и цилиндра, можем приближенно написать (см. рис. 3.5).

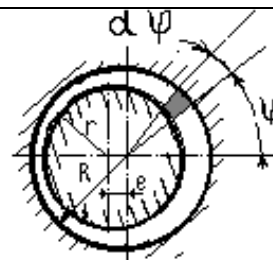


Рис.3.5. Расчетная схема.

$$a = R + e \cos \varphi - r = s(1 + \varepsilon \cos \varphi), \quad (3.32)$$

где a - величина радиального зазора для положения, соответствующего углу φ ;
 e - эксцентриситет;

$\varepsilon = \frac{e}{s}$ - относительный эксцентриситет;

$s = R - r$ - величина радиального зазора при концентрическом расположении плунжера и цилиндра;

R и r - радиусы цилиндра и плунжера.

Выделив элемент зазора шириной $rd\varphi$, и рассматривая его как плоскую щель, можно записать с учетом уравнения (3.14) выражения для элементарного расхода

$$dQ = uard\varphi = \frac{\Delta p a^3}{12\mu L} rd\varphi = \frac{\Delta p}{12\mu L} s^3 (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 rd\varphi \quad (3.33)$$

Проинтегрировав, получим расход жидкости через зазор:

$$Q = \frac{\Delta p s^3 r}{12\mu L} \int_0^{2\pi} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 d\varphi = \frac{\pi d \Delta p s^3}{12\mu L} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) = Q_c \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2\right) \quad (3.34)$$

где Q_c - расход при соосном расположении плунжера.

Учитывая, что максимальное значение эксцентриситета e равно номинальному радиальному зазору s , можно написать

$$Q_s = \frac{2,5 \Delta p \pi d s^3}{12\mu L} = 2,5 Q_c, \quad (3.35)$$

где Q_s - расход жидкости при максимальном значении эксцентриситета.

Отсюда перепад давления для максимального эксцентриситета

$$\Delta p = \frac{12\mu L Q_s}{2,5 \pi d s^3} \quad (3.36)$$

Из сравнения выражения (3.27) и (3.35) видно, что расход утечек жидкости при максимальной эксцентричности плунжера и втулки превышает в 2,5 раза расход при концентричном их положении.

Гидростатический подшипник

В высокооборотных насосах и гидромоторах применяются гидростатические опорные пяты (подшипники), в которых смазка эффективна при сколь угодно малых скоростях, что очень важно, например при пуске гидромотора. Смазка в этих подшипниках обеспечивается подачей в зазор между трущимися поверхностями жидкости под таким давлением, при котором внешняя нагрузка уравнивается силой давления жидкости и одна из скользящих поверхностей всплывает, теряя при этом контакт с другой. Благодаря этому представляется возможным воспринять масляной пленкой большие нагрузки без контакта металлических поверхностей.

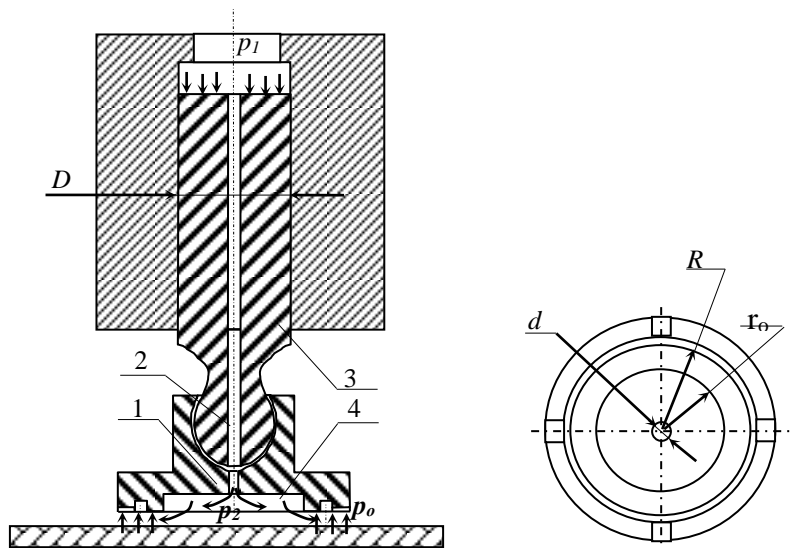


Рис. 3.6 Расчетная схема

В большинстве конструкций ГМ гидростатические (плавающие) подшипники (пяты) питаются от рабочей среды этой машины без применения вспомогательного источника давления. Подпятник предназначен для восприятия нагрузки от силы рабочего давления жидкости p_1 на плунжер 3 диаметром D .

Для разгрузки подвижного элемента 3 (плунжера) из рабочего цилиндра насоса в камеру 4 к скользящим сферической и плоской поверхностям через осевые каналы 2 плунжера 3 и опорного башмака 1 подводится жидкость под давлением p_2 усилие которой создает в зазоре между подпятником и опорной поверхностью жидкостную пленку, воспринимающую внешнюю нагрузку.

Для нахождения градиента давления для рассматриваемой плоской кольцевой щели в функции ее текущего радиуса r преобразуем уравнение (3.14):

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{12Qv\gamma}{s^3wg} \quad (3.37)$$

Подставив значение $w=2\pi r$ и $L=dr$, получим

$$dp = 6 \frac{Qv\gamma}{\pi s^3g} dr \quad (3.38)$$

Интегрируя это выражение в интервале от r_0 до R , находим давление:

$$p = 6 \frac{Qv\gamma}{\pi s^3g} \int_{r_0}^R \frac{dr}{r} = 6 \frac{Qv\gamma}{\pi s^3g} \ln \frac{R}{r_0} \quad (3.39)$$

Исходя из известных граничных условий давления (при $r=r_0$ давление $p=p_2$, а при $r=R$ давление $p=p_0$), уравнение расхода жидкости через плоскую щель примет вид

$$Q = \frac{\pi s^3 g p_2}{6\gamma v \ln \frac{R}{r_0}} \quad (3.40)$$

Грузоподъемность подшипника определится по выражению

$$F = p_2 \pi r_0^2 + \int_{r_0}^R p 2\pi r dr \quad (3.42)$$

Подставив из уравнений (3.3) и (3.4) значения p и Q и произведя интегрирование, получим выражение для расчета грузоподъемности кольцевого гидростатического подшипника:

$$F = p_2 \pi r_o^2 + \frac{12 \mu Q v \gamma}{s^3 g} \int_{r_o}^R \ln \frac{R}{r_o} r dr = p_2 \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 - r_o^2}{\ln \frac{R}{r_o}} \right) \quad (3.43)$$

Условие равновесия действующих в схеме сил имеет вид:

$$p_1 \frac{D^2}{2} = p_2 \left(\frac{R^2 - r_o^2}{\ln \frac{R}{r_o}} \right) \quad (3.44)$$

где p_1 и p_2 - давление, развиваемое насосом, и давление в камере опорного башмака.

Расход может быть вычислен по уравнению (3.4) (3.7)

Приравняв расход (утечку) жидкости через торцевую щель к расходу через капиллярное осевое отверстие в плунжере, вычисляемому по уравнению (2.13), получим уравнение для определения диаметра d отверстия:

$$\frac{(p_1 - p_2) d^4}{128 L} = \frac{p_2 s^3}{6 \ln \frac{R}{r_o}} \quad (3.45)$$

тогда

$$d = \sqrt[4]{\frac{128 p_2 s^3 L}{6 (p_1 - p_2) \ln \frac{R}{r_o}}} \quad (3.46)$$

При расчетах последовательных и параллельных гидравлических сопротивлений следует учитывать, что в первом случае $Q=Q_1=Q_2=\dots=Q_n$, а во втором $Q=Q_1+Q_2+\dots+Q_n$.

Также следует принимать во внимание влияние нагрева на поля давлений в торцевом зазоре.

Лекц.4 Общая теория объёмных гидромашин

Обобщенная схема ОГМ. Основные рабочие параметры. Кинематические соотношения. Геометрический расход (производительность). Рабочий объем. Индикаторная диаграмма, индикаторная работа. Теоретический крутящий момент. Утечки. Гидравлические потери. Механические потери. Общий баланс потерь и КПД объёмных гидромашин

Объёмные машины состоят из той или иной формы рабочих камер (*пространство в цилиндре, впадина между зубьями шестерни, камера между пластинами, впадина между выступами винта и т.п.*) и вытеснителей (поршень, зуб шестерни, пластина, выступ винта), которыми принудительно изменяются объёмы камер (**объём рабочей камеры**):

- в *насосе* при рабочем ходе (цикле) при перемещении вытеснителя объём рабочей камеры **уменьшается** и заполнявшая его жидкость вытесняется;

- в *гидродвигателе* при рабочем ходе жидкость, поступающая в рабочую камеру, **увеличивает** её объём, вызывая перемещение вытеснителя (поршня, плунжера, других рабочих органов, ограничивающих объём рабочей камеры).

Рабочим объёмом (V_0 или q , м^3 (л, см^3)) называют **объём несжимаемой жидкости, подаваемой насосом или принимаемой гидродвигателем, при отсутствии утечек, за один оборот или один ход ведущего звена насоса или ведомого звена гидродвигателя.**

Рабочий объём является основным параметром объёмных машин, который приводится в технической литературе как главный.

Другими основными параметрами являются:

номинальная частота вращения, n , об/сек, с^{-1} ;

номинальная подача (расход) Q , $\text{м}^3/\text{сек}$;

номинальное давление на выходе (на входе), p , Па;

номинальная мощность, N , Вт;

крутящий момент (для моторов), M , Н м.

коэффициент неравномерности подачи, δ , %;

полный КПД, η , %;

гидромеханический КПД, η_m , %;

объёмный КПД, η_o , %;

Характеристика гидромашины – функциональная зависимость между её определёнными параметрами при неизменных других параметрах (в т.ч. вязкости и плотности жидкой среды). Характеристики могут быть представлены в графической, табличной или аналитической форме.

Обычно для насосов функциональные зависимости определяют от давления при постоянной частоте вращения $n = \text{const}$: расхода $Q = f(p)$; полезной мощности $N_n = f(p)$; объёмного $\eta_o = f(p)$ и полного $\eta = f(p)$ КПД.

Для гидромоторов функциональные зависимости определяют:

При $\Delta p = \text{const}$: $n = f(Q)$; $Q = f(n)$; $M = f(n)$; $\eta_m = f(n)$; $\eta = f(n)$;

При $Q = \text{const}$: $n = f(\Delta p)$; $Q = f(n)$; $M = f(n)$;

Графическая зависимость изменения давления от времени или перемещения рабочего органа в замкнутом объёме, попеременно сообщаемом с входом и выходом насоса называется **индикаторной диаграммой насоса**.

На рис. 4.2.а изображена индикаторная диаграмма идеального одноцилиндрового поршневого насоса, в котором отсутствуют утечки и клапаны (распределитель) не имеют перекрытий (отсутствует запаздывание открытия и закрытия клапанов). Процесс всасывания такого насоса протекает по линии *ab*, а вытеснения - по линии *cd*. При условии отсутствия утечек и практической несжимаемости жидкости кривые повышения и снижения давления *bc* и *da* располагаются вертикально.

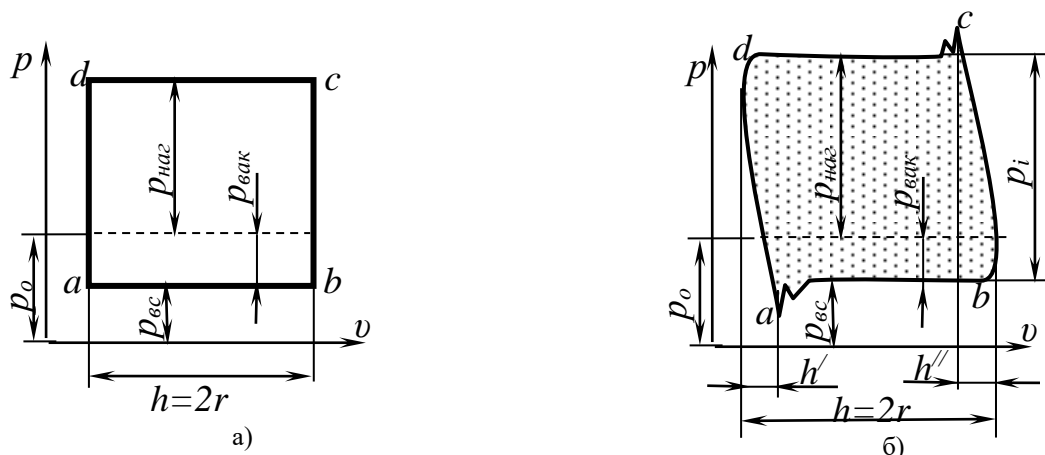


Рис. 4. 1.

На рис. 4.2.б представлена диаграмма насоса, отражающая запаздывание срабатывания клапанов и инерционность жидкости в переходных процессах.

Площадь индикаторной диаграммы выражает работу, сообщаемую жидкости поршнем за один оборот вала. Поделив площадь на ход поршня $h=2r$, получим среднее индикаторное давление p_i , определяемое выражением

$$p_i = p_{\text{вак}} + p_{\text{наг}} \quad (4.1)$$

где $p_{\text{вак}} = p_o - p_{\text{вс}}$ и $p_{\text{наг}}$ -соответственно среднее по индикаторной диаграмме значение разрежения (вакуума) в цилиндре насоса и давление нагнетания.

Мощность, передаваемая жидкости от приводного звена через поршень, называемая индикаторной мощностью, определится выражением

$$N_i = p_i S h n \quad (4.2)$$

где S - рабочая площадь поршня;

$h=2r$ - односторонний ход поршня;

p_i -индикаторное давление;

n -частота вращения вала (или возвратно-поступательного движения).

Частотой вращения n называется величина, равная числу полных оборотов за единицу времени. Под номинальной частотой вращения понимается наибольшая частота вращения, при которой гидромашина должна работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Номинальная частота вращения (об/мин) гидромотора :

$$n_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{V_o} \quad (4.3)$$

где $Q_{\text{ном}}$ - номинальный расход жидкости, м³/с;

Частота вращения вала гидромотора увеличивается прямо пропорционально расходу жидкости. При увеличении перепада давлений при

постоянном расходе жидкости частота вращения уменьшается из-за увеличения объемных утечек (потерь).

Объемная подача насоса - отношение объема подаваемой рабочей жидкости ко времени. Различают теоретическую Q_m (идеальную, геометрическую), и фактическую Q_f (реальную, эффективную) подачи насоса (для гидромотора - теоретический и фактический расходы).

Теоретическая подача насоса или расход ($\text{м}^3/\text{с}$) гидромотора

$$Q_m = V_o n \quad (4.4)$$

Номинальную подачу определяют при номинальных значениях частоты вращения, рабочего объема и давления на выходе (перепаде давлений).

Подача жидкости увеличивается прямо пропорционально частоте вращения вала насоса. С увеличением давления на выходе при постоянной частоте вращения подача насоса уменьшается. Это объясняется увеличением утечек рабочей жидкости.

Фактическая подача Q_f насоса меньше теоретической Q_m , на величину объемных потерь $Q_{пот}$:

$$Q_m = Q_f + Q_{пот} \quad (4.5)$$

Под **объемными потерями** в насосе понимается уменьшение фактической подачи насоса вследствие:

- утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах (*из рабочей полости в нерабочую или в атмосферу*), ΔQ_1 ;
- неполного заполнения рабочих камер и содержания воздуха в рабочей жидкости; сжатия рабочей жидкости, деформации деталей насоса, определяющих размер его рабочих камер (принято называть *условными утечками*), ΔQ_2

Подача у большинства насосов неравномерна. Коэффициент неравномерности подачи δ определяется как удвоенное отношение разности максимального Q_{max} и минимального Q_{min} значений подачи насоса к их сумме:

$$\delta = 2(Q_{max} - Q_{min}) / (Q_{max} + Q_{min}) \quad (4.6)$$

Неравномерность подачи насоса вызывает пульсацию давления, в результате которой возникает вибрация элементов конструкции насоса и гидропривода.

Под **полезной мощностью насоса** и **потребляемой мощностью гидромотора** понимается приращение гидравлической мощности потока рабочей жидкости в гидромашине

$$N_{вых. насоса} = N_{вых. мотора} = Q \Delta p, \text{ Вт} \quad (4.7)$$

где Q – подача (расход) гидромашин; Δp – приращение давления в гидромашине.

Полезная мощность насоса увеличивается прямо пропорционально увеличению давления.

Потребляемую номинальную мощность насоса и эффективную номинальную мощность гидромотора (на его валу) определяют по измеренным вращающему моменту M и частоте вращения n :

$$N_{вых. насоса} = N_{вых. мотора} = M \omega = M 2 \pi n, \text{ Вт} \quad (4.8)$$

где M - вращающий момент; ω - угловая скорость; n – частота вращения.

Теоретический **вращающий момент гидромотора**:

$$M_{теор} = \frac{N_{вх.мотора}}{\omega} = \frac{Q\Delta p}{\omega} = \frac{V_o n \Delta p}{2\pi} = \frac{V_o \Delta p}{2\pi}, (H\cdot m) \quad (4.9)$$

В гидромоторах направление вращающего момента, создаваемого давлением жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу. В насосе вращающий момент, создаваемый давлением жидкости, направлен в сторону, противоположную вращению его вала. Этот момент преодолевается приводящим двигателем.

Преобразование энергии в объёмных гидромашинах связано с объёмными (объёмный η_o), механическими (механический η_m) и гидравлическими (гидравлический η_r) потерями. **КПД гидромашин** характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в машине.

Полным КПД гидромашин называется отношение полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{вых.насоса}}{N_{вх.насоса}} = \frac{N_{вых.мотора}}{N_{вх.мотора}} = \frac{N_{вых.}}{N_{вх.}} \quad (4.10)$$

Подставляя в формулу (4.10) значения мощностей из формул (4.8) и (4.9), получаем:

$$\eta_{насоса} = \frac{Q\Delta p}{M\omega} \quad (4.11) \quad \eta_{мотора} = \frac{M\omega}{Q\Delta p} \quad (4.12)$$

Значения КПД современных поршневых насосов при номинальных режимах сравнительно высоки: $\eta = 0,86...0,89$. Зависимость КПД насоса от давления на выходе при постоянной частоте вращения приведена на рис. 4.1.

Зависимость КПД гидромотора от частоты вращения при постоянном давлении приведена на рис. 3.2, в.

Под **гидромеханическими потерями** (обычно их объединяют) в гидромашине понимается сумма гидравлических и механических потерь. Гидромеханические потери уменьшают **эффективный вращающий момент** гидромотора и **полезную мощность насоса** по сравнению с теоретическими параметрами, вследствие возникновения сил трения при преодолении рабочей жидкостью местных гидравлических сопротивлений и сил трения между подвижными деталями и жидкостью.

Отличие насоса от гидромотора, с этой точки зрения, заключается в том, что для определения механических потерь в насосе теоретическую мощность вычитают из мощности на валу насоса, а в моторе мощность на выходном валу вычитают из теоретической его мощности.

Гидромеханический КПД гидромашин рассчитывают при испытании:

$$\eta_{м.насоса} = \frac{N_{теор.насоса}}{N_{вх.насоса}} = \frac{V_o \Delta p}{M_{изм.насоса} 2\pi} \quad (4.13) \quad \eta_{м.мотора} = \frac{M_{изм.мотора}}{M_{теор.мотора}} = \frac{2\pi M_{изм.мотора}}{V_o \Delta p} \quad (4.14)$$

где – $M_{изм}$ - измеренный вращающий момент.

Зависимость гидромеханического КПД от частоты вращения приведена на рис. 3,2, г.

Потери *подачи* насоса характеризуются **объёмным КПД** η_o , под которым понимается отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных значениях давления на выходе, вязкости рабочей жидкости и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$\eta_o = \frac{Q_\phi}{Q_m} \quad (4.15)$$

С увеличением давления на выходе при постоянной частоте вращения объёмный КПД насоса уменьшается. Для поршневых насосов, применяемых в гидроприводах $\eta_o=0,96...0,98$.

При прямо-сдаточных испытаниях допускается рассчитывать объёмный КПД насоса по формуле

$$\eta_o = \frac{Q_{ном}}{Q_o} \quad (4.16)$$

где $Q_{ном}$ - измеренная подача насоса при номинальном давлении на выходе насоса;

Q_o - измеренная подача насоса при минимально возможном давлении на выходе насоса (при режиме холостого хода) (значения подачи насоса должны быть обязательно приведены к одинаковой частоте вращения).

Объемные потери (утечки жидкости) гидромотора соответственно уменьшают число оборотов по сравнению с расчетным, поэтому **объёмный КПД гидромотора** представляет собой отношение теоретического объема жидкости $Q_{т.мотора}=V_o n$, подводимого к его рабочим элементам в единицу времени к фактически подаваемому объему $Q_{ф.мотора}$:

$$\eta_{о.мотора} = \frac{Q_{т.мотора}}{Q_{ф.мотора}} \quad (4.17)$$

Принимая во внимание, что

$$Q_{т.мотора}=Q_{ф.мотора}-\Delta Q_{мотора} \quad (4.18)$$

где $\Delta Q_{мотора}$ - объемные потери в гидромоторе, можно написать

$$\eta_{о.мотора} = 1 - \frac{\Delta Q_{мотора}}{Q_{ф.мотора}} \quad (4.19)$$

Объемные потери (утечки жидкости) в гидромоторе отличаются от утечек в насосе тем, что потери, обусловленные недозаполнением жидкостью рабочих камер, в моторе практически отсутствуют.

Полный КПД гидромашины представляет собой произведение гидравлического, механического и объёмного КПД

$$\eta = \eta_z \eta_m \eta_o = \frac{\Delta p}{p_i} \frac{N_i}{N_{вх}} \frac{Q_\phi}{Q_m} = \frac{N_{вых}}{N_{вх}} \quad (4.20)$$

На рис.4.3, а) и б) приведены принципиальные графики зависимости производительности насоса от числа оборотов n и перепада давления Δp для случаев отсутствия условных утечек и такой жесткости конструкций насоса, при которой зазоры при повышении давления не изменяются.

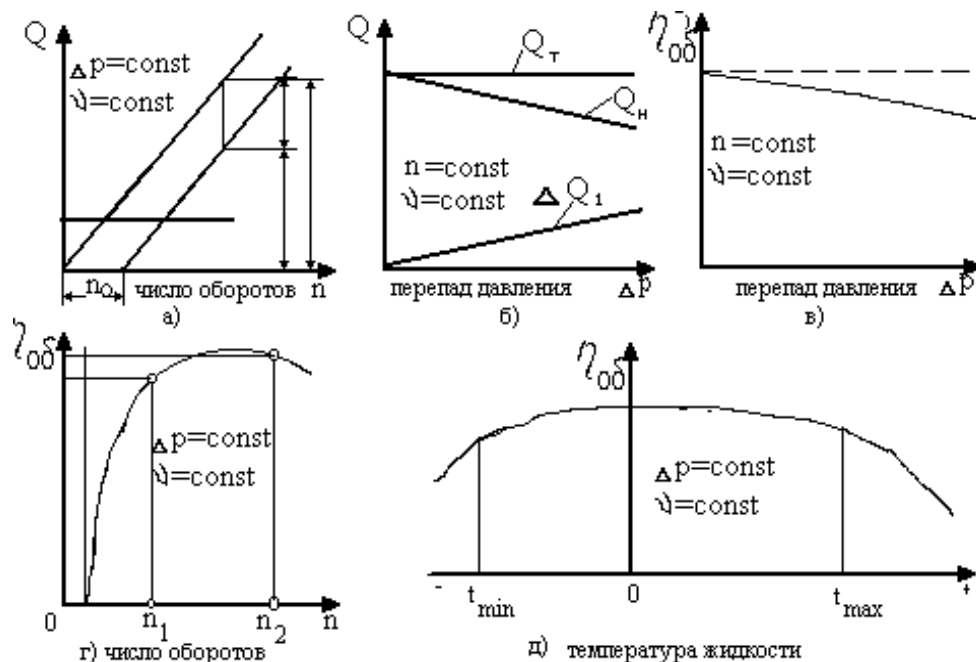


Рис.4.3. Объёмные характеристики насоса

При повышении перепада давления фактическая производительность такого насоса Q_H понижается практически линейно. В соответствии с этим линейной будет также зависимость от Δp величины утечек жидкости ΔQ , обусловленных перепадом давления. С другой стороны, так как зазоры при изменении оборотов практически постоянны и, кроме того, скорость течения жидкости через зазоры (скорость утечек жидкости) значительно больше скорости скользящих пар, образующих рабочие зазоры, величина утечек жидкости через зазоры ΔQ_1 почти не зависит от числа оборотов насосов (см. рис.4.3, а). При числах оборотов, меньших n_0 насос не будет развивать требуемого перепада давления.

При повышении числа оборотов вала насоса пропорционально увеличивается количество жидкости, проходящей через подводящие каналы и узел распределения, а следовательно, соответственно увеличивается сопротивление (потери напора). Очевидно, при постоянном давлении жидкости на входе в насос может быть достигнуто такое критическое число оборотов, при котором в насос не будет поступать при данном давлении на входе требуемое для заполнения рабочих камер количество жидкости и при дальнейшем повышении числа оборотов производительность насоса не будет повышаться или будет даже снижаться. При числах оборотов выше некоторого критического значения насос работает в кавитационном режиме (в режиме голодания).

Изменение объёмного КПД насоса практически находится в прямой зависимости от перепада давления (см.рис.4.3. в). Поскольку теоретическая производительность насоса при бескавитационном режиме всасывания прямо пропорциональна числу его оборотов [см. выражение (4.1)], а абсолютная величина утечек жидкости при принятых условиях зависит лишь от перепада давления жидкости и практически не зависит от числа оборотов насоса, объёмный к. п. д., насоса с увеличением числа оборотов в некоторых пределах, в которых соблюдается бескавитационный режим работы, повышается (рис. 4.3, г).

Однако подобное повышение объёмного КПД и производительности насоса будет происходить лишь до определенных значений оборотов, при которых утечки, обусловленные недозаполнением рабочих камер насоса, отсутствуют или столь

малы, что ощутимо не изменяют производительности насоса. При более высоких числах оборотов условные утечки станут превалировать над основными, и поскольку с увеличением числа оборотов они относительно возрастают, то объемный к. п. д при этом понижается. Понижение объемного КПД, наблюдаемое при повышении оборотов обусловлено объемными потерями на всасывании (кавитацией). До оборотов n , величина КПД. определяется утечками через зазор в результате перепада давления. Очевидно, оптимальным диапазоном чисел оборотов в этом случае является диапазон от n_1 до n_2 .

Обратимость- пригодность машины для работы как в качестве насоса, так и гидромотора. Поскольку ГМ - устройство, преобразующее механическую энергию в гидравлическую и *наоборот*, то теоретически ГМ обратимы. но из за конструктивного исполнения это не всегда так: К необратимым относятся ГМ с самодействующими распределительными клапанами, а так же автоматические насосы переменной подачи (когда сигнал давления на выходе управляет подачей). В большинстве же случаев объёмные насосы и гидромоторы бесклапанного действия являются обратимыми машинами, что позволяет применять без какой либо доработки или ремонта в качестве насоса и мотора одну и ту же машину.

Одной из характеристик насоса является **вакуумметрическая высота всасывания**, определяемая как высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей и вычисляется в общем случае по выражению (существенно зависит от вредного пространства):

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{\text{вх}} + \rho \frac{u_{\text{вх}}^2}{2}}{\rho g} \right)$$

где p_0 - давление окружающей среды;

$p_{\text{вх}}$ - давление на входе в насос;

ρ -плотность жидкой среды;

$u_{\text{вх}}$ - скорость жидкой среды на входе в насос;

g -ускорение падения

Лекц.5 Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели

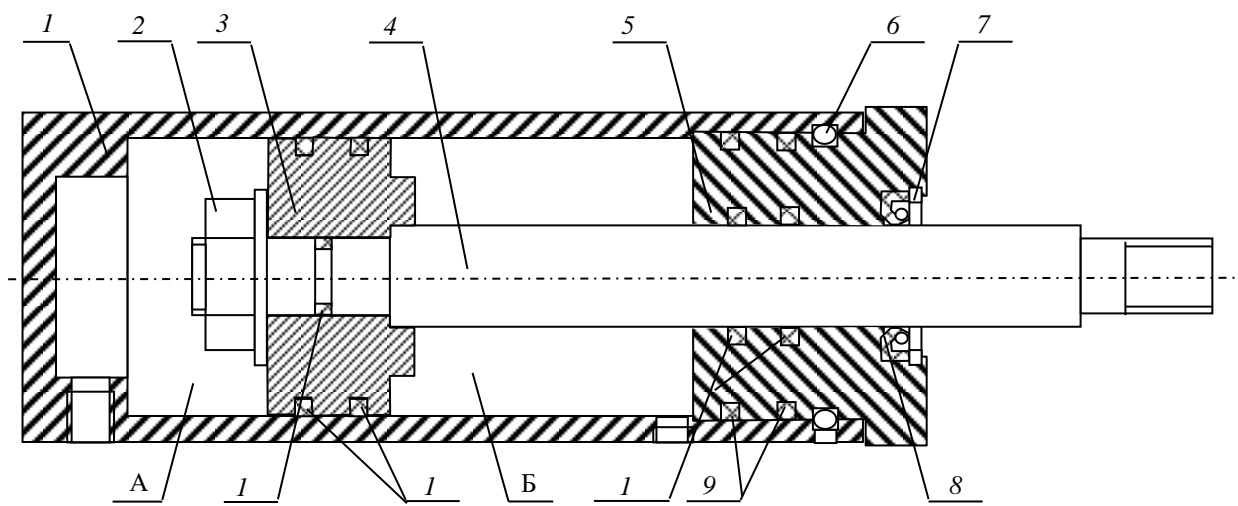
Назначение. Схемы. Конструкции. Усилия. Ряды типоразмеров. Расчеты размеров, прочности и устойчивости.

Гидроцилиндр – объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена относительно корпуса.

Гидроцилиндром часто также называют *поворотный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена*.

В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры разделяют на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые гидроцилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком (рис. 5. 1). В цилиндрической расточке корпуса 1 находится поршень 3, жестко соединенный со штоком 4. Шток 4 поршня выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Такой ГЦ имеет две полости: **поршневую А** - часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса и поршня, и **штоковую Б** - часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса, поршня, крышки и штока. Для устранения наружных утечек рабочей жидкости по неподвижным и подвижным разъемам (соединениям), а также внутренних перетечек жидкости из одной рабочей полости в другую, указанные разъемы герметизируются при помощи уплотнительных колец (манжет и грязесъемника) 8, 9, 10, 11 и 12.



Принцип работы поршневого гидроцилиндра следующий. При соединении поршневой полости А с напорной линией поршень 3 со штоком 4 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо, вытесняя рабочую жидкость из штоковой полости Б. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость Б поршень со штоком, под действием силы давления, перемещается в противоположном направлении. Жидкость развивает усилие, преодолевающее трение, гидравлическое сопротивление вытесняемого объема и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку 4.

Обратить внимание на конструктивные особенности, обеспечивающие возможность подвода и отвода рабочей жидкости в крайних положениях – впадину в доннышке корпуса и выступ-упор на поршне

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 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, силы тяжести (веса) и т. д. – Разновидность ГЦ одностороннего действия – плунжерный ГЦ. Преимущество – высокой точности обработки требуют только отверстие в крышке и шток (плунжер). Недостаток – малый ход и неустойчивость плунжера (только одна опора).

Следует заметить, что плунжер и поршень – тождественные понятия, а разница между ними – в конструктивном оформлении: для поршня характерно соотношение $D/L \geq 1$, для плунжера $D/L \ll 1$ (D и L – диаметр и длина поршня).

Обычно выходным звеном цилиндра является шток, редко – корпус. В последнем случае шток цилиндра жестко прикрепляют к объекту, а подвод и отвод рабочей жидкости производится либо через полые штоки, либо при помощи гибких рукавов.

Для цилиндров установлены следующие основные параметры и размеры:

номинальное давление p , (МПа);

диаметр поршня D , (мм) – главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров;

диаметр штока d , (мм);

ход поршня L , (мм) и

масса цилиндра m , (кг).

Ряды нормальных диаметров поршней и штоков гидроцилиндров устанавливает ГОСТ 6540 – 68.

Конструкция поршневого цилиндра состоит из корпуса 10, штока 7 с поршнем 9, крышки Б, втулки 4, демпфера 8, грязесъемника 3, опорного кольца 2 и проушины 1. Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а штока – резиновым и защитным кольцами, установленными во втулке 4, и манжетой. Герметизация неподвижных соединений осуществляется резиновыми уплотнительными кольцами. Соединение крышки 5 с корпусом 10 – резьбовое со стопорной гайкой 6. Рабочая жидкость в полость Б цилиндра подводится через отверстие в крышке 11, а в полость А – через отверстие в крышке 5. Цилиндр крепят с помощью проушины 1 и шарнирного подшипника 12.

Расчет основных параметров.

Рабочие площади S_n и S_w (m^2) поршней для цилиндров с односторонним штоком определяют по формулам:

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad S_w = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (5.1)$$

Теоретическое усилие на штоке без учёта сил трения и инерции:

$$F = \Delta p S, \quad \text{а точнее} \quad F = p_n S_n - p_w S_w = \frac{\pi}{4} (\Delta p D^2 + p_w d^2) \quad (5.2)$$

Фактическое усилие преодолевает статическую (теоретическую) нагрузку $F_{ст}$, силу трения в конструктивных элементах $F_{тр}$ и силу инерции $R_{ин}$:

$$F_{факт} = F_{ст} + F_{тр} + R_{ин} \quad (5.3)$$

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

$$F_{тр} = f\pi Db\sigma_k z \quad (5.4)$$

f – коэффициент трения скольжения ($f=0,1 \dots 0,2$);

b – ширина контактного пояса уплотнения;

σ_k – контактное напряжение;

z – число колец.

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

$$R_{ин} = ma \quad (5.5)$$

m – масса движущихся частей, приведённая к штоку, включая массу рабочей жидкости;

a – ускорение, $a=2h/t^2$.

Расчётная скорость штока без учёта утечек рабочей жидкости:

$$v_n = \frac{Q_n}{S_n} \quad (5.6) \quad \text{или} \quad v_{ш} = \frac{Q_{ш}}{S_{ш}} \quad (5.7)$$

При постоянстве расходов для ГЦ с односторонним штоком $v_{ш} > v_n$.

Поршневой гидроцилиндр с заданным соотношением площадей поршня и штока называют дифференциальным гидроцилиндром.

Теоретическая мощность ГЦ

$$N_T = Fv = (p_n S_n - p_{ш} S_{ш})v = \frac{\pi}{4} (\Delta p D^2 + p_{ш} d^2) v \quad (5.8)$$

Полезная мощность гидроцилиндра

$$N = F_{факт} v = N\eta \quad (5.9)$$

Зная из условий технологической операции время перемещения штока t , его ход h и развиваемое усилие $F_{факт}$, определяем полезную мощность N , далее, принимая какой-либо параметр гидропривода за базовый (расход Q , давление p , диаметр D), однозначно рассчитываем остальные. Исходные уравнения (упрощённо):

$$N = F_{факт} v = pQ\eta \quad v = \frac{h}{t} \quad p = \frac{F}{S} \quad Q = vS \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

Расчёт цилиндров на прочность выполняют по отдельным элементам, основными из которых являются цилиндрический корпус и шток.

Принятые в инженерной практике соотношения диаметров штока и поршня $d/D=0,3 \dots 0,7$. Соотношение длины хода к диаметру $h/D < 15$

Расчёт штока при $h/D < 10$ производят по выражению:

$$\sigma_{штока} = \frac{F_{факт}}{S_{штока}} = \frac{4F_{факт}}{\pi d_{ш}^2} \quad (5.10)$$

При соотношении $h/D > 10$ ГЦ, работающий на сжатие, необходимо проверять на устойчивость при продольном изгибе:

$$F_{\max} = k \frac{\pi^2 EJ}{L} \quad (\text{формула Эйлера}) \quad (5.11)$$

где F_{\max} – разрушающая сжимающая нагрузка;

k – коэффициент, зависящий от способа заделки концов ГЦ. Если два шарнира, то $k=1$, если один, то $k=2$;

E – модуль упругости материала; для стали $E=2,2 \cdot 10^{11}$ Па (220 ГПа);

J – момент инерции кольца (стенка корпуса ГЦ), $J=\pi(d_n^4 - d_v^4)/64$;

L – общая длина ГЦ, с выдвинутым штоком.

Элементы гидроцилиндра, работающие на растяжение, рассчитывают на прочность по допустимому напряжению растяжения $[\sigma]$.

Напряжение в стенке цилиндра:

$$\sigma_{\text{стенки}} = \frac{d_n^2 + d_e^2}{d_n^2 - d_e^2} p_{\text{max}} \quad (5.12)$$

Толщину стенки цилиндра определяют по формуле Лямэ:

$$\delta_c \geq \frac{d_e}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 1,2 p_{\text{max}}}{[\sigma] - 1,2 p_{\text{max}}}} - 1 \right) \quad (5.13)$$

Толщина плоского дна цилиндра одностороннего действия

$$\delta_{\text{дна}} \geq 0,4 d_e \sqrt{\frac{1,2 p_{\text{max}}}{[\sigma]}} \quad (5.14)$$

Допустимые максимальные напряжения для серого чугуна 25 МПа, для высокопрочного 40 МПа, для меди и бронзы 42 МПа, для стального литья 80...100 МПа; для ковальной углеродистой стали 100...120 МПа, для легированной стали 150...180 МПа.

К гидроцилиндрам предъявляют следующие требования:

поршни и плунжеры под статическим усилием должны плавно (равномерно) перемещаться по всей длине хода;

не допускаются боковые нагрузки на штоках; эти нагрузки могут привести к быстрому изнашиванию уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра;

наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются;

на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;

внутренние перетечки жидкости из одной полости цилиндра в другую должны быть минимальными и не должны превышать норму, установленную в технических условиях;

рабочие поверхности деталей цилиндра должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими или иметь защитные покрытия;

для предотвращения попадания грязи и пыли в полости цилиндров необходимо применять грязесъемники.

Материалы, используемые при изготовлении ГЦ: *корпуса* (гильзы) - стальные бесшовные горячекатаные трубы по ГОСТ 8732 - 78*, стали 35 и 45 или легированные стали 30ХГСА и 12Х18Н9Т, алюминиевый сплав Д16Т; *штоки* - стали 40Х или 30ХГСА; *поршни* - стали 35 и 45. **Обрабатывают:** внутренние поверхности *корпусов* по полю допусков $H8$, параметр шероховатости поверхности $Ra=0,1$ мкм получается хонингованием или раскаткой шариками или роликами; наружную поверхность *штока* - по полю допуска $e8$, параметр шероховатости поверхностей штока $Ra=0,05$ мкм; наружную поверхность *поршня* - по полю допуска $e8$, параметр шероховатости поверхностей поршня $Ra=0,8...0,4$ мкм.

Лекц.6 Уплотнительные устройства

Общие сведения. Уплотнительные устройства предназначены для обеспечения герметичности соединений гидроустройств с целью предотвращения или уменьшения утечек жидкости через зазоры в соединениях, а также защиты внутренних полостей и гидроустройств от проникновения частиц загрязнений, влаги и воздуха из внешней среды. Уплотнительное устройство в общем случае состоит из рабочих элементов сопрягаемых деталей соединений (например, золотника и корпуса), уплотнителя и вспомогательных деталей. Уплотнителем называют деталь уплотнительного устройства, находящуюся в контакте с сопрягаемыми деталями и препятствующую перетеканию рабочей жидкости через зазоры между этими деталями. Уплотнитель, при помощи которого контакт с сопрягаемыми деталями достигается в результате действия упругих сил, возникающих при его сжатии или изгибе, называется упругим. Пространство в уплотнительном устройстве (сопрягаемой детали), предназначенное для установки уплотнителя, называется местом установки. К вспомогательным деталям уплотнительного устройства относятся детали, обеспечивающие нормальную работу уплотнителей (защитные, нажимные и опорные кольца и др.)

Для предохранения рабочих полостей гидроустройств от проникновения частиц загрязнений, влаги и воздуха из внешней среды предназначены грязесъемники и пыльники.

Уплотнители разделяют по виду относительного перемещения - на уплотнители неподвижных и подвижных соединений; по направлению действия упругой деформации - на аксиальные (торцовые) и радиальные; по конструкции - на уплотнительные кольца, манжеты и прокладки; по материалу - на неметаллические (например, резиновые) и металлические. Уплотнители подвижных соединений классифицируют на уплотнители вращательного, возвратно-поступательного и контактного соединений. Номенклатуру показателей качества резиновых контактных уплотнителей устанавливает ГОСТ 4.17 - 80.

К показателям назначения, определяющим область применения уплотнителей, относятся работоспособность в среде рабочей жидкости, интервал рабочих температур и давлений жидкости, диапазон относительных перемещений (линейная скорость, частота вращения и т. д.) допускаемые силы трения. При низких температурах эксплуатации уплотнителей наблюдается усадка резины и потеря эластичности уплотнителей, при высоких - старение резины и быстрая потеря эластичности. Скорость относительного перемещения в уплотнительных устройствах обуславливает температуру в зоне контакта уплотнителя и тем самым влияет на физико-механические показатели резины. При увеличении скорости перемещений температура в месте контакта уплотнителя с сопрягаемой поверхностью увеличивается.

К показателям назначения уплотнителей, определяющим герметичность соединения, относятся степень герметичности и контактное напряжение. Выбор степени герметичности гидроустройства определяется его назначением в гидроприводе и важностью задач, выполняемых гидроприводом. Контактное механическое напряжение в уплотнительном устройстве с увеличением давления

рабочей жидкости увеличивается, однако при этом из-за наличия уплотнителей в подвижных соединениях увеличиваются силы трения, а в неподвижных соединениях возникает возможность выдавливания уплотнителей в зазор.

К показателям назначения, характеризующим конструкцию уплотнителей, относятся допуски и размеры уплотнителя (прессформы), отклонения от геометрической формы сечения и взаимного расположения поверхностей уплотнителей и т. д.

К показателям назначения, характеризующим сопрягаемые детали и точность сборки, относятся внешний вид поверхности сопрягаемых деталей (например, вала, штока и т. д.), предельные отклонения размеров, шероховатость поверхности и точность сборки.

Качество резиновых упругих уплотнителей зависит от физико-механических показателей выбранной резины (относительное удлинение при разрыве, твердость, истираемость, относительная остаточная деформация сжатия и др.). Кроме показателей назначения, большое значение имеют показатели надежности (например, ресурс, срок службы, срок сохраняемости и др.), а также экономические показатели (стоимость и др.) уплотнителей.

Обеспечение герметичности гидроустройств уплотнительными кольцами. Уплотнительное кольцо - радиальный или осевой(торцовый) уплотнитель в виде кольца, применяемый в подвижных и неподвижных соединениях, герметизирующий эффект которого создается в результате сжатия.

В гидроустройствах используют резиновые уплотнительные кольца круглого, прямоугольного, овального и П-образного сечений. Наиболее широкое распространение в объемных гидроприводах получили уплотнительные кольца круглого сечения(ГОСТ 9833 - 73*), которые предназначены для работы при давлении до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа в подвижных соединениях в средах нефтяных жидкостей и водных эмульсий. Скорость относительного перемещения деталей уплотнительных устройств до 0,5 м/с. Материал уплотнительных колец - резиновая маслостойкая смесь.

На рис. 6.1 показаны схемы монтажа радиальных уплотнительных колец круглого сечения. Для размещения уплотнительного кольца в изделии предусматривают место установки - кольцевую канавку определенных размеров. Глубину канавки выбирают такой, чтобы кольцо было обжато по поперечному сечению на определенную величину.

Обжатие оценивают коэффициентом предварительного сжатия (в процентах) $e = (d-h)100/d$, где d - диаметр сечения кольца в свободном состоянии. Коэффициент предварительного сжатия обычно принимают равным 10...35 %. Канавку выполняют шириной b , приблизительно на 20...25 % большей диаметра d . Параметры шероховатости поверхностей сопрягаемых деталей выбирают исходя из назначения соединения: для неподвижного $Ra=1,6$ мкм, для подвижного $Ra=0,20$ мкм.

На рис. 6.1, а показано уплотнительное кольцо, установленное в канавку сопрягаемой детали. При монтаже уплотнительного устройства (рис. 6.1, б) уплотнительное кольцо подвергается сжатию, при котором возникает механическое контактное напряжение σ .

При действии высокого давления p_0 жидкости уплотнительное кольцо находится в месте установки в состоянии дополнительного сжатия под действием контактного напряжения и давления жидкости $(\sigma + p_0)$ (рис. 6.1, в). При большом зазоре и некотором давлении $p > p_0$ уплотнительное кольцо может выдавливаться в зазор и разрушаться. Для предотвращения разрушений устанавливают защитные кольца из более твердого материала (рис. 6.1, г). Защитные кольца устанавливают в неподвижных соединениях при $p > 15 \text{ МПа}$, в подвижных - при $p > 10 \text{ МПа}$.

Для исключения срезания колец при сборке изделий в конструкции деталей предусматривают заходные фаски под углом 30° (рис. 6.2). При сборке рекомендуется смазывать трущиеся поверхности уплотнений тонким слоем смазочного материала.

Осевые (торцовые) уплотнения (рис. 6.3, б) по сравнению с радиальными (рис. 6.3, а) имеют следующий недостаток: при раскрытии стыков соединений предварительное контактное напряжение резко уменьшается, и герметизация соединений нарушается.

Для герметизации неподвижных соединений, работающих при высоких давлениях рабочей жидкости, применяют П-образные уплотнительные кольца (рис. 6.4). Внутри кольца 2 установлены две стальные тарельчатые пружины 3 с шайбой 4, а снаружи - стальное защитное кольцо 1. Шайба 4 предназначена для облегчения подбора пружин с заданной удельной нагрузкой в месте контакта и для ограничения деформации пружин.

Защитное кольцо 1 предотвращает выдавливание уплотнителя в зазор при раскрытии стыка.

Обеспечение герметичности гидроустройств уплотнительными манжетами. Уплотнительная манжета - радиальный уплотнитель в виде кольца, имеющий выступающие рабочие элементы, в результате изгиба и прижатия которых к сопрягаемой поверхности обеспечивается необходимый контакт с ней. Уплотнительные манжеты применяют для герметизации вращательных и возвратно-поступательных соединений.

На рис. 6.5 показана схема армированной уплотнительной манжеты, предназначенной для герметизации вращающихся валов гидромашин. Манжета состоит из корпуса 1, каркаса 2, губки с рабочей кромкой и пружины 3. Металлический каркас придает корпусу манжеты определенную форму и жесткость. Нажимная (браслетная) пружина 3 предназначена для создания радиального усилия на губке манжеты и прижатия ее рабочей кромки к валу 4 гидромашин. В манжетах с нажимной пружиной контактное напряжение легко регулировать подбором усилия пружин. При недостаточном контактном напряжении и большом радиальном биении вала увеличиваются утечки рабочей жидкости. При повышенном контактном напряжении развиваются процессы трения, изнашивания и старения резины в результате нагрева.

Типовые манжеты предназначены для работы в гидроприводах при избыточном давлении до $0,05 \text{ МПа}$, окружной скорости рабочей кромки манжеты до 20 м/с и температуре от -50 до $+90^\circ \text{C}$ в зависимости от группы резины.

Работоспособность манжеты зависит от шероховатости сопрягаемой поверхности вала. Рабочая поверхность вала должна отвечать следующим

требованиям: твердость поверхности трения по шкале Супер - Роквелла не менее HRC₃₀ (если материал вала не обеспечивает требуемой твердости, рекомендуется в зоне контакта вала с манжетой устанавливать переходную втулку). Параметр шероховатости поверхности вала не ниже $Ra=0,2\text{мкм}$ с последующим полированием (не допускаются риски и другие дефекты); допуск радиального биения не более 0,15 мкм.

Требования к расточке в корпусе гидромашины: допускаемое отклонение диаметра отверстия $H9$; параметр шероховатости поверхности не ниже $Ra=1,6\text{мкм}$; допуск соосности отверстия под манжету относительно оси вращения вала не более 0,2 мм.

Уплотнительные манжеты для герметизации пар возвратно-поступательного движения имеют ряд преимуществ по сравнению с уплотнительными кольцами: меньшая ширина рабочей кромки обуславливает меньшую силу трения.

На рис. 6.6, а показан комплект шевронных резинотканевых уплотнителей для герметизации штоков и цилиндров и гидроустройств, работающих при давлении рабочей жидкости до 63 МПа со скоростью возвратно-поступательного движения менее 3 м/с в среде нефтяных жидкостей и водных эмульсий при температуре от - 50 до +100⁰С. В состав комплекта уплотнения входят шевронные манжеты 2 и 8, нажимное 1 и опорное 4 кольца. Число манжет, входящих в комплект уплотнения, зависит от диаметра штока и давления рабочей жидкости.

На рис. 6.6, б представлена схема установки шевронных манжет 3 для герметизации штока 5 гидроцилиндра. Регулирование осевого сжатия манжет при монтаже обеспечивается ограничительными шайбами 6. Шевронные манжеты и кольца изготовляют из ткани, вулканизированной с двух сторон резиновой смесью.

Осевой размер места установки следует выполнять по максимальному размеру Н уплотнения. Толщина К ограничительных шайб до поджатия уплотнения и первоначальное поджатие δ уплотнения устанавливаются в зависимости от ширины и числа манжет.

На рис. 6.7, а показана конструкция резиновой уплотнительной манжеты (ГОСТ 14896 - 84*). Манжета предназначена для герметизации зазоров между цилиндрами и поршнями (плунжерами, штоками) в гидроустройствах с возвратно-поступательным движением выходного звена при скорости относительного перемещения не более 0,5 м/с, давлении жидкости 0,1...50 МПа, температур от - 60 до +200 ⁰С. Резиновые манжеты изготовляют в пресс-формах, параметр шероховатости формирующих поверхностей которых $Ra = 0,32\text{мкм}$. На рис; 6.7, б показана установка манжеты для герметизации штока. Уплотнительное устройство состоит из рабочих поверхностей штока 5, корпуса 1, уплотнительной манжеты 2, защитного кольца 3 из фторопласта и стальной крышки 4.

Обеспечение герметичности гидроустройств без упругих уплотнителей. Герметичность внутренних соединений типа клапан-седло (в клапанах и клапанных распределителях), корпус - боковые крышки (в шестеренных и пластинчатых погружных насосах), обеспечивается тщательной механической обработкой сопрягаемых поверхностей и созданием их силового контакта.

Наружные каналы в корпусах гидроустройств герметизируют с помощью запрессовки в них гладких стальных цилиндрических заглушек с последующей чеканкой по диаметру заглушек.

Высокую степень герметичности обеспечивают сварка и пайка неразъемных соединений.

Герметичность подвижных внутренних соединений гидроустройств обеспечивают двумя способами:

уменьшением зазоров в подвижных соединениях до минимума (3...5 мкм), например, герметизация соединений таких пар, как золотник - корпус в распределителях с цилиндрическим золотником, поршень - цилиндр в поршневых насосах и гидромоторах и т. д.;

силовым контактом тщательно обработанных сопрягаемых поверхностей, например, герметизация соединений таких пар пластинчатых насосов, как пластина - статорное кольцо (поджим пластин обеспечивается давлением жидкости, подводимой в пазы ротора), блок цилиндров - распределительный диск в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах с торцовым распределением (блок цилиндров поджимается к распределительному диску силой пружины и давлением жидкости).

На рис. 6.8 показана конструктивная схема контактного осевого (торцового) уплотнительного устройства - для герметизации вращающихся валов гидромашин, применяющегося при высоком давлении (до 2 МПа) рабочей жидкости во внутренних полостях. Основными элементами являются втулка 8, вращающееся упорное кольцо 7 и невращающееся опорное кольцо 8. Втулка 8 жестко закреплена на валу 1 гидромашин; ее осевое перемещение ограничено кольцом 2. Упорное кольцо 7, установленное во втулке 8, может перемещаться вдоль оси втулки. Герметизация соединения нажимного кольца 7 с втулкой 3 обеспечивается резиновым уплотнительным кольцом 5. Поводок 6, входящий в паз втулки 3, предназначен для передачи вращения от вала 1 к упорному кольцу 7. Опорное кольцо 8 установлено в корпусе 10 гидромашин и опирается на уплотнительное кольцо 9, обеспечивающее кроме герметизации стыка самоустанавливаемость опорного кольца 8 по отношению к кольцу 7. Опорное кольцо фиксируется от вращения штифтом (на рисунке не показан). Упорное кольцо изготовлено из износостойкой стали, а опорное кольцо - из бронзы.

Рабочие торцовые поверхности колец должны иметь параметр шероховатости поверхности $Ra=0,1$ мкм. Допуск плоскостности не более 0,5 ... 1,0 мкм. Принцип работы уплотнительного устройства заключается в следующем. Предварительное поджатие упорного кольца 7 к опорному кольцу 8 обеспечивается пружиной сжатия 4. Во время работы гидромашин к усилию пружины добавляется давление рабочей жидкости, находящейся в корпусе 10 со стороны пружины.

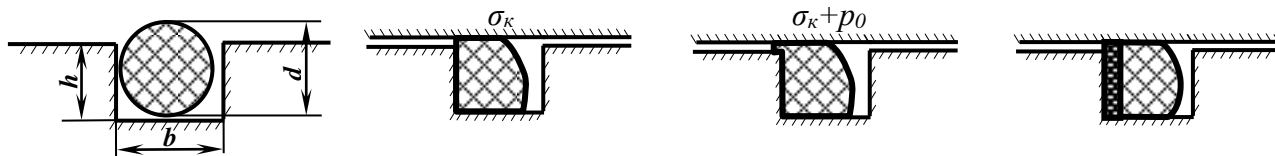


Рис. 6.1 Схема монтажа радиальных уплотнительных колец круглого сечения:
а - в свободном состоянии; б - после установки; в - под давлением; г - с защитным кольцом.

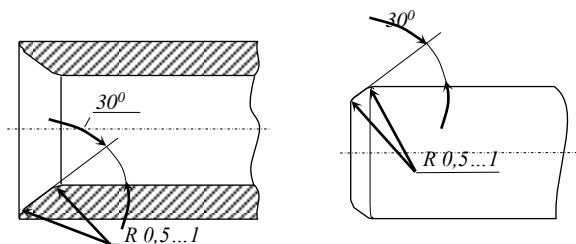


Рис. 6.2 Схемы заходных фасок в конструкциях:
а - корпуса цилиндра; б - штока.

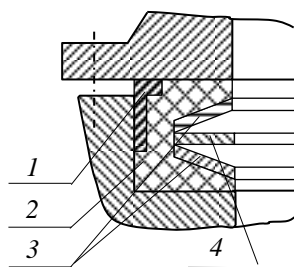


Рис. 6.4 Схема установки П-образного кольца.

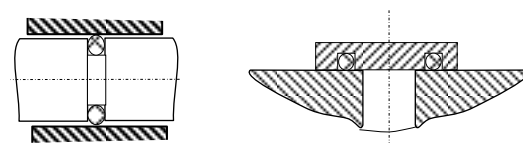


Рис. 6.3 Схемы установки уплотнительных колец:
а - радиальных; б - осевых (торцевых).

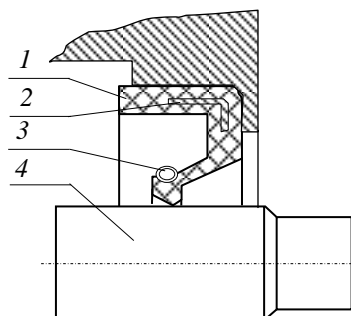


Рис. 6.5 Резиновая армированная уплотнительная манжета для вращающихся валов.

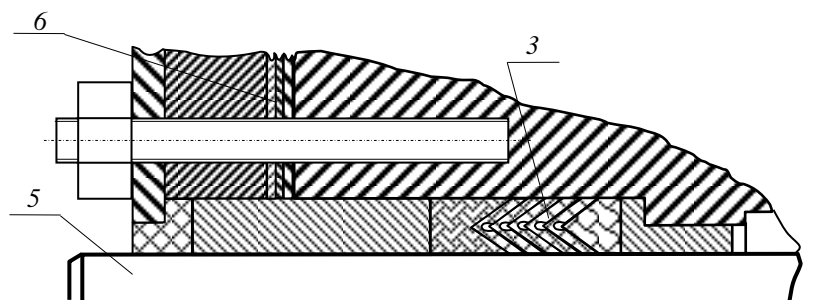
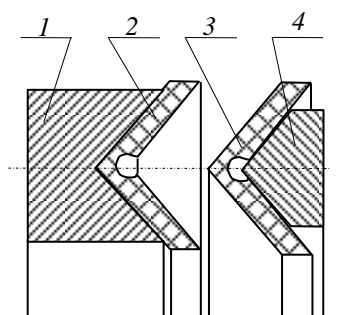


Рис. 6.6 Шевронные резиновые уплотнения
а - комплект уплотнителей; б - установка уплотнителей при герметизации штока.

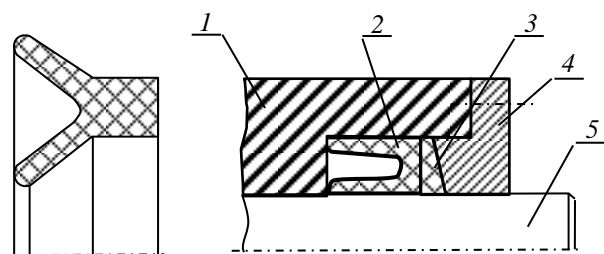


Рис. 6.7. Резиновая уплотнительная манжета уменьшенного сечения:
а - конструкция; б - установка при герметизации

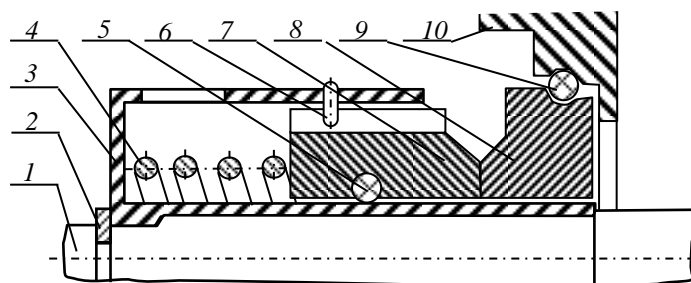


Рис. 6.8. Осевое (торцевое) механическое уплотнительное устройство для вращения валов

Лекц.7 Поршневые насосы и применяемые распределяющие устройства

По конструкции наиболее простыми (и первыми исторически, II век до н.э., с деревянными поршнями и кожаными клапанами) являются объёмные поршневые насосы с **ручным** приводом, применяемые для выполнения элементарных функций – перекачки (транспортировки) жидкости под невысоким давлением.

Рассмотрим двухцилиндровую гидромашину (схема одноцилиндровой ОГМ приводилась ранее).

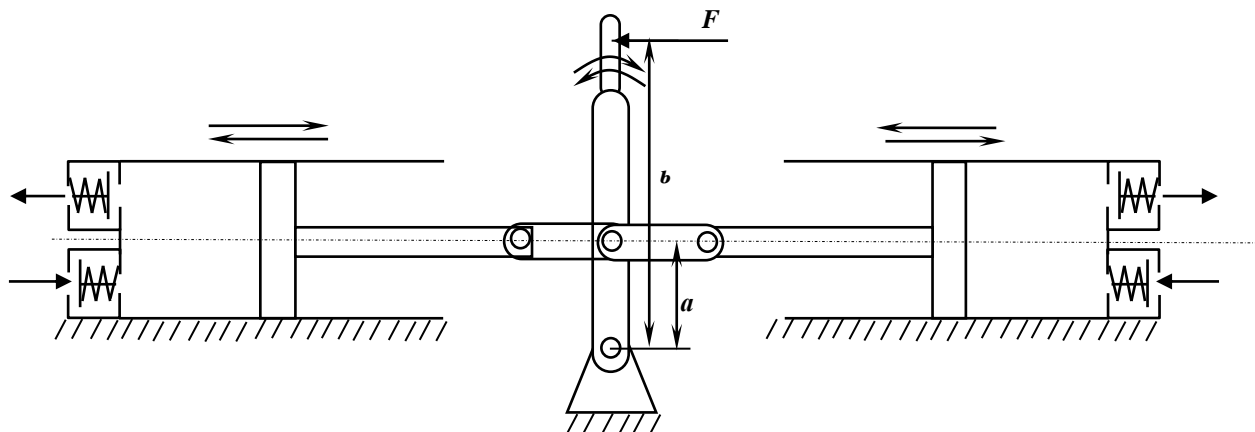


Рис. 7.1 Двухцилиндровый поршневой насос (пожарный)

Усилие F , создаваемое на рычаге, через плечи a и b рычажного механизма передаётся на штоки (поршни). Без учёта потерь на трение, оно будет равно силе давления рабочей жидкости на поршень (произведение площади взаимодействия S и давления p):

$$F b = S p a \quad (7.1)$$

Рабочих камер в данной конструкции две. Их рабочие объёмы V_0 зависят от площади поршней S и хода h . Суммарный рабочий объём V_z (z - число рабочих камер):

$$V_z = 2V_0 = 2 S h, \quad \text{м}^3 \quad (7.2)$$

Суммарная подача зависит от числа двойных ходов в единицу времени n :

$$Q = V_z n, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (7.3)$$

Давление и подача лимитированы «мощностью» руки.

Пример: при $D=30$ мм, $n=100 \dots 120$ двойных ходов в минуту, длине хода 30 мм, подача составит:

$$Q = 2 \frac{\pi D^2}{4} h n$$

$$Q_{n=100} = 2 \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} 0,03 \cdot \frac{100}{60} = 7,06 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} = 4,2 \text{ л} / \text{мин}$$

$$Q_{n=120} = 2 \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} 0,03 \cdot \frac{120}{60} = 8,48 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 / \text{с} = 5,09 \text{ л} / \text{мин}$$

Для получения более высоких значений подачи, давления и улучшения других параметров применяют **механический привод**. Из нероторных это могут быть прямодействующие гидромашины (например, с паровым приводом), кривошипные и кулачковые (с аксиальным или радиальным расположением вытеснителей и неподвижных рабочих камер относительно оси привода). Наиболее

распространен привод **кривошипно-шатунный**. Рассмотрим кинематику и принцип действия ОГМ с КШМ.

За один оборот кривошипа (коленвала) поршень совершает возвратно-поступательное движение (двойной ход, рис. 7.2), увеличивая и уменьшая геометрический объём, ограниченный поршнем, стенками цилиндра и головкой с установленными в ней самодействующими клапанами.

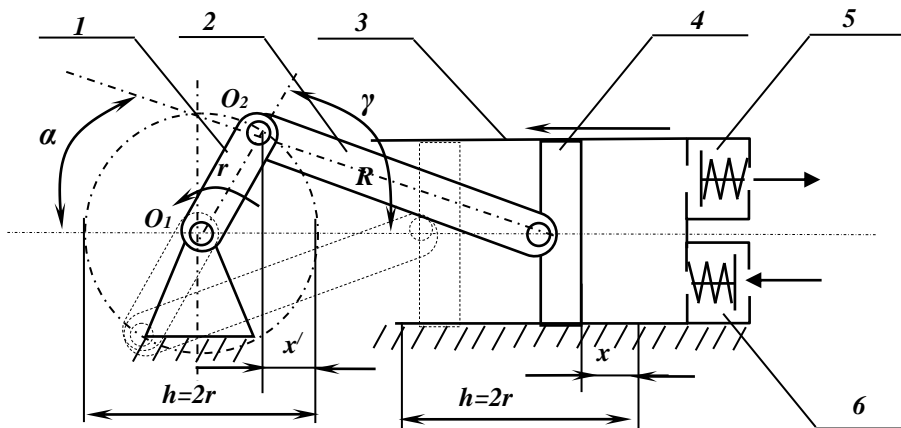


Рис.7.2 Одноцилиндровый поршневой насос с кривошипно-шатунным приводом и клапанным распределением: 1-кривошип; 2-шатун; 3 –цилиндр; 4-поршень; 5, 6 – клапана нагнетания и всасывания

Текущая (мгновенная) подача $Q_{тек}$ является функцией скорости поршня:

$$Q_{тек} = vS \quad (7.4)$$

Скорость поршня есть приращение его пути (хода) по времени

$$v = \frac{dx}{dt}, \quad (7.5)$$

Ход поршня можно рассчитать, вычтя из начальной координаты (ВМТ) относительно точки O_1 сумму проекций кривошипа и шатуна на ось перемещения:

$$x = (r+R) - (r \cos \gamma + R \cos \alpha) = r(1 - \cos \gamma) + R(1 - \cos \alpha) \quad (7.6)$$

Длины шатуна, кривошипа и текущие углы из теоремы синусов связаны выражением:

$$\frac{R}{\sin \gamma} = \frac{r}{\sin \alpha} \quad (7.7)$$

Текущий угол поворота кривошипа γ зависит от угловой скорости ω

$$\gamma = \omega t \quad (7.8)$$

Угловая скорость может быть представлена как:

$$\omega = \frac{d\gamma}{dt}, \quad (7.9)$$

С учётом вышеизложенного, скорость поршня можно представить в виде

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \omega \frac{dx}{d\gamma} = r\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{r}{R} \sin 2\gamma) \quad (7.10)$$

Следовательно, скорость поршня меняется по закону синусоиды и полусинусоиды. При приближённых расчётах, поскольку $R \gg r$, функция скорости может быть приведена к виду

$$v = r\omega \sin \gamma \quad (7.11)$$

Таким образом, изменение текущей (мгновенной) подачи происходит также по закону синусоиды:

$$Q_{тек} = vS = r \omega \sin \gamma S \quad (7.12)$$

На рис. 7.3 отображена пульсация текущей подачи, которую оценивают через коэффициент

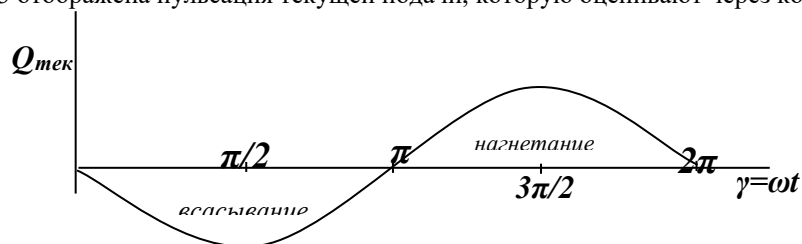


Рис.7.3 Графическое представление зависимости текущей подачи (скорости) от угла неравномерности подачи δ :

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} \quad (7.13)$$

Минимальная подача равна нулю, поскольку на части хода (сектор от 0° до 180°) её нет (такт всасывание). Максимальная же подача соответствует углу поворота кривошипа в 270° :

$$Q_{\max} = r\omega \sin \frac{3\pi}{2} S = r\omega S \quad (7.14)$$

Средняя подача, зависящая от рабочего объёма и частоты вращения:

$$Q_{cp} = V_0 n = 2rS \frac{\omega}{2\pi}$$

Таким образом, для поршневого насоса одностороннего действия

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} = \frac{r\omega S}{2rS \frac{\omega}{2\pi}} = \pi = 3,14. \quad (7.15)$$

У двустороннего насоса неравномерность подачи уже существенно меньше. Подача обеспечивается двумя рабочими камерами, следовательно, пренебрегая площадью штока, среднюю подачу и коэффициент неравномерности можно представить как

$$Q_{cp} = 2V_0 n = 4rS \frac{\omega}{2\pi} \quad (7.16) \quad \text{и} \quad \delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} = \frac{r\omega S}{4rS \frac{\omega}{2\pi}} = \frac{\pi}{2} = 1,57 \quad (7.17).$$

Помимо применения насосов многократного действия, другими способами выравнивания подачи являются применение воздушных колпаков (гидроаккумуляторов), дифференциального поршня и т.п.

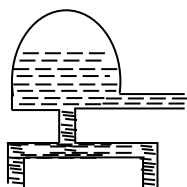


Рис.7.5 Воздушный колпак

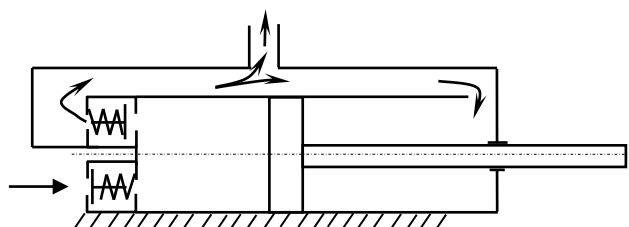


Рис.7.6 Дифференциальный поршень

Пульсация подачи оказывает существенное влияние на стабильность всей гидросистемы, а возникающие при этом резонансные явления могут её разрушить.

Распределение рабочей жидкости

В объёмных гидромашинах должна быть предусмотрена возможность не только поочерёдного, но и своевременного соединения рабочих камер с магистралями высокого и низкого давления для подвода и отвода рабочей жидкости. Эта задача решается или введением в конструкцию дополнительных узлов и элементов, или особым конструктивным исполнением деталей, образующих рабочие камеры.

Распределение применяют: клапанное, клапанно-золотниковое, клапанно-щелевое, цилиндрическим (цапфа) или плоским золотниками.

Для нероторных поршневых ОГМ широко применяют клапанное распределение на базе *самодействующих* клапанов, отличающееся большой надёжностью и долговечностью, а также высоким объёмным КПД.

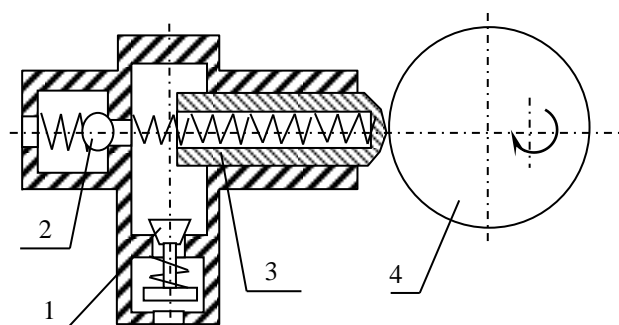


Рис.7.7. Кулачковый насос с клапанным распределением.
1-всасывающий клапан;

2- нагнетательный клапан;

Кроме того, насосы с этим распределением свободны от гидравлических ударов и компрессии жидкости в цилиндрах, а также пригодны для работы при высоких температурах и давлениях.

Затворы самодействующих клапанов (*плоские, конические, сферические*) поднимаются в направлении, нормальном к опорной поверхности под действием потока жидкости (перепада давлений) и опускаются на эту поверхность под действием пружины.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления клапанов, преобразуется в тепло ($\Delta N = \Delta p Q$).

Для снижения сопротивления (потерь давления) проходной канал должен быть максимально большим. Однако, увеличение диаметра приводит к увеличению массы (инерционности), а увеличение зазора сказывается на длине хода. Следовательно, больше времени требуется на перемещение затвора.

Запаздывание же закрытия и открытия клапанов при возвратном и поступательном ходе поршня приводит к обратному оттоку жидкости в сторону низкого давления и (или) недозаполнению рабочих камер.

Жидкость возвращается плунжером на начальной части нагнетательного пути во всасывающую магистраль, причем запаздывание будет тем большим, чем больше масса клапана. Ввиду этого масса всасывающего клапана при выбранной частоте вращения насоса определяет требуемый подпор на всасывании. Если этот подпор ограничен, то следует в зависимости от массы ограничивать допустимую частоту вращения насоса. Для уменьшения запаздывания необходимо максимально уменьшать массу клапана, а также усиливать его приводную пружину и уменьшать величину хода; однако это может ухудшить заполнение цилиндров жидкостью и в особенности насосов самовсасывающего типа.

Влияние на надёжность заполнения при ходе всасывания оказывает запаздывание открытия всасывающего клапана, особенно при большом мертвом пространстве насоса и малом рабочем объёме.

Движение и открытие нагнетательного клапана рассчитываются по уравнению равенства объёмов жидкости, вытесняемой поршнем и протекающей через каналы клапана (кольцевую щель):

$$\Pi h \mu \sqrt{\frac{\Delta p g}{\gamma}} = s_{\Pi} v_{\Pi} - s_K v_K \quad (7.18)$$

где Π - периметр клапана по которому происходит течение жидкости;

h - высота подъема клапана;

μ - коэффициент расхода клапана; можно принимать $\mu=0,75$;

s_{Π} и v_{Π} - площадь и скорость поршня;

s_K и v_K - площадь и скорость затвора клапана.

При известных условиях может возникнуть стук клапанов, вызванный ударами их о седло, в результате которых узел распределения может выйти из строя. Стук клапана, нагруженного пружиной, обычно возникает при совпадении собственных колебаний подвижных его частей с вынужденными колебаниями (пульсацией) давления жидкости.

За критерий безударной работы клапана обычно принимается

$$c > m \omega^2 \quad (7.19)$$

где c - жесткость пружины;

m - масса клапана;

ω - частота пульсаций давления.

Вероятность появления указанных дефектов в работе клапанов повышается с увеличением частоты вращения насоса. При рациональном подборе параметров клапана - частота вращения вала до 6000...8000 об/мин.

Скорость течения жидкости через всасывающий клапан самовсасывающих насосов выбирают примерно 1,5 м/с, для маловязких масел - до 3 м/с.

Машина с клапанным распределением необратима и не допускает изменение направления вращения.

С целью устранения недостатков простого клапанного распределения, в мощных гидромашинах применяют клапанное распределение, приводимое в движение принудительно.

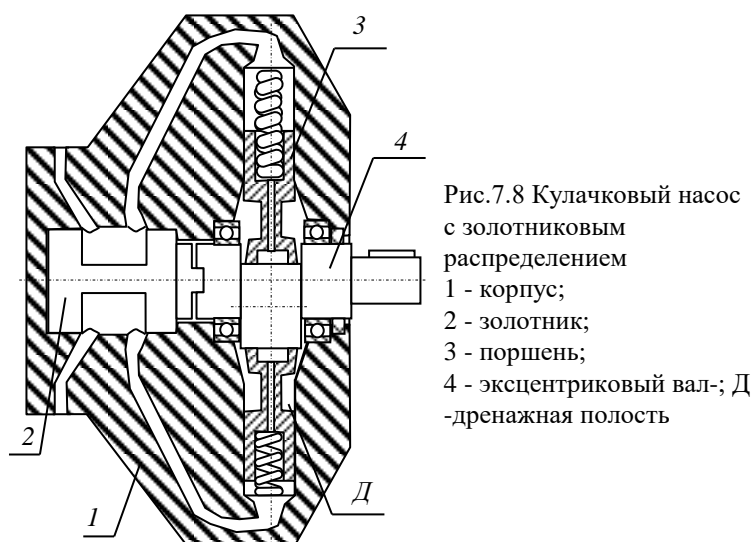


Рис.7.8 Кулачковый насос с золотниковым распределением
1 - корпус;
2 - золотник;
3 - поршень;
4 - эксцентриковый вал;-
Д - дренажная полость

Применяют также кулачковые насосы высокого давления (до 50 МПа) с золотниковым распределением. Конструктивная схема такого насоса показана на рис. 7.8. Распределительный золотник связан с приводным валиком насоса с помощью шпоночного соединения. Подвод жидкости от распределительного золотника к цилиндрам и отвод из них осуществляется через литые каналы корпуса насоса.

Лекц. 8 *Роторные радиально-поршневые ОГМ*

РРПОГМ - гидромашины, в которых рабочие камеры перемещаются, а рабочие органы участвуют во вращательно-переносное движение. Причём, угол между осью вращения рабочих камер и осью перемещения рабочих органов (вытеснителей) составляет $90^\circ \pm 45^\circ$

Кинематической основой машин данного типа является кривошипно-шатунный механизм, преобразованный так, что неподвижным звеном является кривошип 1. Цилиндр 3 вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 вокруг оси O_1 , а шатун 2 вращается с переменной скоростью вокруг оси O_2 . Расстояние e между осями – эксцентриситет (соответствует размеру кривошипа r).

Поршень 4 будет совершать возвратно-поступательное перемещение с ходом $h=2e$, а рабочая камера будет поочерёдно уменьшаться и увеличиваться (через каждые 180°), что можно использовать для засасывания и вытеснения жидкости.

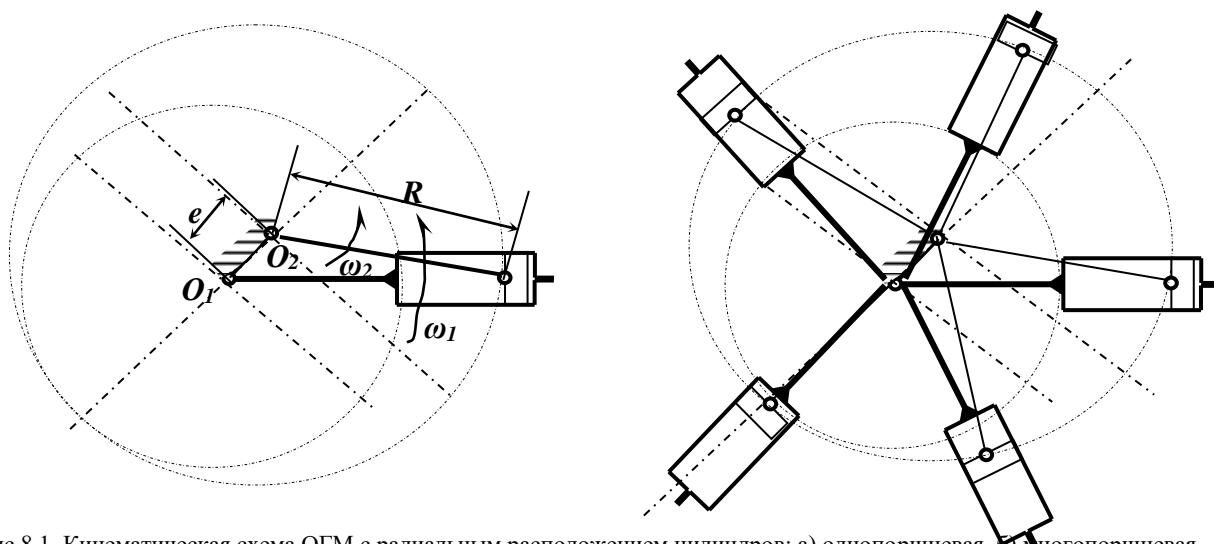


Рис 8.1. Кинематическая схема ОГМ с радиальным расположением цилиндров: а) однопоршневая, б) многопоршневая

Все выведенные для КШМ кинематические зависимости справедливы и для схемы этого насоса, поэтому скорость поршня .

$$v = r\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{r}{R} \sin 2\gamma) = e\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{e}{R} \sin 2\gamma) \quad (8.1)$$

Взяв несколько звездообразно расположенных цилиндров (рис.8.1.б), получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров. В общем случае цилиндрический блок имеет z цилиндров (от 5 до 9) диаметром d , смещённых один относительно другого на угол $360^\circ/z$.

Кинематика КШМ сохраняется, если ведение поршней осуществлено с помощью статорного кольца 5 (рис. 8.2), радиус R которого равен длине шатуна прежней схемы. Для этого поршни 2 связываются пружиной 3 со статорным кольцом, ось которого смещена относительно оси вращения цилиндрического блока 2 на величину e . Ось 1 можно использовать в качестве распределительной цапфы (цилиндрического золотника).

Поршни могут также прижиматься к статорному кольцу действием центробежных сил, усилий пружины, других механических устройств, а так же при помощи сил давления жидкости вспомогательного насоса (насоса подпитки).

Для обеспечения надёжного ведения поршней сила прижима их к статорному кольцу должна превышать суммарную силу противодействия, складываемую из:

- а) силы трения поршня в цилиндре;
- б) силы инерции поршня в возвратно-поступательном движении;
- в) силы отрицательного давления на поршень, возникающей в зоне всасывания в результате образования вакуума под поршнем.

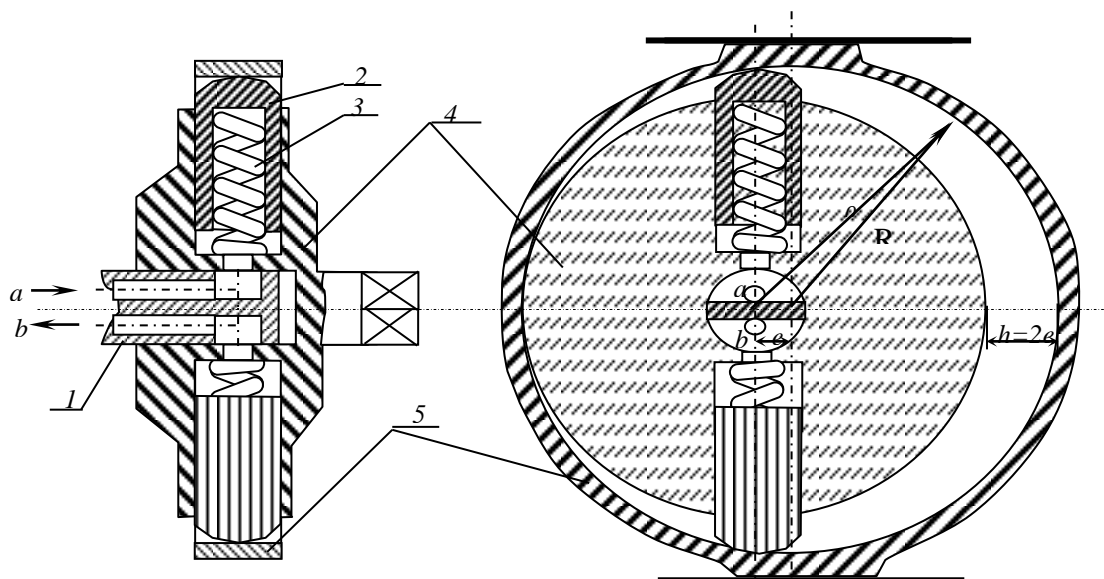


Рис 8.2 Конструктивная схема роторного радиального насоса

Поршни вступают со статором во фрикционное взаимодействие, отрицательно влияющее на крутящий момент. Поэтому целесообразно трение скольжения заменить на трение качения, введя роликовый подшипник, обойма которого будет следовать за ротором.

При применении *цилиндрического золотника* распределение осуществляется через выполненные в *цапфе* окна, с которыми при вращении блока поочерёдно соединяются рабочие камеры через отверстия в доньшках цилиндров. Через осевые каналы эти окна соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями (для насоса). При переходе цилиндров через нейтральное положение (горизонтальное на схеме), отверстие в их доньшках шириной k перекрывается уплотнительной частью (перемычкой) шириной s ($s > k$).

Ширина перемычки должна обеспечить надёжное отсекаание каналов от цилиндров и надёжное заполнение рабочих камер. Это условие выражают углами перекрытия φ и δ между осями цилиндра при положениях, соответствующих

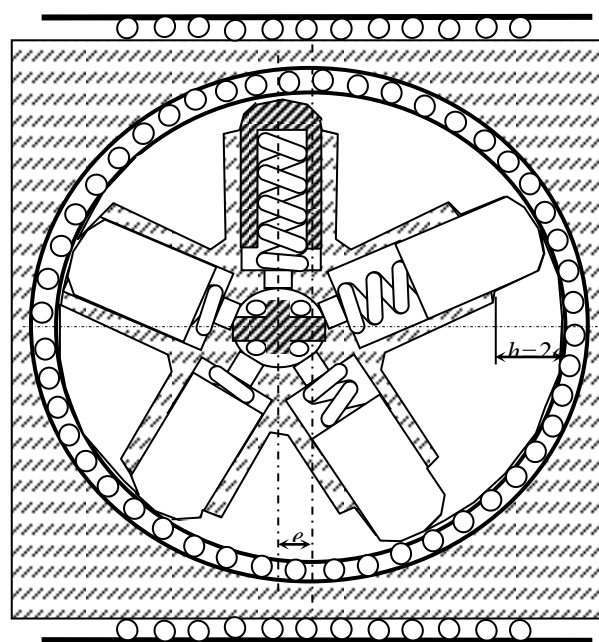


Рис 8.3 с реактивным статором

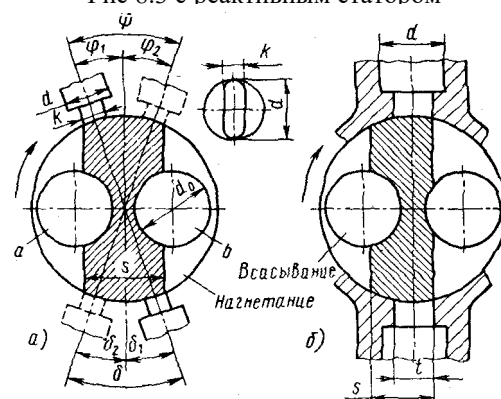


Рис.8.4 Расчётные схемы распределительной цапфы РРПН

полной отсечке его окна от окон *a* и *в* в начале (сплошная) и в конце (штрих-линия) перехода цилиндром зоны перемычки.

вверху: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$

внизу: $\delta = \delta_1 + \delta_2$

где φ_1 и δ_1 – углы упреждения; φ_2 и δ_2 – углы запаздывания.

Наружный диаметр цапфы зависит от количества осевых отверстий *a* и *в* и их диаметра d_0 (скорость потока для самовсасывающих насосов 3...4 м/с, в ГМ с подпиткой – до 6 м/с). Размер окон всасывания выбирают из условия неразрывности потока при средней скорости поршня не выше 2,2 - 2,5 м/с.

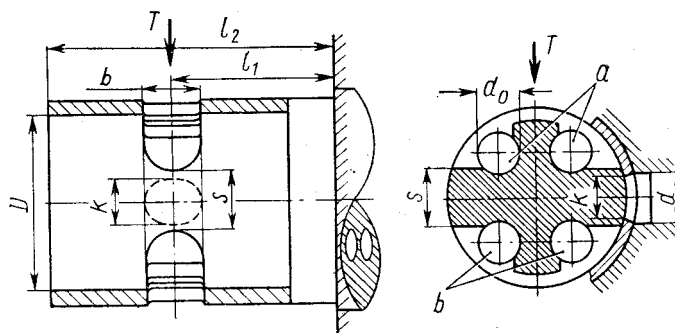


Рис.8.5 Опорно-распределительная цапфа РРПН

Расчёт цапфы на прогиб от действия усилий реакции *N* выполняют из условия предотвращения заклинивания скользящей пары “ротор-цапфа”. Цапфу рассматривают как консольную балку, принимая допустимое напряжение на изгиб $\sigma = 80 \dots 120$ МПа.

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma_{из}]$$

где *W* – момент сопротивления,

$W_x = J_z / y_{max}$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{– момент инерции}$$

круглого стержня.

Для уменьшения сил, действующих на цапфу, применяют гидростатическую разгрузку. Для этого на поверхности цапфы выполняют канавки (круговые или некруговые) соединенные с полостями высокого или низкого давления.

Диаметр цапфы может быть принят по эмпирическому выражению, исходя из рабочего объёма:

$$D_u = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q} \quad (8.2)$$

где $k=0,206$ и $b_0=1,31$ для давлений до 7,5 МПа

$k=0,04$ и $b_0=1,5$ для давлений до 15 МПа

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца предварительно может быть принят как

$$D_n = 2R = 0,075\sqrt[3]{q^2} + b_n\sqrt[3]{q} \quad (8.3)$$

где $b_n=6,9$ при давлениях до 7,5 МПа;

$b_n=7,8$ при давлениях до 15 МПа.

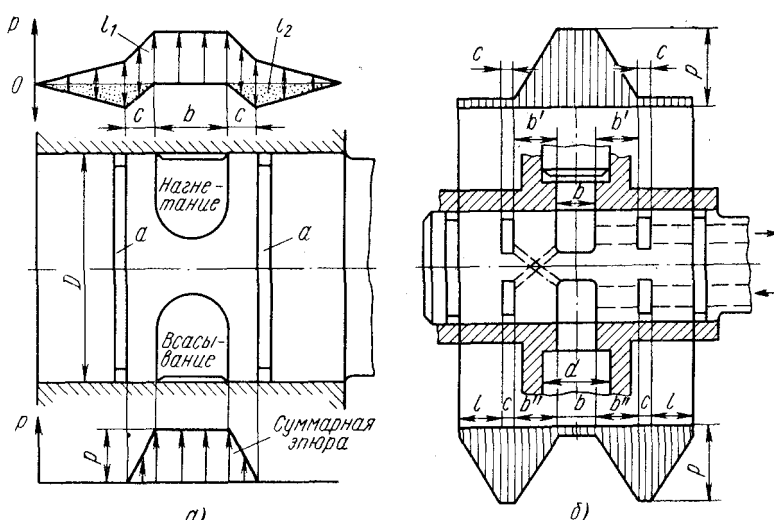


Рис.8.6 Схема распределительной цапфы с гидростатической разгрузкой

При выборе длины консольной части обычно выдерживают следующие соотношения (рис. 10.1): $\ell_2 \approx (2 \dots 2,5)D$; $\ell_1 \approx (1,5 \dots 1,9)D$; $b \approx (0,3 \dots 0,4)D$.

Величина перекрытия $m = s - k \approx 0,03D \dots 0,05D$.

Менее распространено распределение с помощью плоского золотника (рис.8.7).

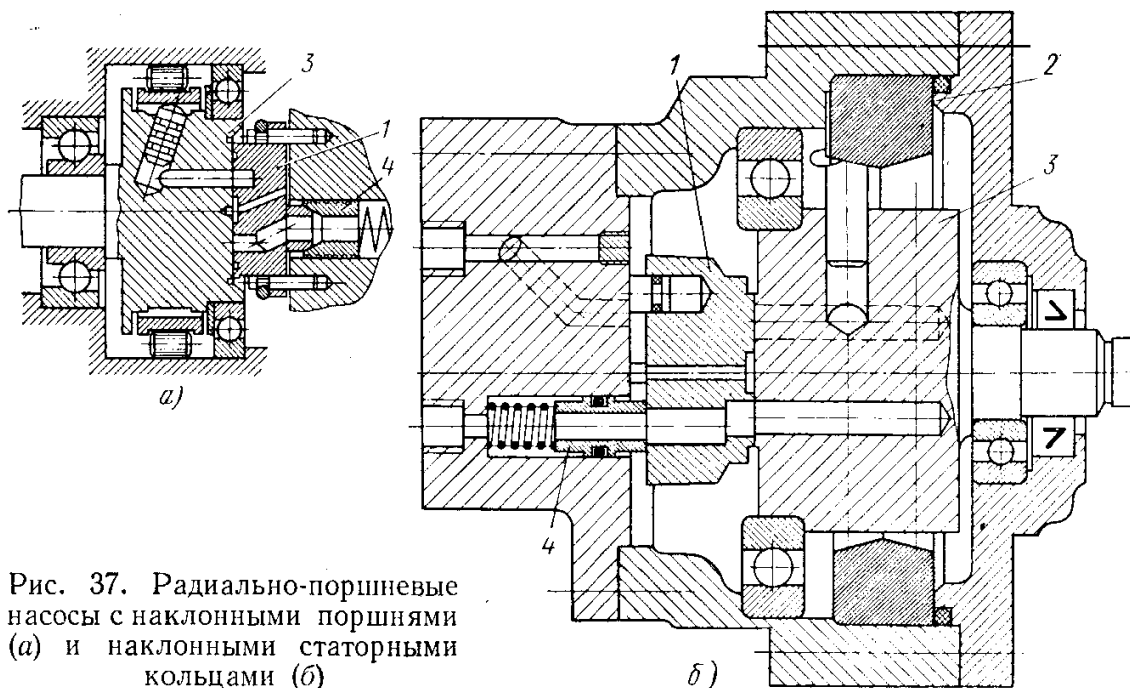


Рис. 37. Радиально-поршневые насосы с наклонными поршнями (а) и наклонными статорными кольцами (б)

Узел (механизм) распределения насоса обеспечивает подвод жидкости из магистрали низкого давления (из камеры всасывания) к цилиндрам насоса, в которых происходит в данное мгновение процесс всасывания, и направляет жидкость в магистраль высокого давления из цилиндров, в которых происходит процесс нагнетания. Узел распределения жидкости в описываемых машинах определяет во многом их качество и надежность. В частности механизм распределения насоса определяет такую важную его характеристику, как фактический уровень пульсаций давления в полостях нагнетания. Утечки жидкости через зазоры в распределительном узле определяют в основном объемные потери в насосах и гидромоторах. [\[с.134\]](#)

В радиально-поршневых насосах распределение жидкости обычно осуществляется с помощью цилиндрического золотника (цапфы) (см. рис.8.6) и, реже, с помощью плоского золотника (рис.8.7,б). [\[с.134\]](#) На рис. 37 приведены две конструкции радиально-поршневых насосов с этим распределением. Насос, показанный на рис. 37, б, представляет собой двухрядную конструкцию, в которой опорные дорожки статорного кольца 2 выполнены под углом к цилиндру, благодаря чему обеспечивается проворачивание поршней. Наличие двух рядов поршней с противоположными углами наклона дорожки обеспечивает разгрузку блока 3 от осевых сил. Распределение осуществляется с помощью плоского золотника 1. Питание осуществляется через поджимной стакан

4. Цилиндры размещены в блоке 3 со смещением одного ряда относительно другого на угол $2\pi/2$. [\[с.135\]](#)

В насосе, представленном на рис. 37, б, проворачивание обеспечивается с помощью пространственного (под углом к радиусу) размещения поршней в блоке 3. Распределение осуществляется с помощью плоского золотника 1. [\[с.135\]](#) Питание осуществляется с помощью поджимных стаканов (втулок) 4, нагруженных усилием рабочего давления жидкости и пружин. [\[с.135\]](#)

Расчет торцевого распределителя приведен далее в раздел аксиально-поршневых машин (см. стр. 218). [\[с.135\]](#) Цилиндровый ротор машины с этим распределителем помещается на цилиндрической цапфе (золотнике) 1 (см. рис. 28 и 29), которая имеет окна а я Б питания, соединенные осевыми каналами с магистралями всасывания и нагнетания. Окна отделены друг от друга двумя перемычками шириной 5, которые обычно расположены симметрично относительно нейтральной (для схемы на рис. 29 — вертикальной) оси. Этими перемычками цилиндры при переходе через нейтральное положение отсекаются как от окон полости нагнетания, так и от окон всасывания. [\[с.135\]](#) Распределение цилиндрической цапфой (золотником) отличается компактностью и простотой изготовления. Однако вследствие наличия в конструкции этого распределителя гарантированного зазора, затруднена герметизация, в результате чего давление насосов обычно не превышает 20—25 МПа (200— 250 кгс/см²). Скорости скольжения втулки ротора по распределительной цапфе обычно принимают для насосов до 3 м/с и для гидромоторов— до 4,5 м/с. [\[с.135\]](#) Диаметр О распределительной цапфы (рис. 38, см. также рис. 29, б) зависит от количества и диаметра о выполненных в ней осевых отверстий а я Б, которые, в свою очередь, определяются расходом жидкости, проходящей через машину. [\[с.135\]](#)

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы изготавливают мощностью до 3000 кВт и выше с расходом жидкости до 8000 л/мин. Насосы этого типа малых размеров выполняют для давлений до 100 МПа. Выпускаются преимущественно регулируемые, многорядными (до шести), многоцилиндровыми (в одном ряду от 5 до 13 цилиндров). Возможна малая частота вращения (до 5 об/мин), высокий крутящий момент (более 5 кН м). Ресурс до 40 000 часов ($40000/24\text{часа}/365\text{дней} = 4,56$ года). Но громоздки по сравнению с аксиальными машинами той же мощности.

Средняя теоретическая производительность

За один оборот приводного вала из рабочей камеры теоретически будет вытеснен объём жидкости:

$$q_i = fh = \frac{\pi d^2}{4} h \quad (8.4)$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поршня; h, d , - ход поршня и его диаметр.

С учётом того, что ход поршня $h=2e$, суммарное изменение объёмов рабочих камер за один оборот, называемое рабочим объёмом гидромашины,

$$q = \sum_{i=1}^z q_i = q_i z = \frac{\pi d^2}{4} h z \quad (8.5)$$

где z – число рабочих камер (число поршней, число цилиндров).

Таким образом, **средняя расчётная** (теоретическая, геометрическая, идеальная) **подача** описывается выражением:

$$Q_T = qn = \frac{\pi d^2}{2} e z \frac{\omega}{2\pi} = \frac{d^2}{4} e z \omega \quad (8.6).$$

В регулируемых насосах изменение эксцентриситета влияет на величину и направление подачи (её реверсирование), поэтому при их рассмотрении, используют понятие *относительный* (безразмерный) *эксцентриситет* \bar{e} , изменяющийся от 0 до ± 1 и представляющий отношение текущего эксцентриситета $e_{тек}$ к максимальному e_{max} :

$$\bar{e} = \frac{e_{тек}}{e_{max}} \quad (8.7)$$

В этом случае расчетную подачу описывают выражением:

$$Q_T = q_{max} \bar{e} n = \frac{d^2}{4} z e_{max} \bar{e} \omega \quad (8.8)$$

Лекц. 9 Равномерность подачи, действующие силы

Суммарная текущая (мгновенная) подача $Q_{тек}$ многокамерной гидромашины складывается из подач рабочих камер, совершающих рабочий цикл в данный момент:

$$Q_{тек} = \sum_{i=1}^n q_{теки}, \quad (9.1)$$

где n – число цилиндров, соединённых в текущий момент с полостью нагнетания, $n=(z+1)/2$;

$q_{теки}$ – текущая подача i -того поршня, $q_{теки} = v_{теки} f_i$;

$v_{теки}$ – скорость поршней – меняется по закону суммы синусоиды и полусинусоиды (8.1) $v = e\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{e}{R} \sin 2\gamma)$. Поскольку $e/R < 0,08 \dots 0,09$, то можно принимать $v_{тек} = e\omega \sin \gamma$.

следовательно,
$$Q_{тек} = \sum_{i=1}^n q_{теки} \quad Q_{тек} = e\omega f \left(\sum_{i=1}^n \sin \gamma_i + \frac{1}{2} \frac{e}{R} \sum_{i=1}^n \sin 2\gamma_i \right) \quad (9.2)$$

Так как по окружности блока цилиндров расположено z поршней, то образуется z сдвинутых по фазе $2\pi/z$ кривых подачи отдельных поршней. Из выражения (8.1) $v = r\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{r}{R} \sin 2\gamma) = e\omega(\sin \gamma + \frac{1}{2} \frac{e}{R} \sin 2\gamma)$ следует, что поскольку одновременно действует несколько поршней (замыкателей), каждый из которых принимает участие в процессе нагнетания в течение короткого промежутка времени, и подача каждого носит дискретный характер, расчетная подача жидкости насосом будет пульсирующей.

На рис. 9,1 а приведены расчетные графики колебаний подачи жидкости с числом цилиндров $z=5$ и $z=6$ в функции угла $\gamma = \omega t$.

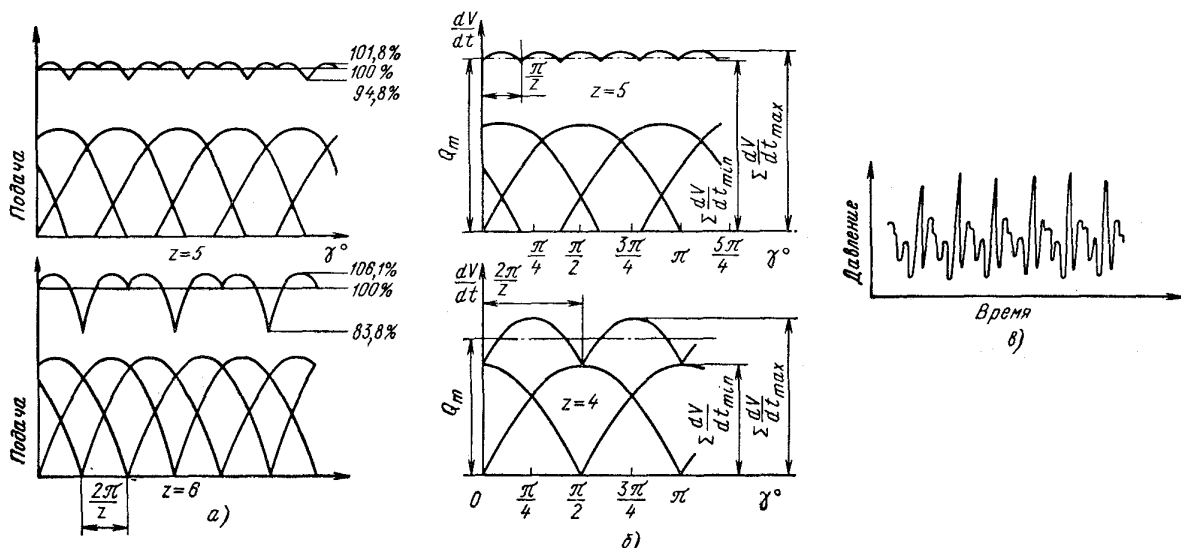


Рис. 9.1 Графики колебания подачи и давления жидкости радиально-поршневых насосов

Причем, чем больше число поршней, тем меньше будет амплитуда и больше частота пульсаций подачи. В результате колебание суммарной подачи поршней (отклонение от среднего суммарного значения) составит относительно небольшую величину.

Для однорядных насосов с четным числом цилиндров число пик, приходящееся на угол поворота 180° , равно числу цилиндров, а для насосов с нечетным числом - удвоенному числу цилиндров. Амплитуда пульсаций подачи при нечетном числе цилиндров будет соответственно меньшей, чем при четном.

Неравномерность (пульсацию) потока оценивают коэффициентом, характеризующим отношение *изменения* текущего расхода (амплитуды волны - мгновенной подачи) к среднему его значению:

$$\Delta = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{ср}}} = \frac{2(q_{\max} - q_{\min})}{q_{\max} + q_{\min}} \quad (9.3)$$

q_{\max} и q_{\min} - максимальное и минимальное значения суммарной мгновенной подачи;

$q_{\text{ср}} = (q_{\max} + q_{\min})/2$ - среднее значение подачи

Для однорядного насоса:

- при четном числе цилиндров $\Delta = 2 \sin^2 \frac{\pi}{2z} \approx \frac{5}{z^2}$ (9.4)

- при нечетном числе цилиндров $\Delta = 2 \sin^2 \frac{\pi}{4z} \approx \frac{1,25}{z^2}$ (9.5)

В многорядных насосах для получения минимальной пульсации цилиндры следует располагать со смещением фаз на угол $\frac{360}{\sum z}$.

Колебания подачи (вследствие инерции, упругости жидкости, наличия гидравлических сопротивлений) вызовут колебания давления на выходе, причём их амплитуда может значительно превысить колебания потока (рис. 9.1, в).

Согласно теории гидроудара:

$$dp = \frac{\rho a}{s} dq \quad (9.6)$$

где dp и dq - изменение давления и расхода жидкости;

ρ - плотность;

s - площадь сечения;

$a = \sqrt{\frac{E_{np}}{\rho}}$ - скорость распространения звука в трубопроводе, заполненном

жидкостью;

E_{np} - приведённый объёмный модуль упругости жидкости и трубопровода.

В точке контакта (рис. 9.2, а) возникает нормальная к поверхности статорного кольца сила реакции N . Разложим её на осевую составляющую F (вдоль

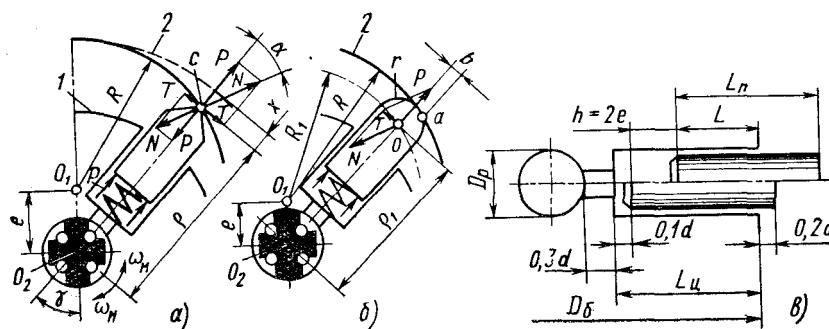


Рис. 9.2 Расчётные схемы радиально-поршневого насоса

оси поршня) и тангенциальную T , (перпендикулярную оси поршня).

Нормальная сила реакции N прижимает головку поршней к статорному кольцу, нагружая его и распределительную цапфу; а также определяет величину трения и контактных напряжений на головке плунжера и поверхности этого кольца.

Осевая составляющая F , из условия равновесия поршня, равна по величине и обратна по знаку алгебраической сумме сил, действующих со стороны поршня по его оси. В упрощённых расчётах можно ограничиться только силой давления F_p (вообще действуют: на прижатие - давление, пружина, центробежные силы; противодействуют –отрицательное давление, инерция, трение). Усилие давления жидкости p на поршень цилиндра диаметром d , соединённого в данный момент с рабочей полостью насоса, направлено по его оси и равно (при нулевом противодавлении)

$$F_p = \frac{\pi d^2}{4} p \quad (5.1)$$

Тангенциальная составляющая T в гидромоторах является источником крутящего момента M , а в насосах создаёт момент, препятствующий приводному.

Из рис. 9.2 следует, что:

$$T = F_p \operatorname{tg} \alpha \quad (9.7) \quad \text{и} \quad N = \frac{F_p}{\cos \alpha} \quad (9.8);$$

Так как $\frac{e}{R} = \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha}$, то $\alpha = \arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \gamma\right)$, в этом случае:

$$T = F_p \operatorname{tg}\left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \gamma\right)\right]; \quad \text{и} \quad N = \frac{F_p}{\cos\left[\arcsin\left(\frac{e}{R} \sin \gamma\right)\right]}$$

При более точных расчётах сила давления дополняется силами инерции, трения и другими составляющими. Например, при расчёте пуска гидромотора обязательно следует учитывать угол трения φ , тогда фактическая тангенциальная составляющая $T' = F_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$.

Средний теоретический момент на валу РПОГМ находится из выражения:

$$M = \frac{N_T}{\omega} = \frac{\Delta p Q}{\omega} = \frac{\Delta p W \omega}{\omega} = \Delta p W,$$

где W - характерный объём. $W = q/(2\pi) = [(\pi d^2)/4] \cdot 2 \cdot e \cdot z / (2\pi) = \pi d^2 \cdot e \cdot z / 2$.

Мгновенные (текущие) значения момента M_T при повороте на угол $\gamma = \omega t$ зависят от мгновенного значения плеча ρ :

$$M_T = T \rho$$

где $\rho = e + R - x$;

x - текущая координата поршня, $x = (e + R) - (e \cdot \cos \gamma + R \cdot \cos \alpha)$.

Учитывая, что

$$R/e = \sin \gamma / \sin \alpha$$

$$\rho = e + R - (e + R) + (e \cdot \cos \gamma + R \cdot \cos \alpha) = e[(\cos \gamma + e \cdot \cos 2\gamma / (4R)) + R/e - e/(4R)]$$

Суммарный (результатирующий) текущий момент $M=M_1+M_2+\dots+M_i+\dots+M_n$,
где n - число поршней в полости нагнетания.

В реальных конструкциях РПН поршни снабжены сферическими головками (см. рис. 9.2, б), поэтому контакт со статорным кольцом происходит в точке a , смещенной относительно оси плунжера на величину b . В нейтральных (на вертикальной оси насоса) положениях поршня точка a контакта будет находиться на оси поршня, а в промежуточных - на некотором удалении от оси.

Поскольку точка контакта a перемещается, исказится синусоидальный закон движения поршня (незначительно, обычно этим пренебрегают). Более важно положение центра сферы. Плечо отсчитывается от радиуса, описываемого этим центром.

Поршень, из-за отклонения точки контакта от оси и наклона поверхности статорного кольца, будет проворачиваться (движение по спирали).

Нормальная составляющая N пересекает ось поршня в точке O на его оси (центр сферы). Поэтому, здесь $\rho_1 < \rho$, $\rho_1 = \rho - r$, где r - радиус сферы головки.

Поскольку центр сферы O всегда будет находиться на расстоянии r от статорного кольца 2, роль последнего в этой схеме будет выполнять окружность, описанная при своём перемещении центром O , то есть окружность с радиусом $R_1 = R_{ст} - r$.

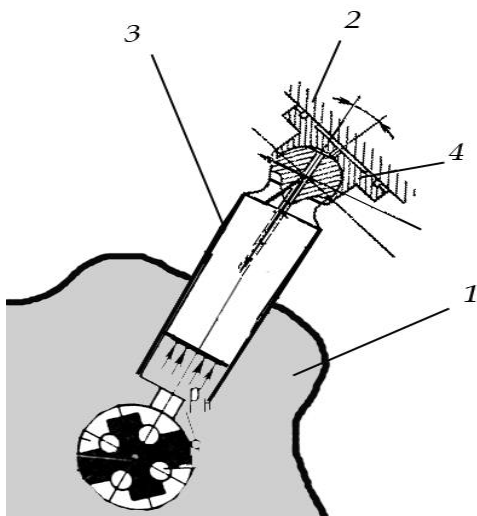


Рис. 3.7 Схема контакта со статором поршня с опорным башмаком

- 1 – цилиндрический блок
- 2 – статорное кольцо
- 3 – поршень
- 4 – опорный башмак.

Для улучшения смазки и снижения трения поршня о стенки цилиндра, поршню со сферической головкой часто сообщают поворотные движения относительно собственной оси. Для этого поверхность статорного кольца выполняется под некоторым углом φ , равным $15 \div 20^\circ$ (иногда сами цилиндры располагаются под таким же углом к плоскости вращения цилиндрического блока). Поскольку, точка контакта C в этом случае будет смещена относительно его оси, поршень под действием силы трения будет проворачиваться в цилиндре, причём направление

его поворота в течение одного оборота цилиндрического блока изменится два раза, то есть поршень будет двигаться в цилиндре по спирали.

Чтобы уменьшить при проворачивании скольжение головки поршня, необходимо увеличить плечо приложения силы, делая головку грибообразной. Диаметр головки (грибка) поршня обычно выбирают: $d_r = (1,15 \div 2) \cdot d$.

Длина поршня: $L = 2 \cdot (e + d)$.

$$N' = \frac{P}{\cos \varphi}, \quad T' = P \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.15)$$

Сила N' создаёт контактные напряжения между поршнями и статорным кольцом, а сила T' нагружает поршень в боковом направлении и стремится сместить цилиндрический блок в осевом направлении.

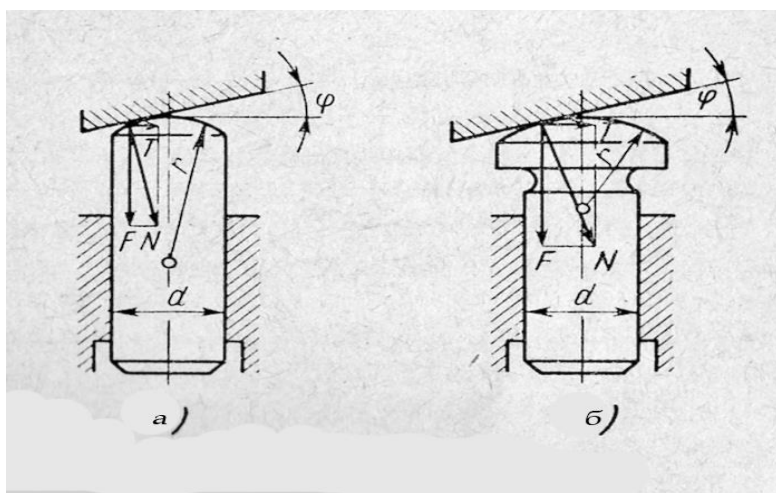


Рис. 3.8 Схема контакта поршня со статорным кольцом, расположенным под углом.
а) поршень со сферической головкой,
б) поршень с грибовидной головкой.

В насосах с расположением цилиндров в несколько рядов, действие силы T можно компенсировать благодаря симметричной установке статорных колец. При чётном числе рядов цилиндров может быть достигнута полная разгрузка.

В точке соприкосновения головки поршня со статорным кольцом под действием силы N возникает контактное напряжение, величина которого ограничивает максимальное усилие, развиваемое поршнем. В виду этого, диаметр d поршней для насосов с давлением до 10 МПа

выбирают не более 20 мм, для насосов с давлением до 20 МПа – не более 16 мм.

Для уменьшения контактного напряжения увеличивают радиус сферы головки – делают в виде грибка.

Высокие контактные напряжения – один из недостатков этих схем.

Важный недостаток РПОГМ – сравнительно высокое контактное напряжение, а применение гидростатической разгрузки невозможно.

Расчет радиально-поршневого насоса с цапфовым распределением.

Предлагается следующая последовательность расчета, методику которого можно распространить также и на насосы иных типов.

Обычно задается частота вращения n , эффективная (полезная) подача $Q_{эф}$, давление нагнетания p_n и величина КПД η .

1. По заданной эффективной подаче $Q_{эф}$ определяется теоретическая (расчетная) подача Q_m .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_{об}} \quad (1)$$

Величину объемного КПД η_o для рассматриваемых насосов для номинальных условий принимают $\eta_o = 0,96 \dots 0,98$.

2. Исходя из заданной частоты вращения n , определяют рабочий объем насоса q

$$q = \frac{Q_m}{n} \quad (2)$$

Для поршневых (плунжерных) гидромашин изменение рабочей камеры за один оборот описывается выражением:

$$q = f h z = \frac{\pi d^2}{4} h z = \frac{\pi d^2}{4} 2 e z \quad (3)$$

где f, d – площадь поршня (цилиндра), и его диаметр;

h – ход поршня, $h = 2e$;

z – суммарное количество поршней во всех рядах, $z = \sum_{i=1}^k z_i$

При определении значений параметров, входящих в уравнение (3) учитываются конструктивные особенности элементов, образующих рабочую камеру и данные практики. В частности, число цилиндров z_i в одном ряду (в одной плоскости) выбирают от 5 до 11 (влияет на диаметр поршня d). Число рядов k цилиндров – от одного до трех и редко – до пяти.

(Для машин с несколькими циклами работы за один оборот, при определении рабочего объема эту кратность необходимо учитывать)

3. Далее из уравнения (3) определяется диаметр поршня :

$$d = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{q}{z h}} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{q}{z i}} \quad (4)$$

где $i = \frac{h}{d}$ – конструктивный параметр (обычно $i = 1 \dots 1,5$).

Вычисленное значение d округляется до ближайшего значения по действующим ГОСТам, а значение h – до ближайшего четного числа миллиметров, обеспечивая при этом минимальные расхождения требуемого и полученного значений q .

4. При расчете сечения каналов в распределителе (цапфе) исходят из допустимой скорости потока жидкости во всасывающих каналах, которая для самовсасывающих насосов обычно выбирается равной 1,5 – 3 м/с.

5. Диаметр D_p , распределительной цапфы выбирается из условий симметричного размещения каналов и прочности цапфы под действием боковой нагрузки F_y . После выбора продольных размеров ℓ_1 и ℓ_2 , производимого исходя из

конструктивных соображений, цапфа проверяется на прочность и деформацию для данной нагрузки.

6. При проектировании блока цилиндров необходимо обеспечить заделку плунжера при крайнем выдвинутом его положении, чтобы устранить возможность смятия цилиндра под действием боковой силы и обеспечить герметичность соединения. Минимальная величина заделки L поршня в выдвинутом его положении должна быть не менее $L \geq (1,5 \dots 2)d$.

В соответствии с этим длина цилиндра (глубина расточки в роторе)

$$L_{\text{ц}} = 0,1d + h + (1,5 \dots 2)d \quad (5)$$

Следовательно, для схемы цилиндрического блока, приведенной на рис. 2, внешний диаметр блока цилиндров

$$D_{\text{б}} = D + 2 L_{\text{ц}} + 0,6d \quad (6)$$

7. Общая длина поршня L_n плунжерного типа должна быть такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра на $(0,1 \dots 0,2) d$. В соответствии с этим длина поршня

$$L_n = h + (1,5 \dots 2)d + (0,1 \dots 0,2)d = h + (1,6 \dots 2,2)d \quad (7)$$

8. Радиус сферы головки плунжера обычно принимают

$$r = (1,5 \dots 2,5)d \quad (8)$$

При проектировании гидромотора по заданному эффективному моменту $M_{\text{эф}}$ на его валу и частоте вращения n сначала подсчитывается теоретический момент.

Значение КПД $\eta_{\text{мех}}$ обычно выбирается равным 0,85-0,9. Далее выбирается рабочее давление p и определяется рабочий объём машины q .

$$q = \frac{2\pi M_{\text{м}}}{p} \quad (9)$$

Расчёт прочих параметров гидромотора производится так же, как и расчёт насоса.

Лекц. 10 Высокомоментные гидромоторы

Радиальные ОГМ многократного действия. Плоский кулисный механизм.

При необходимости получения большого крутящего момента применяют высокомоментные гидродвигатели – гидромоторы ГМ многократного действия с профильными статорным кольцом 1 в виде многогранной (до 10) звезды.

В зависимости от профиля этого кольца каждый из поршней 3 ГМ совершает за один оборот цилиндрического ротора 2 нескольких двойных ходов.

Суммарный объём, вытесняемый поршнями такого ГМ с числом цилиндров z составит за один оборот:

$$\sum q = \frac{\pi d^2}{4} k z h \quad (10.1)$$

где k - количество ходов поршня за один оборот цилиндрического ротора;

$h=a-e$ - величина хода.

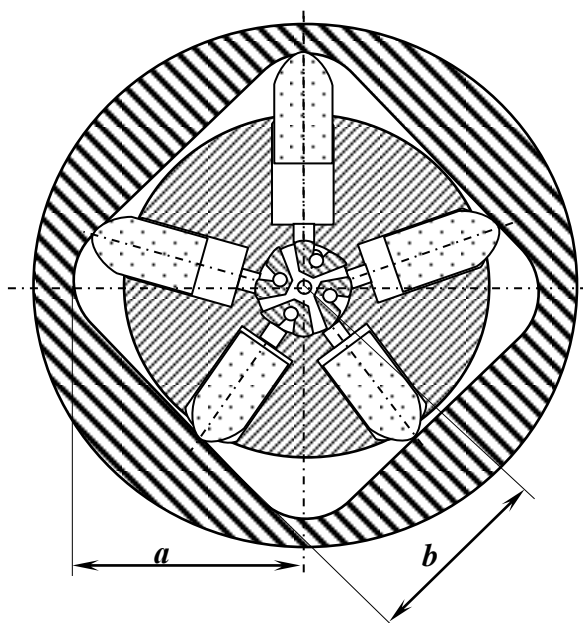


Рис.10.1 Схема высокомоментного гидромотора четырёхкратного действия

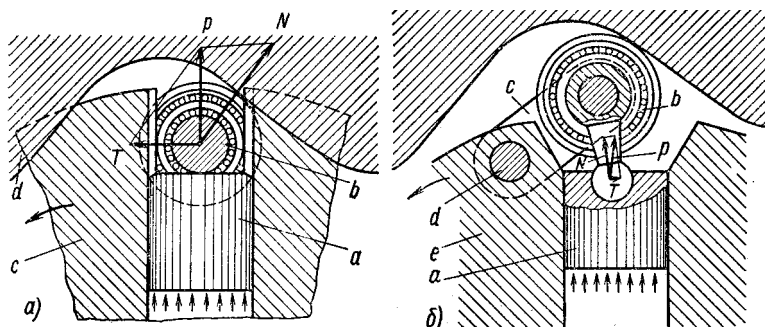


Рис.10.2 Схема разгрузки поршней гидромотора от тангенциальной составляющей силы давления жидкости

Крутящий момент ГМ многократного действия в k раз больше, (или число оборотов в k раз меньше). При перепаде давления между входом и выходом ГМ Δp без учёта КПД он составит:

$$M = \frac{\Delta p \sum q}{2\pi} \quad (10.2)$$

Суммарный объём может иметь большим. Следовательно, и крутящий момент может быть высоким - $120...150 \text{ КН*м}$.

Цилиндры можно установить в несколько рядов (до пяти).

Для уменьшения силы трения применяют ролики на игольчатых подшипниках (рис.10.2): в цилиндре выфрезерованны пазы, в которые входят сухари, несущие ролик, в связи с чем устраняется возможность проворота.

Кривые, очерчивающие рабочие части направляющих статорных колец определяют закон перемещения поршня. Хорошие свойства обеспечивает параболический закон, архимедова спираль (точка равномерно движется по равномерно вращается $\rho=\alpha\varphi$)

Радиально-поршневой насос на базе механизма с шатуном бесконечной длины

Кинематической основой многих насосов (в частности, устанавливаемых в гидросистемах протяжных станков и в тяжелых дорожных и строительных машинах и установках) служит плоский кулисный механизм (рис. 10.3, а), представляющий собой рассмотренный ранее кривошипно-шатунный механизм, в котором длина шатуна R бесконечно велика (угол $\alpha=\text{const}=0$). Кривошип 3 этого кулисного механизма шарнирно связан с ползуном (камнем) 2, скользящим в прорези кулисы 1, штанга (шток) 4 которой несет поршень 5 цилиндра 6.

При вращении кривошипа 8 вокруг оси O_1 ползун (камень) 2 будет совершать вместе с осью O_1 кривошипа вращательное движение вокруг оси O_1 и одновременно перемещаться по вертикали в прорезе кулисы 1, приводя ее, и связанный с ней через шток 4 поршень 5 в возвратно-поступательное движение вдоль горизонтальной оси. Перемещение h кулисы 1 (и соответственно поршня в цилиндре) при повороте кривошипа на угол $\gamma=180^\circ$ равно перемещению проекции пальца ползуна 2 на горизонтальную ось ($h=2r$); такой же путь совершает ползун 2 в кулисе 1 по вертикали.

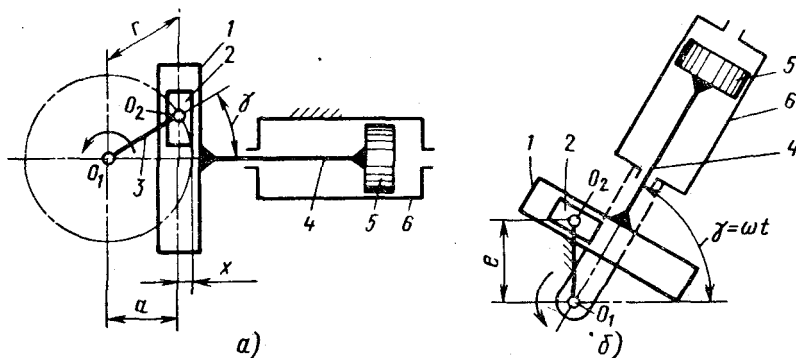


Рис. 10.3 Кинематическая схема кулисного механизма

Из приведенной схемы следует, что поршень 5 при повороте кривошипа 3 из нейтрального (горизонтального) положения в направлении стрелки на угол γ совершит путь

$$x = r - a = r - r \cos \gamma = r(1 - \cos \gamma) \quad (10.3)$$

где x - ход поршня при повороте кривошипа на угол $\gamma = \omega t$;

r - длина кривошипа 1.

В соответствии с этим текущая скорость поршня 5

$$v_n = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \gamma \quad (10.4)$$

Текущая подача q_1 , жидкости одним поршнем

$$q_1 = f v_n = f \omega r \sin \gamma \quad (10.5)$$

Следовательно, текущая скорость и соответственно подача поршня определяются законом синуса. Ускорение поршня в цилиндре определится как

$$\omega = \ddot{x} = \dot{v}_n = \frac{dv_n}{dt} = r\omega^2 \cos \gamma \quad (10.6)$$

Не нарушая кинематической сущности, последний механизм можно преобразовать в реальную плунжерную пару, схема которой представлена на рис. 10. 4, а. Ползун 2 исходной схемы (см. рис. 10.3, б) здесь преобразован в плоскую направляющую статорного кольца 2, вращающегося вокруг неподвижной оси O_1 , на которую опирается своей прямоугольной, грибовидной в сечении головкой 1 (соответствует кулисе 1 исходной схемы) поршень 5, входящий в цилиндр блока б, вращающегося вокруг оси O_1 . Изменением положения последней относительно оси O_1 регулируется подача насоса.

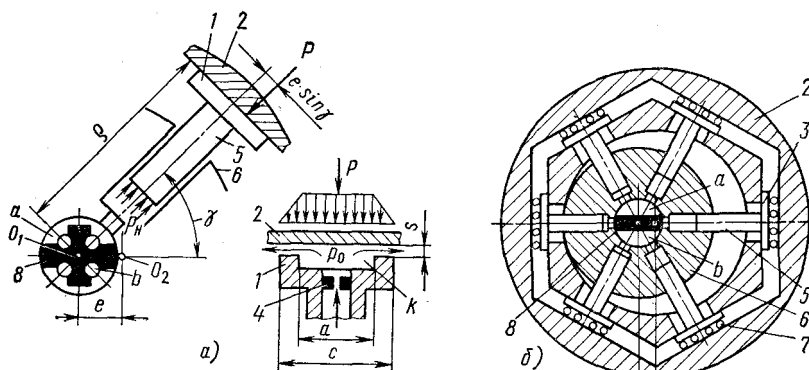


Рис.10.4 Схемы элементов насоса с плоской направляющей статорного кольца

Ввиду эксцентричного относительно ротора 6 расположения статорного кольца 2 с плоскими опорами плунжер 5 будет совершать возвратно-поступательные движения в цилиндре, а плоская его головка будет перемещаться (скользить) по

плоской направляющей статорного кольца (соответствует движению ползуна 2 в прорези кулисы 1; см. рис. 10.3, б).

В соответствии с этим относительное перемещение x , текущая скорость v и ускорение ω поршня 5 в цилиндре при $e=const$ опишутся:

$$x = \rho_{max} - \rho = e(1 - \cos \gamma) \quad (10.7)$$

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = e\omega \sin \gamma \quad (10.8)$$

$$\omega = \ddot{x} = \dot{v} = \frac{dv}{dt} = e\omega^2 \cos \gamma \quad (10.9)$$

Относительные перемещения x_1 скорость v_1 и ускорение головки 1 поршня 5 по направляющей 2:

$$x_1 = e \sin \gamma \quad (10.10)$$

$$v_1 = \dot{x}_1 = \frac{dx_1}{dt} = -e\omega \cos \gamma \quad (10.11)$$

$$\omega_1 = \ddot{x}_1 = \dot{v}_1 = \frac{dv_1}{dt} = -e\omega^2 \sin \gamma \quad (10.12)$$

Взяв несколько цилиндров, расположенных радиально и равномерно по окружности, получим схему поршневого насоса, механизм которого построен на базе кулисного механизма с плоской направляющей (с шатуном бесконечной длины) (рис. 10.3, б). Блок 6 цилиндров посажен на цилиндрическую распределительную цапфу 8, через окна a и b которой производится питание цилиндров насоса.

Для обеспечения самовсасывания насоса статорное кольцо имеет двусторонние плоские направляющие, между которыми помещены плоские головки 3 поршня (рис. 10.3, б). С целью уменьшения трения этих головок о плоские направляющие статорного кольца применены роликовые опоры 7.

Ведущим звеном (водителем) в этом насосе является статорное кольцо с плоскими направляющими 2, вращающееся вокруг оси O_2 которое через узел плоских направляющих приводит в синхронное вращение эксцентрично установленный цилиндрический блок 6.

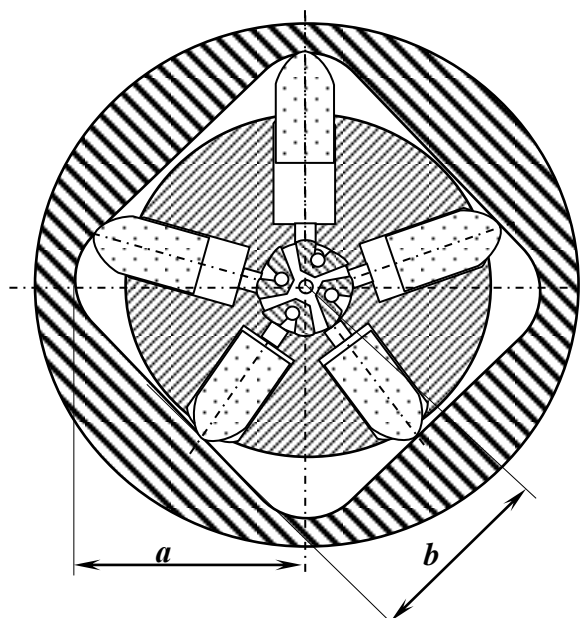


Рис.10.1 Схема высокомоментного гидромотора четырёхкратного действия

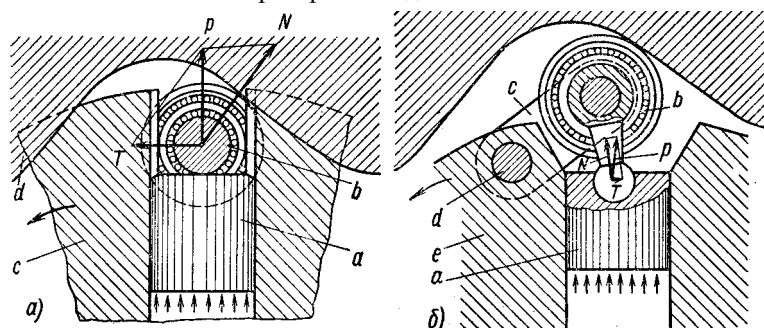


Рис.10.2 Схема разгрузки поршней гидромотора от тангенциальной составляющей силы давления жидкости

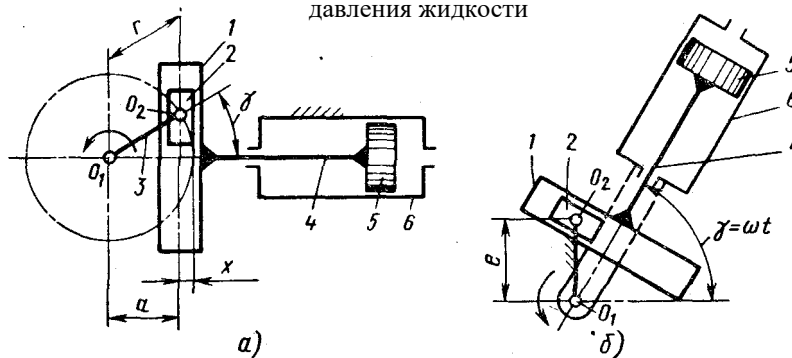


Рис. 10.3 Кинематическая схема кулисного механизма

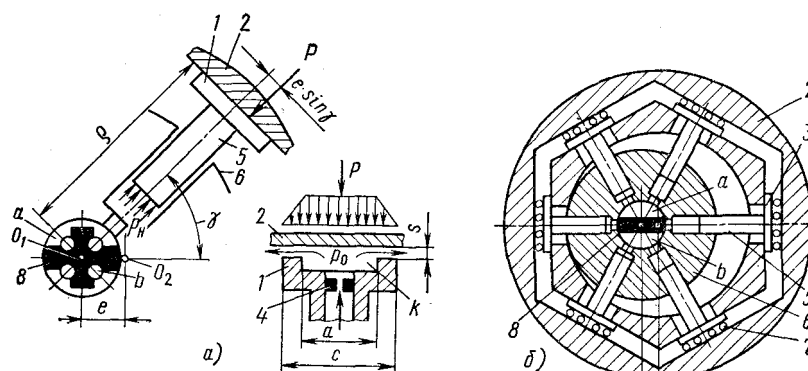


Рис.10.4 Схемы элементов насоса с плоской направляющей статорного кольца

Лекц. 11. Роторная аксиально-поршневая гидромашина *Общие характеристики, принципиальные схемы, кинематические соотношения*

Роторная аксиально-поршневая гидромашина (РАПГМ) - машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45°. Насосы и гидромоторы с аксиальным или близком к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах). По числу разновидностей конструктивного исполнения они во много раз превосходят прочие типы гидромашин.

Эти насосы и гидромоторы получили широкое применение еще в конце прошлого столетия на флоте многих стран (Россия, Англия, США, Япония), причем использовались они для выполнения наиболее ответственных функций, как например, управление кораблем и его вооружением.

Они обладают наилучшими из всех типов гидромашин габаритами и весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения и давлениях, обладают сравнительно малой инерционностью, а также просты по конструкции.

Особо следует отметить их высокую энергоемкость на единицу веса (удельный вес). В зависимости от конструкции и величины рабочего давления удельные веса регулируемых насосов с ручным управлением подачей находятся в пределах 3 - 10 кгс/кВт (большее значение относится к насосам, работающим на более высоких давлениях). В насосах же с высокой частотой вращения ($n = 20\ 000$ об/мин) энергоемкость достигает 12 кгс/кВт. Вес нерегулируемых насосов или гидромоторов равной мощности меньше регулируемых в 2 раза; соответственно удельный вес (т. е. приходящийся на единицу мощности) нерегулируемых насосов находится в пределах 1,5 - 5 кгс/кВт. Весовое преимущество гидромоторов этого типа по сравнению с электродвигателем составляет от - 80 раз для малой до - 12 раз для большой мощности.

Особенностью рассматриваемых машин является относительно малый момент инерции вращающихся частей, что имеет существенное значение при использовании их в качестве гидромоторов.

Важным параметром для многих случаев применения является также приемистость (быстродействие) насоса при регулировании подачи. Изменение подачи от нулевой до максимальной осуществляется в некоторых типах этих насосов за 0,04 с и от максимальной до нулевой - за 0,02 с.

Наиболее распространенное число цилиндров в аксиально-поршневых машинах равно 7-9, диаметры цилиндров гидромашин (насосов, гидромоторов) обычно находятся в пределах от 10 до 50 мм, а рабочие объемы машин - в пределах от 5 до 1000 см³. Максимальный угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбы обычно равен в насосах 20° и в гидромоторах 30°.

Частота вращения насосов общемашиностроительного применения средней мощности равна 1000...2000 об/мин; частота вращения гидромоторов может быть выше примерно в 1,5 раза, чем насосов той же конструкции и мощности. Частота вращения подобных насосов в авиационных гидросистемах обычно равна 3000 - 4000 об/мин, однако в отдельных случаях применяют насосы со значительно большей частотой вращения. По данным иностранной печати изготавливаются насосы с максимальной частотой вращения 20 000 и 30 000 об/мин и минимальной - 5...10 об/мин.

Для специальных целей созданы малогабаритные насосы на рабочий объем $q = 0,7...1$ см³/об (диаметр поршня $d = 5...6$ мм, ход $h = 4$ мм, диаметр блока $B = 20$ мм); подача такого миниатюрного насоса достигает (за счет большой n) 20 л/мин при $p = 20$ МПа (200 кгс/см²).

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров применяются при давлениях 21 - 35 МПа (210 - 350 кгс/см²) и реже при - более высоких давлениях [насосы подачи до 400 л/мин часто выпускаются на рабочие давления до 55 МПа (550 кгс/см²)]. Мощность уникальных насосов, выпускаемых для некоторых отраслей промышленности (для прокатных станков и пр.), достигает 4000 - 4500 л. с. (подача до 8700 л/мин) и более.

Насосы и гидромоторы этих типов имеют высокий объемный КПД, который для большинства моделей достигает при оптимальных режимах работы значений 0,97 - 0,98. Многие зарубежные фирмы гарантируют для насосов с подачей 130 - 150 л/мин объемный КПД при давлении 35 МПа (350 кгс/см²) не менее 0,99. Общий КПД этих насосов составляет примерно 0,95.

Различают гидромашины (гидромоторы и насосы) с наклонным цилиндрическим блоком и машины с наклонным диском, понимая под первыми аксиально-поршневые гидромашины, у которых ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются (см. рис. 11.1, а), и под вторыми - аксиально-поршневые гидромашины, у которых ось ведущего звена и ось вращения ротора совпадают, т. е. у таких гидромашин ведущее звено и ротор расположены на одной оси (см. рис. 11.1, б).

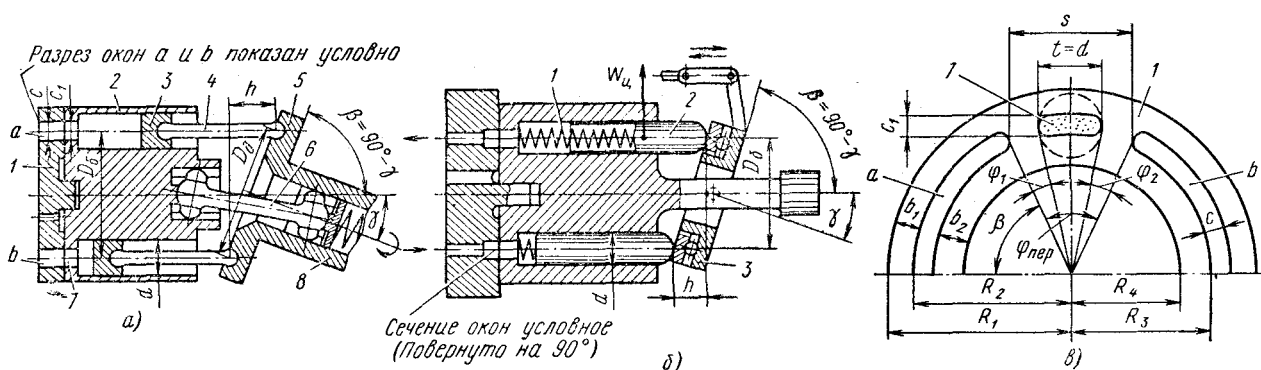


Рис. 11.1. Схемы аксиально-поршневых насосов

Помимо указанного, существует много других конструктивных различий, однако они обычно не являются принципиальными и предельные характеристические возможности всех машин этого типа в большинстве случаев равноценны.

Основные кинематические соотношения

Кинематической основой аксиально-поршневых гидромашин является видоизмененный кривошипно-шатунный механизм (рис. 11.3, а), цилиндр 8 в котором при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершает вместе со штоком 5 перемещения в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя осевое положение штока. Перемещение поршня 4 при повороте кривошипа 2 на угол $\alpha = \omega t$ будет

$$x' = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha) \quad (11.1)$$

где R - длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение (ход) h' поршня в цилиндре при повороте кривошипа на угол $\alpha = 180^\circ$ составит $h' = 2R$. На это же расстояние переместится цилиндр вместе с поршнем в плоскости чертежа.

Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть (наклонить) вокруг вертикальной оси uu относительно прежнего положения на некоторый угол β , меньший 90° (рис. 11.2, б). В этом случае схема превратится в пространственную, а следовательно *цилиндр*, для сохранения прежней кинематики поршня (для обеспечения осевого положения штока), *должен перемещаться в пространстве по эллипсу*, представляющему собой след проекции

центра шарнира, связывающего кривошип 2 со штоком 5, на плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра

При этом перемещение поршня

$$x = x' \cos \beta = R(1 - \cos \alpha) \cos \beta \quad (11.2)$$

где β - угол наклона плоскости вращения кривошипа.

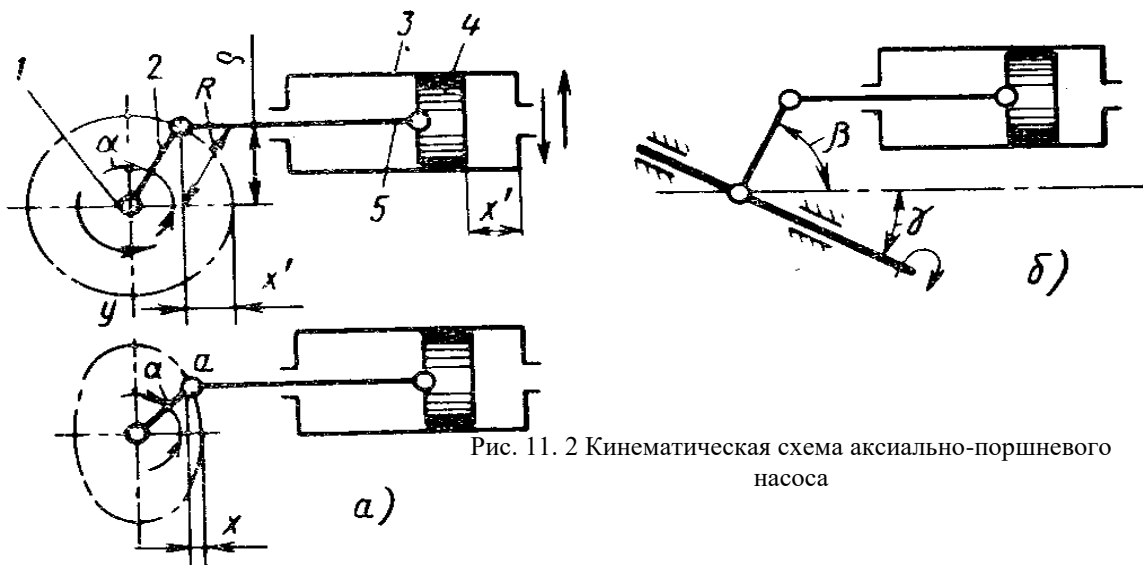


Рис. 11.2 Кинематическая схема аксиально-поршневого насоса

Ввиду того, что перемещение цилиндра по подобной траектории практически неосуществимо, эту траекторию заменяют окружностью, описанной радиусом R , что вносит в расчет по данной формуле некоторую неточность (нарушается, вследствие возникновения колебаний штока 5, синусоидальный закон перемещения поршня).

Взяв вместо одного цилиндра несколько и разместив их равномерно по кругу с расположением осей параллельно оси блока цилиндров 2, а также заменив кривошип диском 6 (рис. 11.1, а), ось которого наклонена относительно оси блока 2 на угол $\gamma = 90^\circ - \beta$, получим принципиальную схему многопоршневой машины (насоса или мотора) пространственного типа, вытеснители которого выполняются либо в виде поршней, связанных с наклонным диском с помощью штоков 4 (рис. 11.1, а), либо в виде свободно посаженных плунжеров 2 со сферической головкой, которые прижимаются к наклонному диску 8 (рис. 11.1, б) с помощью пружин 1 или давления подпиточных насосов.

Первые машины получили название аксиально-поршневых гидромашин с наклонной люлькой или наклонным цилиндровым блоком (рис. 11.1, а), вторые - аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (рис. 11.1, б). К этим основным двум типам можно отнести практически все существующие конструкции аксиально-поршневых ГМ.

Конструктивно в аксиально-поршневой машине с наклонной люлькой оси приводного вала и блока цилиндров расположены под углом γ друг к другу, а в машинах с наклонным диском эти оси составляют одну линию.

В машинах первого типа (рис. 11.1, а) поршни соединяются с приводным наклонным диском с помощью шарниров (штоков) 4 (см. также рис. 11.3, б). Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводной наклонной шайбы 5,

преобразуется, вследствие наклонного ее расположения, в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 6 передается на центральный вал.

Машины этого типа называются также машинами с передачей крутящего момента на наклонную шайбу.

Крутящий момент в таких машинах снимается непосредственно в месте его возникновения, т. е. - с приводной наклонной шайбы 5; на поршни 3, как это будет показано ниже, этот момент не передается. Через поршни в этой схеме передается на блок цилиндров 2 лишь момент от сил трения и инерции (ускорения или замедления). Поэтому поршни 3 скользят в цилиндрах здесь практически без поперечных нагрузок, и их функции в этом случае сводятся к герметизации цилиндров.

Благодаря этому фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД машины, а также хороший пусковой момент при работе машины в режиме гидромотора. Однако угловое расположение приводного диска и блока цилиндров и соответствующее ему распределение действующих сил в приводном механизме требует применения мощных опор и подшипников качения.

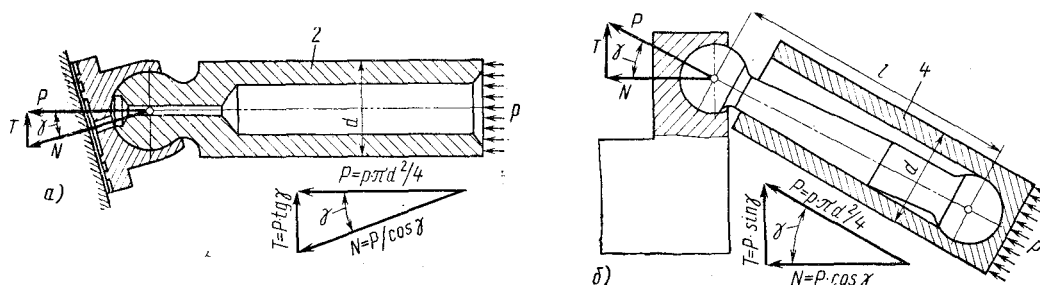


Рис. 11.3 Расчетные схемы поршней насосов с наклонными: диском (а); цилиндровым блоком (б)

Конструктивно всякая машина этого типа (рис. 11.1, а) имеет многоцилиндровый блок (барабан) 2, поршни 3 которого связываются при помощи шатунов 4 или иных средств с наклонным диском (шайбой) 5, выполняющим в этой схеме роль кривошипа ранее рассмотренной принципиальной схемы (см. рис. 11.2, б). Угол γ наклона этого диска относительно оси цилиндрического блока определяет для данного диаметра блока величину хода h поршня, а следовательно и расчетную (геометрическую) подачу насоса.

Силовая и кинематическая связь цилиндрического блока 2 с приводным валом 8 осуществляется с помощью различных механических средств, обеспечивающих приближенную синхронность (равенство) угловых скоростей цилиндрического блока и вала. Наиболее распространена связь с помощью двойного универсального кардана, который обеспечивает при соответствующем выполнении практическую

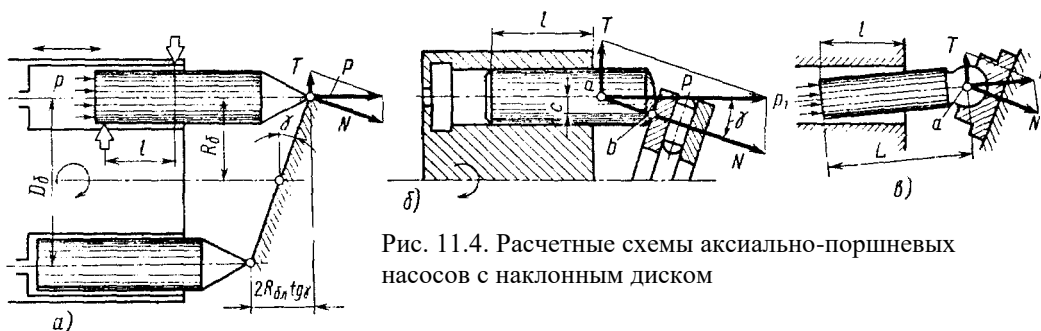


Рис. 11.4. Расчетные схемы аксиально-поршневых насосов с наклонным диском

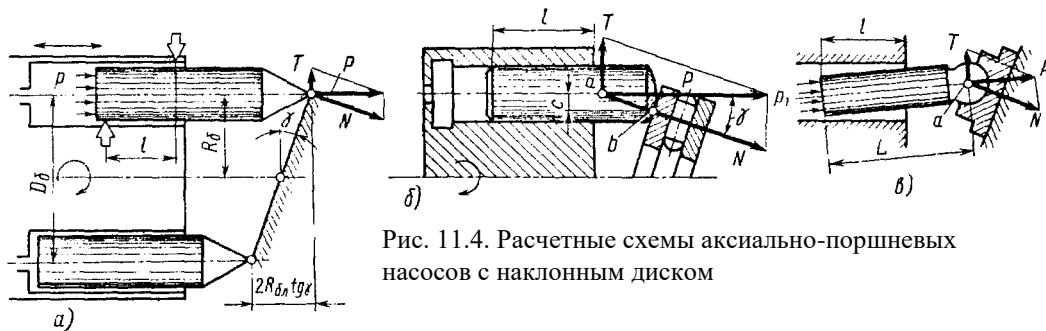
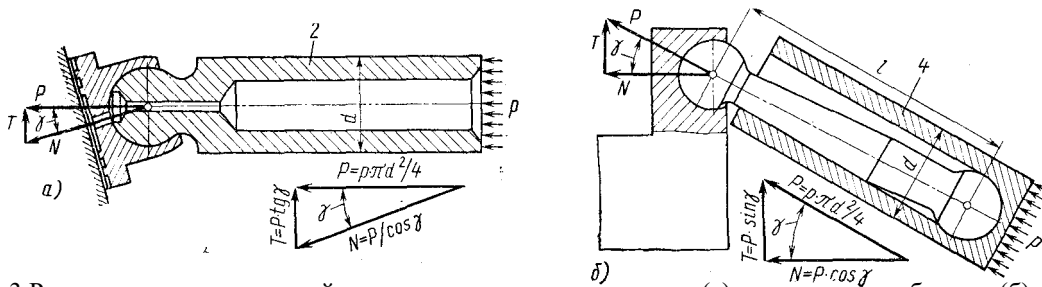
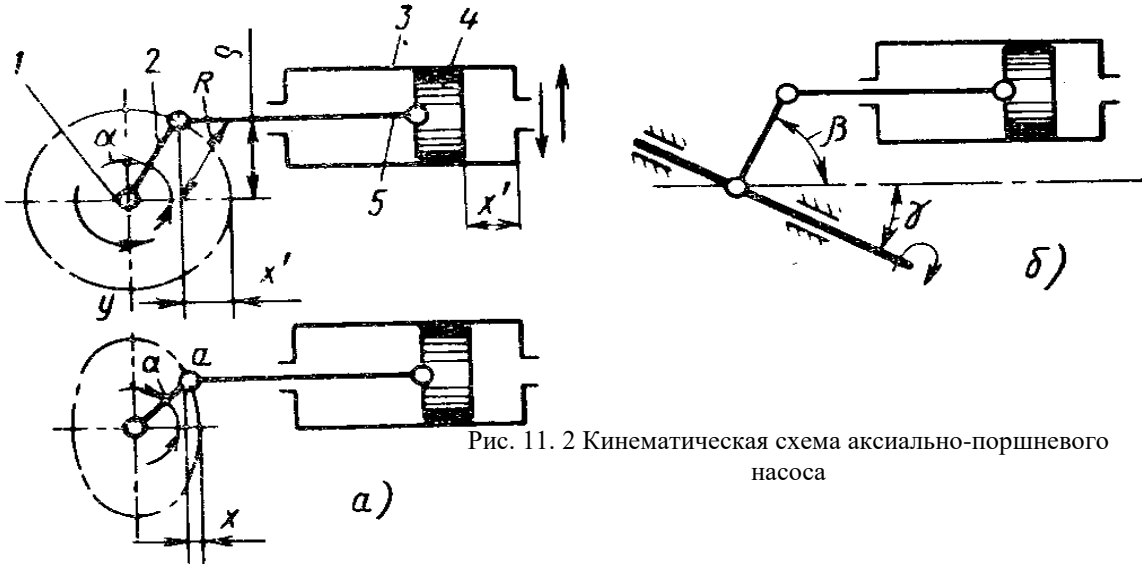
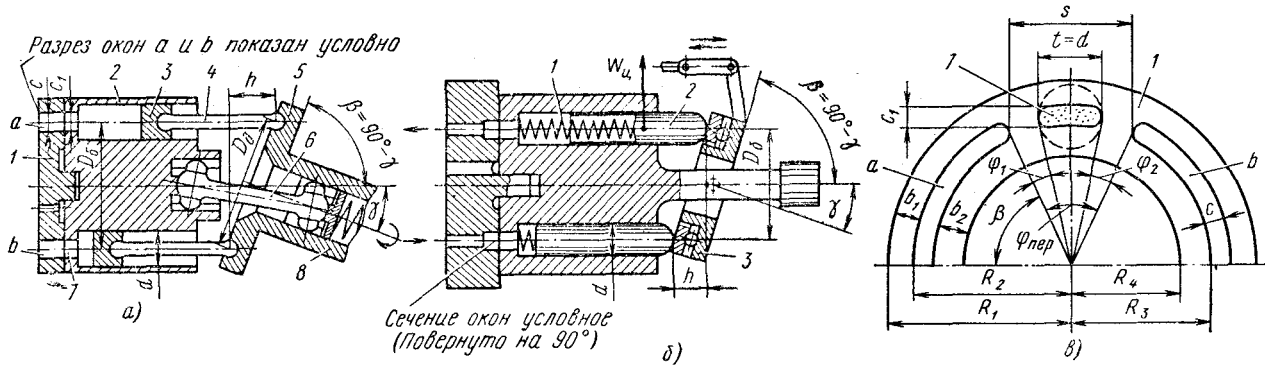
синхронность угловых скоростей ведущего и ведомого (цилиндровый блок) валов.

В машинах второго типа (рис. 11.1, б) поршни (плунжеры) 2 непосредственно опираются на наклонную шайбу 3 через сферические головки или башмаки (рис. 11.3, а), а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения поршней по наклонной шайбе на блок цилиндров. Крутящий же момент в этой машине передается через поршни непосредственно на цилиндрический блок и далее на центральный вал. В подобной схеме передачи момента поршни работают на изгиб и должны быть по прочности рассчитаны на передаваемый ими полезный момент и момент потерь, т. е. рассчитаны на полный момент. В частности длина l заделки поршней в цилиндрах (см. рис. 11.4, в) должна быть такой, чтобы было устранено защемление их и обеспечено допустимое напряжение сжатия материала.

О распределении: Общим для обеих конструктивных разновидностей рассматриваемых машин является преобладающее применение торцового распределения рабочей жидкости. Поскольку цилиндрический блок 2 у рассматриваемого насоса (рис. 11.1, а) вращается (цилиндры перемещаются относительно корпуса), упрощается распределение жидкости, которое обычно выполняется через серпообразные окна а и б в распределительном золотнике, 1 и каналы (отверстия) 7 в доньшках цилиндров блока 2 (на рисунке канал 7 показан условно). При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника (рис. 11.1, в). При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами а или б золотника и через них - с магистралями всасывания и нагнетания. Поверхности торцов распределителя выполняются плоскими (рис. 11.1) или сферическими. Преимуществом последнего типа является то, что он не требует точного совпадения осей скользящих поверхностей, а допускает наличие некоторой несоосности (пересечения этих осей), чего не допускает плоский распределитель. Однако последний обладает существенным преимуществом, заключающемся в отсутствии необходимости индивидуальной подгонки поверхностей скольжения.

В нейтральных (мертвых) положениях цилиндров (в верхнем и нижнем) отверстия 7 в доньшках цилиндров (рис. 11.1, в) перекрываются нижней и верхней перевальными (разделительными) перемычками, расположенными между распределительными окнами а и б; ширина s перемычек несколько превышает размер отверстий 7 ($t > s$).

Применение насосов с наклонной люлькой (см. рис. 11.1, а) предпочтительнее в открытом контуре и при высокой частоте вращения. Насосы с наклонной шайбой (см. рис. 11.1, б) имеют преимущества при очень высоких давлениях и быстрых процессах переключения, которые здесь осуществимы благодаря малой массе перемещающихся при этом деталей узла регулирования.



Лекция 12. *Рассогласованность в законах перемещения поршня.* *Введение дезаксиала*

В АПГМ с наклонным блоком при вращении ротора шатуны будут перемещаться не параллельно оси блока, а совершать качательное (колебательное) движение.

Проекция окружности, на которой расположены на диске центры сферических опор шатунов, на плоскость, перпендикулярную оси цилиндрического блока, представляет собой при наклоне диска на угол $\gamma \neq 0$ эллипс с малым радиусом r (зависит от угла наклона γ).

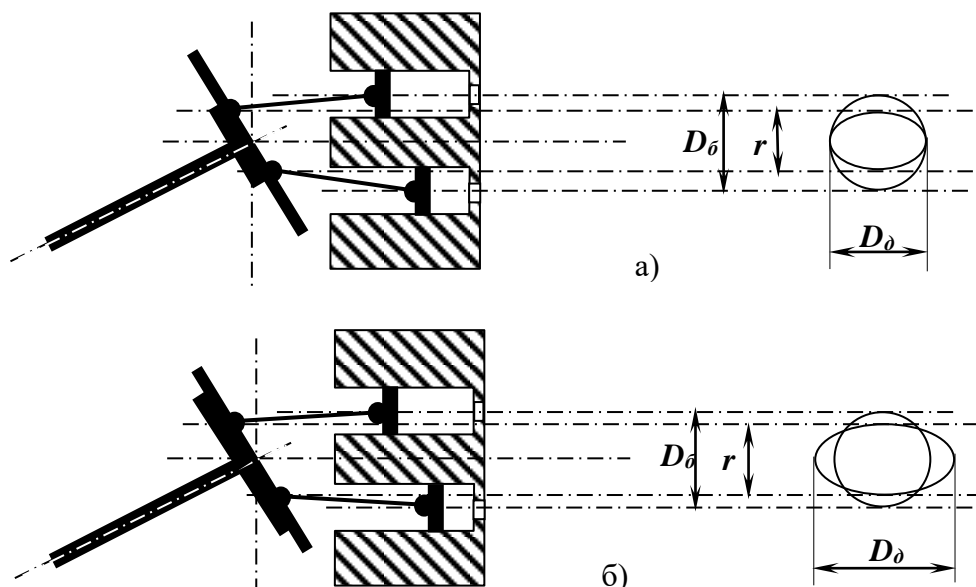


Рис.12. 1 Кинематическая схема РАПГМ с наклонным блоком:
а) для случая $D_\delta = D_\delta$; б) для случая $D_\delta > D_\delta$.

Непараллельность осей штоков и блока отражается на законе перемещения поршня т.е. на законе подачи (при 0° и 180° максимальное рассогласование, рис. 12.1,а).

Для уменьшения рассогласования вводится **дезаксиал** - диаметр D_δ окружности расположения опор (сфер) шатунов на диске делают больше диаметра D_δ окружности расположения осей поршней в блоке $D_\delta > D_\delta$; Рациональное решение $\kappa = D_\delta / D_\delta = 2 / (1 + \cos \gamma_{\max})$.

Кинематика и динамика аксиально-поршневых машин

Точное аналитическое описание кинематики АПГМ представляет собой систему достаточно громоздких выражений. Использование этих зависимостей в практических расчетах (учитывая, например, влияние на кинематику дезаксиала, конечной длины шатунов, угловой асинхронности цилиндрического блока) является нецелесообразным. В большинстве случаев достаточно учитывать синусоидальный закон движения поршня, согласно которому при угле наклона упорной шайбы $\gamma = 90^\circ - \beta$ перемещение поршня h находится как:

$$h = x = R \cos \beta (1 - \cos \alpha) = R \sin \gamma (1 - \cos \alpha) \quad (12.1)$$

где $R=R_D=D_D/2$ – радиус окружности центров шатунов в наклонной шайбе.

Считая, что угловые скорости вала и блока одинаковы и неизменны (т.е. $\omega_1=\omega_2=const$), выражение для мгновенной скорости движения поршня в цилиндре предстанет в виде

$$v_{отн}=dx/dt=R_D \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha/dt=R_D \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \quad (12.2)$$

где $\alpha=\omega \cdot t$ – текущий угол поворота цилиндрического блока от положения, соответствующего началу движения рассматриваемого поршня.

Максимальный ход поршня

$$h_{max}=2 R_D \cdot \sin \gamma =D_D \cdot \sin \gamma \quad (12.3)$$

Максимальная скорость поршня будет наблюдаться при угле поворота $\alpha=90^\circ$ и $\alpha=270^\circ$

$$v_{отн.max}=\omega \cdot R_D \cdot \sin \gamma \quad (12.4)$$

(Обычно, относительная скорость при непрерывной работе 3-3,5 м/с, при периодической работе – 5 м/с)

Ускорение поршня

$$J_{отн}=dv_{отн}/dt=d^2x/dt^2=R_D \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha/dt=R_D \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \quad (12.5)$$

Максимальное ускорение поршня будет наблюдаться при угле поворота $\alpha=0^\circ$ и $\alpha=180^\circ$

$$J_{отн max}=\pm \omega^2 \cdot R_D \cdot \sin \gamma \quad (12.6)$$

Значение максимального ускорения необходимо ограничивать в ходе проектирования для соблюдения условия неразрывности потока рабочей жидкости, как во всасывающем трубопроводе, так и в самой рабочей камере.

Расчетная производительность насоса приближенно получим из выражения:

$$Q_{теор}=q \cdot n=\frac{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot n \cdot 2 \cdot R \cdot \sin \gamma}{4} \quad (\text{с наклонным блоком}) \quad (12.7)$$

где R – радиус окружности центров шатунов на наклонной шайбе. В приближенных расчетах его принимают равным радиусу расположения оси цилиндров блока $R_B=D_B/2$, тогда:

$$Q_{теор}=q \cdot n=\frac{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot n \cdot D_B \cdot \operatorname{tg} \gamma}{4} \quad (\text{с наклонным диском}) \quad (12.8)$$

Действующие силы

Если в зоне нагнетания развивается среднее давление p_2 , то на поршень, находящийся в ней, действует усилие $F_{pk}=p_2 \cdot f$, которое в АПГМ с наклонным блоком передаётся через шатун поршня и сферические головки шатуна на шайбу. В точке контакта головки шатуна и шайбы это усилие раскладывается на две

составляющие: реакцию шайбы F_{Nk} , направленную по нормали к поверхности шайбы; реакцию шайбы F_{Tk} , направленную вдоль плоскости шайбы (нормально к оси вращения вала);

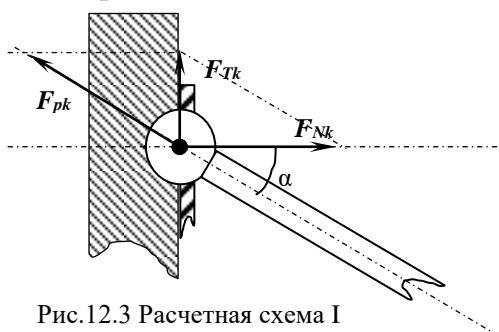


Рис.12.3 Расчетная схема I

$$F_{Nk} = F_{pk} \cdot \cos \alpha \quad (12.9)$$

$$F_{Tk} = F_{pk} \cdot \sin \alpha \quad (12.10)$$

Эти составляющие играют различную роль при работе гидромашин:

F_{Nk} – определяет усилие, воспринимаемое упорными подшипниками и момент трения;

F_{Tk} – определяет крутящий момент: в моторе - создает крутящий момент на выходном валу; в насосе - создает момент сопротивления для входного вала.

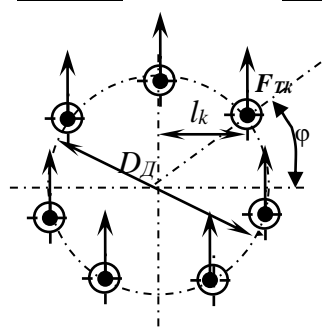


Рис.12.4 Создаваемый момент

Развиваемый одним поршнем момент описывается выражением:

$$M_k = F_{Tk} \cdot l_k = \pi \cdot d^2 \cdot p_2 \cdot D_d \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi / 8 \quad (12.11)$$

где l_k - плечё действия усилия F_{Tk} относительно оси вращения, $l_k = \sin \varphi \cdot D_d / 2$.

Момент на валу представляет собой сумму моментов, создаваемых как высоким, так и низким давлениями.

В схеме с наклонным диском в точке контакта плунжера и наклонной шайбы усилие F_{pk} можно также представить в виде двух составляющих: реакцию диска F_{Nk} , направленную по нормали к поверхности диска; реакцию диска F_{Tk} , направленную вдоль плоскости, нормальной к оси вращения вала.

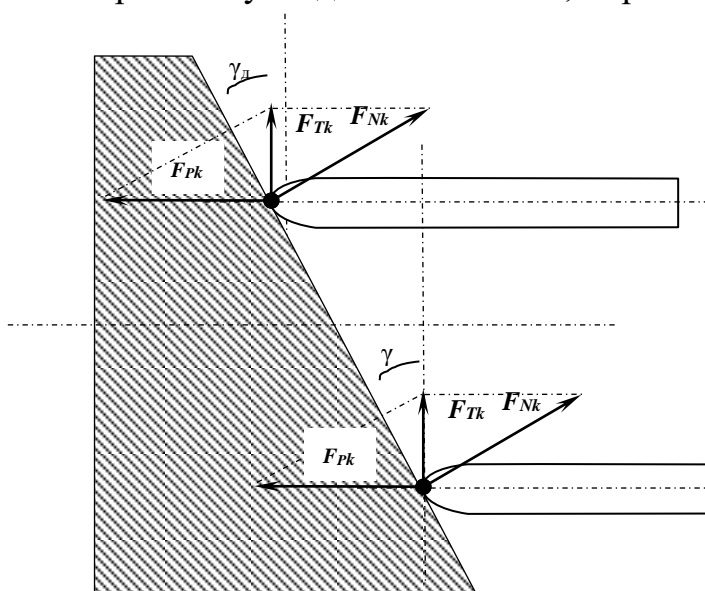


Рис.12.5 Расчетная схема II

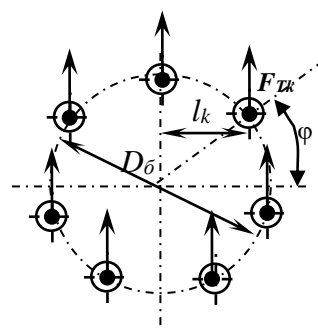


Рис.12.6 Создаваемый момент

$$F_{Nk} = F_{pk} / \cos \gamma_d \quad (12.12)$$

$$F_{Tk} = F_{pk} \cdot \tan \gamma_d \quad (12.13)$$

$$M_k = \pi \cdot d^2 \cdot p_2 \cdot D_0 \cdot \tan \gamma_d \cdot \sin \varphi / 8 \quad (12.14)$$

Порядок и последовательность расчета основных параметров аксиально-поршневых машин с плоским распределителем будут теми же, что и у радиально-поршневых машин.

Диаметр поршня d насоса ориентировочно подсчитывают по формуле (4), но соотношение хода поршня и его диаметра выбирают обычно в пределах $i=1 \dots 2$.

Для расчета диаметра d поршня гидромотора, исходя из его рабочего объема q (расчетного расхода за один оборот), используют практическое выражение

$$d = (1,4 \dots 1,5) \sqrt[3]{\frac{q}{z^2 \operatorname{tg} \gamma \eta_o}} \quad (10)$$

где γ - угол наклона шайбы;

η_o - объемный КПД гидромотора.

Диаметр поршня гидромотора, исходя из крутящего момента M можно так же рассчитывать по формуле

$$d = (2,7 \dots 2,8) \sqrt[3]{\frac{M}{z^2 (p_n - p_{cl}) \operatorname{tg} \gamma \eta_{\text{мех}}}} \quad (11)$$

где p_n и p_{cl} - давление в нагнетательной и сливной полостях гидромотора;

$\eta_{\text{мех}}$ - механический к. п. д. гидромотора.

Рекомендуемое число цилиндров гидромотора выбирают из приведенного ряда:

Расход на один оборот в см^3	До 100	100-250	Свыше 250
Рекомендуемое число цилиндров z	7	9	11

Для улучшения условий подвода жидкости в цилиндры диаметр D_o окружности, на которой расположены оси цилиндров, должен быть минимальным. Однако при этом необходимо сохранить оптимальную толщину ($a=0,2d$) стенки между цилиндрами, чтобы была обеспечена жесткость цилиндрического блока.

При расчете блока на прочность следует стремиться, чтобы жесткость его во всех направлениях была примерно одинакова. При расчете жесткости цилиндра необходимо учитывать также действие внутреннего давления в соседних цилиндрах.

Диаметр D_o окружности цилиндрического блока, и наружный диаметр D_p блока выбирают (рассчитывают) по формулам

$$D_o = (0,35 \dots 0,4) d z; \quad D_p = D_o + 1,6 d \quad (12)$$

Эти соотношения приведены из расчёта, что толщина стенки между цилиндрами составляет $a=0,2d$, а толщина стенки между зеркалом цилиндра и наружной поверхностью цилиндрического блока $b=0,3d$, где d -диаметр цилиндра.

Лекция 14. Механизм карданной связи. Типы карданов.

В большинстве конструкций аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком кинематическая и силовая связи ведущего и ведомого валов осуществляются с помощью одинарного (рис. 14.1, а) или двойного (рис. 14.1, б) карданов.

Первый тип кардана принято называть **силовым**: обычно выполняет одновременно функции силовой и кинематической связи,

Второй тип принято называть **несиловым**: осуществляет кинематическую связь, будучи нагружен лишь моментом трения блока цилиндров, а также моментом инерционных сил.

Одинарный (асинхронный) кардан (рис. 14. 1 а) представляет собой универсальный шарнир с двумя степенями свободы, обеспечивающий возможность передачи вращения между двумя валами, оси которых пересекаются под некоторым углом. Равномерное вращение входного вала 1, связанного грибовыми шпонками 9 с цилиндрическим блоком 5 (рис.14.2,а), преобразуется здесь в поступательное движение поршней в цилиндрах блока.

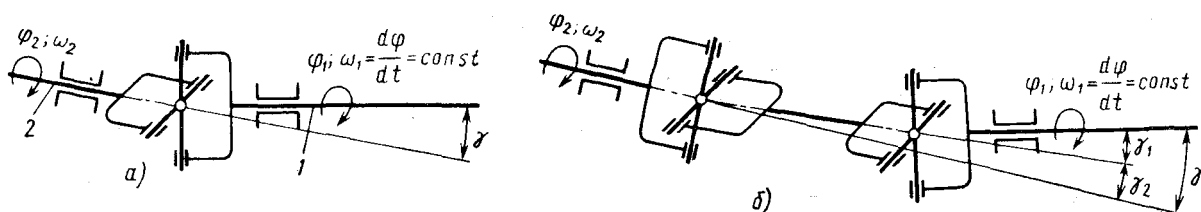


Рис. 14.1. Кинематические расчетные схемы карданного механизма

Такое преобразование движения происходит при помощи связанной с блоком через кардан 6 наклонной (качающейся) шайбы (диска) 2 с шарнирно заделанными в ней шатунами 8 поршней 4. Входной (приводной) вал 1 (и соответственно цилиндрический блок), а также упорный диск 2 вращаются этой схеме вокруг разных осей, наклоненных одна относительно другой на угол γ . Возможность вращения этих деталей вокруг разных осей обеспечивается наклонным диском 7, качающимся при вращении вала вокруг осей 6 цапф, помещенных во втулках, жестко закрепленных на упорном (наклонном) диске.

Благодаря применению грибовых шпонок цилиндрический блок имеет некоторую возможность самоустанавливаться (выбирать перпендикулярность поверхности распределителя относительно торца цилиндрического блока).

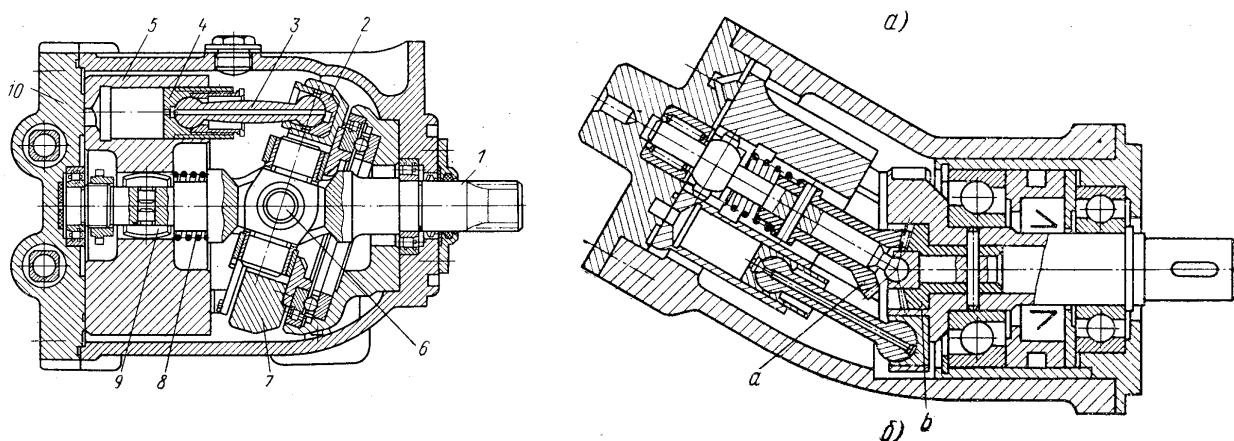


Рис.14.2 Аксиально-поршневые насосы с асинхронным карданом (а) и с шестеренной связью ведомого и ведущего валов (б).

Распределитель в большинстве случаев выполняется за одно целое с крышкой 10. Первоначальный прижим блока к распределителю обеспечивается пружиной 8. Во время работы гидромашины блок прижимается к распределителю гидростатическими усилиями. Благодаря

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot \cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \varphi_1} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma \cdot (1 + \tan^2 \gamma \cdot \sin^2 \varphi_1)}; \quad (6.10)$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (6.11)$$

Таким образом, как вытекает из (6.10), (6.11), при постоянной угловой скорости ведущего вала $\omega_1 = \text{const}$ угловая скорость ведомого вала ω_2 переменная в пределах полного оборота ведущего вала (рис. 6.9, а). Наибольшее значение угловой скорости ведомого вала имеет место при углах поворота ведущего вала $\varphi_1 = 0, \pi, \dots$

$$\omega_{2.\text{max}} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma},$$

а наименьшее – при углах

$$\omega_{2.\text{min}} = \omega_1 \cdot \cos \gamma.$$

Разница углов поворота выходного и входного валов (позиционная асинхронная) $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ с использованием (6.8) определяется из зависимости:

$$\operatorname{tg}(\varphi_2 - \varphi_1) = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2 - \operatorname{tg} \varphi_1}{1 + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2} = \frac{(1 - \cos \gamma) \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \gamma + \operatorname{tg}^2 \varphi_1},$$

откуда

$$\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{(1 - \cos \gamma) \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \gamma + \operatorname{tg}^2 \varphi_1}. \quad (6.26)$$

Значение позиционной асинхронности $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ повышается с увеличением угла пересечения валов γ одинарного кардана (рис. 6.9, б), однако даже при наиболее возможном для этих машин значении угла $\gamma = 30^\circ$ максимальная асинхронность равняется $\Delta \varphi = 4^\circ 7'$, а при $\gamma = 20^\circ$ – $\Delta \varphi = 1^\circ 47'$ [23].

Асинхронность одинарного кардана и периодические колебания (пульсация) угловой скорости ведомого вала при постоянной скорости ведущего вала обуславливают дополнительные колебания подачи аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Работа этих машин может сопровождаться вибрациями карданных механизмов из-за значительных динамических нагрузок на них, обусловленных неравномерностью угловых скоростей ведомых валов. Явление динамической неуравновешенности силовых асинхронных карданов необходимо учитывать при конструировании гидромашин, или ограничивать до допустимых значений угол пересечения валов γ и угловые скорости вращения валов ω .

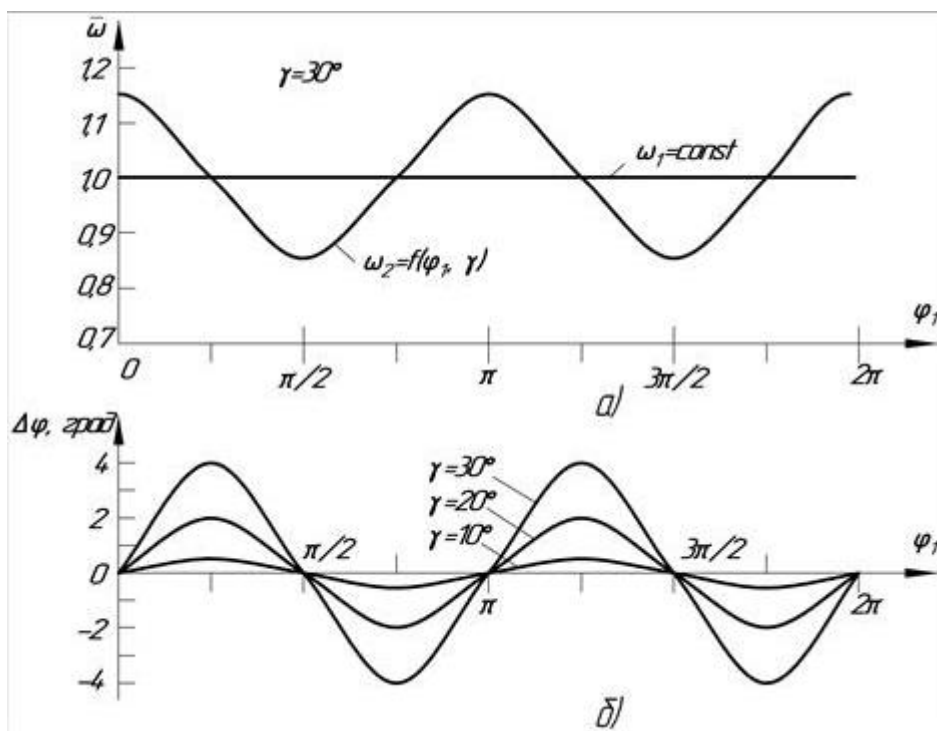


Рис. 6.9. Изменение угловой скорости ведомого вала $\omega_2 = f(\varphi_1, \gamma)$ (а) и углового смещения $\Delta\varphi = f(\varphi_1, \gamma)$ (б) в одинарном асинхронном кардане

Ввиду громоздкости и массивности одинарного силового кардана их используют в достаточно мощных аксиально-поршневых гидромашинах с наклонным блоком цилиндров.

Кинематика двойного несилового синхронного кардана

Использование двойного несилового кардана в аксиально-поршневых гидромашинах с наклонным блоком цилиндров позволяет устранить позиционную асинхронность входного и исходного валов и колебания угловой скорости выходного вала, что имеет место в одинарном силовом кардане. Двойной кардан содержит два шарнира с двумя степенями свободы и состоит из двух последовательно соединенных одинарных карданов (рис.14.1 б).

Если оси ведущего и ведомого валов образуют с осью промежуточного звена двойного кардана одинаковые углы $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma/2$, этот кардан при выполнении некоторых конструктивных требований [23] практически обеспечивает синхронность движения входного и выходного валов и равномерность угловой скорости выходного звена.

Компенсация пульсаций и выравнивание угловой скорости ведомого вала двойного кардана обеспечивается тем, что ее колебания в двух последовательно соединенных одинарных карданах находятся в противофазе, взаимно компенсируясь. Поэтому в двойном кардане ведомый вал, которым в этом случае является блок цилиндров, практически равномерно вращается почти с той же угловой скоростью, что и ведущий вал.

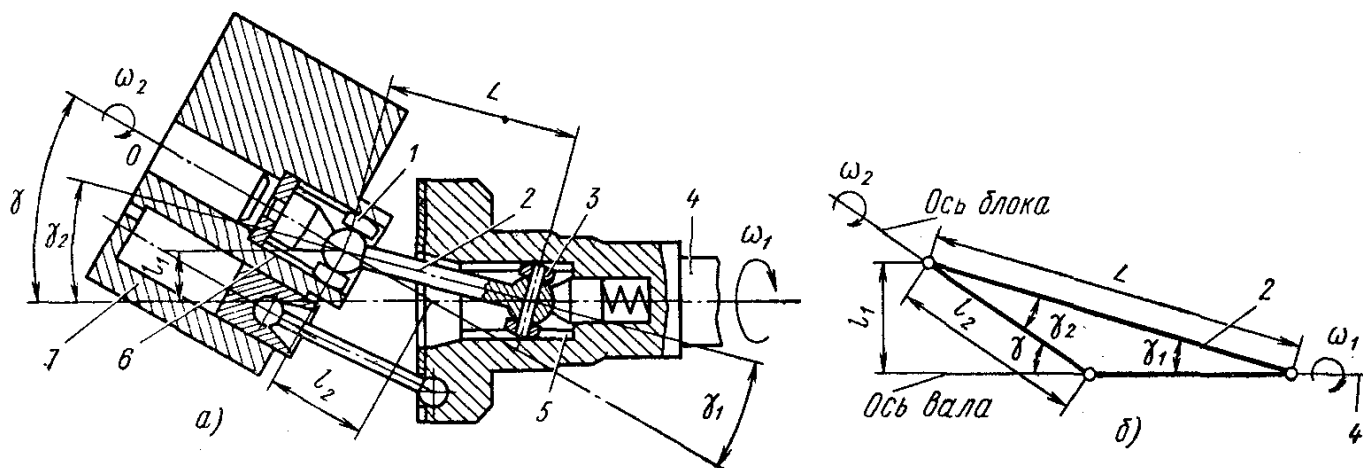
Как и в случае одинарного кардана, известная из курса механики [23] зависимость для определения угла поворота ведомого вала (блока цилиндров) φ_2 как функция углов поворота ведущего вала φ_1 и пересечения валов γ_1 и γ_2 двойного кардана

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \quad (6.12)$$

Дифференцирование по времени и преобразование уравнения (6.12) позволяет получить выражение для расчета угловой скорости ведомого вала (блоку цилиндров) двойного кардана

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \cdot \sin^2 \varphi_1 + \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2} \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (6.13)$$

Таким образом, как следует из (6.12) и (6.13), основным условием [23] синхронности двойного кардана и отсутствия колебаний угловой скорости ведомого вала является равенство углов наклона $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma/2$. При $\gamma_1 \neq \gamma_2$ имеет место некоторая разница в значениях текущих углов поворота ведомого и ведущего валов $\varphi_2 \neq \varphi_1$, а также отличие значений их угловых скоростей $\omega_2 \neq \omega_1$ при равномерном вращении приводного вала $\omega_1 = \text{const}$. Однако степень позиционной асинхронности и неравномерности угловой скорости в двойном кардане меньше, чем в одинарном кардане, так как влияние множителя $\cos \gamma_2 / \cos \gamma_1$ в зависимости (6.12) меньше, чем множителя $1/\cos \gamma$ в зависимости (6.8).

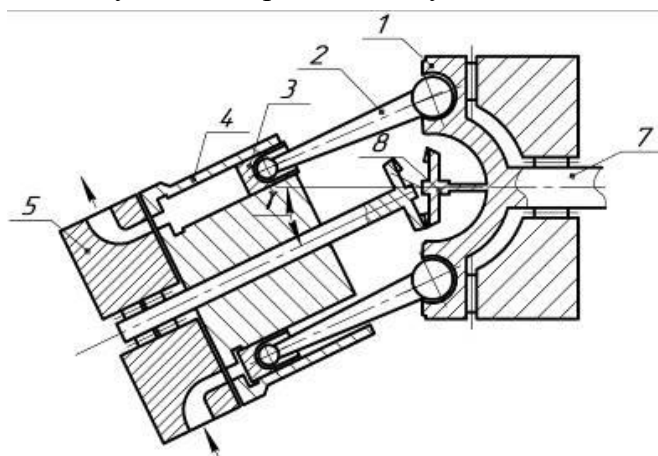


Таким образом, двойной кардан может быть полностью синхронным лишь для нерегулируемых гидромашин.

Для обеспечения полной синхронности вращения ведущего и ведомого валов во многих случаях между приводным диском и блоком цилиндров применяют зубчатую передачу в виде двух конических шестерен (рис. 6.1, д). Насосы с такой зубчатой передачей допускают большие

углы ($\gamma \leq 45^\circ$) наклона блока цилиндров, но ограничены относительно небольшими ($n < 3000$ об/хв) частотами вращения ротора и не могут быть регулируемы.

Рис. 6.1. Схема аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком цилиндров: 1 - приводной диск; 2 - шток; 3 - поршень; 4 - блок цилиндров; 5 - торцевой распределитель; 6 - кардан; 7 - вал; 8 - зубчатая шестерня



Лекц.14 *Роторно-пластинчатые гидромашины*

Пластинчатая (шиберная) ГМ (гидромотор или насос) – это роторная ГМ с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное движение, и пластин (шаберов), совершающих вращательное и возвратно поступательное движение. При этом вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними вытеснителями (пластинами, помещенными в радиальные прорезы вращающегося ротора) и поверхностями статора.

По числу циклов работы за один оборот вала различают ПГМ однократного или многократного (двух-, трех-, четырехкратного) действия. Насосы однократного действия выполняют как регулируемые, так и нерегулируемые, а насосы многократного – нерегулируемые.

Наиболее простым насосом пластинчатого типа является насос с двумя пластинами 3 и 5, подвижно монтируемыми в общем сквозном радиальном пазу ротора 7. Эти пластины образуют с поверхностями ротора 7 и смещенного относительно него на величину e статора 1 с осью O_2 две серпообразные камеры а и б.

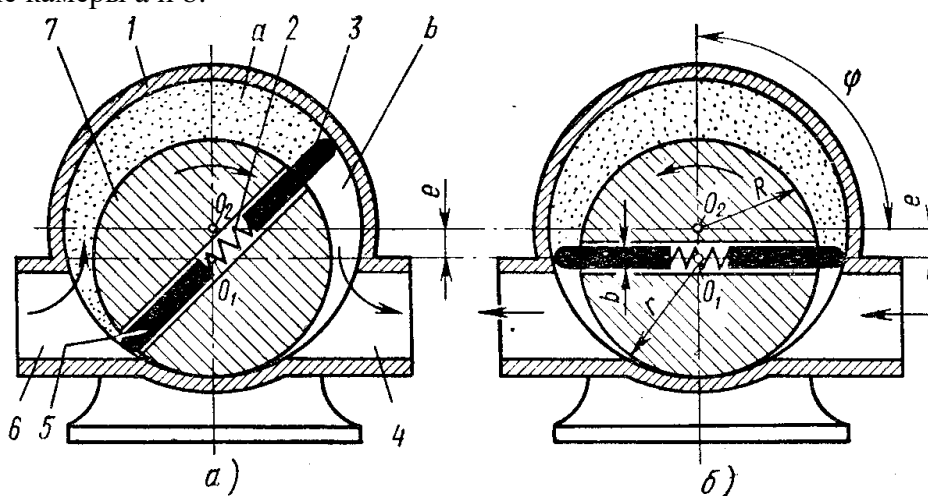


Рис 14.1 Принципиальная (а) расчетная (б) схемы двухпластинчатого насоса

При повороте ротора 7 относительно оси O_1 в направлении стрелки, объем камеры а насоса, соединенной с всасывающей полостью 6, увеличивается, а камеры б, соединенная с нагнетательной полостью 4, уменьшается, в соответствии с чем происходит всасывание (через канал 6) и нагнетание (через канал 4) жидкости. Поскольку ротор имеет плотный контакт с нижней частью статора 1, одна из пластин 3 или 5 в любом положении ротора отделяет всасывающую полость от нагнетательной. Для возможности радиального перемещения пластин и обеспечения контакта (плотного) со статором, пластины распираются пружиной 2, поджатой к статору 1.

Расчетная подача такого насоса определяется площадью, ограниченной пластинами, статором и ротором. Для случая угла $\varphi = \pi/2$ и принимая пластины бесконечно тонкими ($b=0$) площадь S находим как

$$S = \frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2 \cdot R \cdot e \quad (14.1)$$

где R и r – радиусы статора и ротора
 e – эксцентриситет.

За каждый оборот вытесняется два объема соответствующих этой площади, следовательно, теоретическая подача для ПГМ с бесконечно тонкими пластинами:

$$Q_T = 2 \cdot B \cdot S \cdot n = 2 \cdot B \cdot n \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (R^2 - r^2 - e^2) + 2 \cdot R \cdot e \right] \quad (14.2)$$

где B – ширина ротора
 n – частота вращения вала

Учтем объем, занимаемый пластинами, он равен $q' = 4Bebn$, где b – толщина пластины. Тогда:

$$Q_T = Bn \left[\frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2e(R - b) \right] \quad (14.3)$$

Поскольку текущая площадь значительно изменяется по углу поворота, то переменной по углу поворота ротора является так же подача. Пульсация ограничивает область применения данных машин - в основном, для вспомогательных целей (смазка, подпитка и т.п.).

Для снижения пульсации подачи применяются насосы с несколькими пластинами. Обычно 8-12. При этом уменьшается действующая на пластины тангенциальная нагрузка.

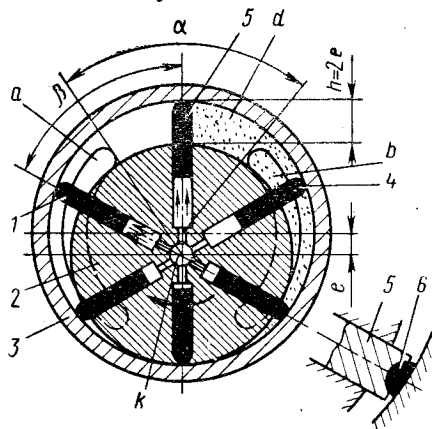


Рис.14.2 Схема многопластинчатого насоса с гидравлическим поджимом пластин.

Насос состоит из вращающегося ротора 2, в радиальных прорезах которого помещены пластины (вытеснители) 1, и статорного кольца 3, ось которого смещена относительно оси ротора на величину e .

Питание осуществляется через серпообразное окно a (для данного направления вращения), вытеснение через окно b . Окна выполнены на боковых крышках насоса.

При данном направлении вращения полость между 4 и 5 пластинами уменьшается.

Окна располагаются таким образом, чтобы при любом положении ротора между ними находилась хотя бы одна пластина. Обычно применяют положительное перекрытие (полость между пластинами отсечена, изолирована от окон), но такое, чтобы избежать компрессии. Полное устранение компрессии при $\alpha = \beta$ (нулевое перекрытие, α - угол между окнами всасывания и нагнетания; β - угол между двумя смежными пластинами).

Плотность контакта пластин со статором достигается при помощи пружин и прочих механических средств, давлением жидкости и/или канал h на рис 16.2

Расчетная производительность.

Допуская, что толщина пластин $b=0$ и пренебрегая изменением рабочей высоты h (принимая $h=2e$) при повороте ротора на угол α (в пределах которого пластина находится в контакте с верхней перемычкой) максимальную расчетную подачу можно выразить как:

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h \cdot B \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdot e \cdot n = \omega \cdot \rho \cdot h \cdot B \quad (14.4)$$

где D - Диаметр расточки статора

B – ширина ротора (длина пластины);

$\omega=2\pi n$ -угловая скорость;

$\rho=D/2$ - расстояние от центра давления рабочей высоты пластины до оси вращения ротора.

n – число оборотов

С учетом толщины s и числа z пластин средняя теоретическая подача определяется как:

$$Q_T = 2 \cdot B \cdot e \cdot n \cdot (\pi \cdot D - z \cdot s) \quad (14.5)$$

Снижение производительности происходит из за необходимости компенсации объема пластин при утапливании их в прорези ротора.

В некоторых насосах полости прорезей под пластинами последовательно соединяют с нагнетательной и всасывающей линиями – дополнительная подача прямоугольными поршнями.

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot D \cdot B \cdot e \cdot n \quad (14.6)$$

При одностороннем вращении ротора насоса пластины целесообразно устанавливать под некоторым (10^0 - 15^0) углом к радиусу, благодаря чему улучшаются условия их работы (уменьшается заклинивание пластин в пазу). Силы трения вызывают минимальные изгибающие напряжения (угол наклона = углу трения). В этом случае (когда имеются наклон и нет дополнит. подачи)

$$Q_T = 2 \cdot B \cdot e \cdot n \cdot \left(\pi \cdot D - \frac{z \cdot S}{\cos \alpha} \right) \quad (14.7)$$

α - угол наклона пластин к радиусу;

Рис.16.3 Схема нереверсивного пластичного насоса

Равномерность подачи

При расчетах было принято допущение, что рабочая высота h пластины при проходе ею всего участка переменна равна $2e$. В действительности, это справедливо лишь для мгновенного (среднего) положения. В общем случае текущее значение h' описывается выражением:

$$h' = \rho - (R - e) \quad (14.8)$$

R - радиус статора,

e - эксцентриситет (см. рис 14.2)

Кинематика ПГМ построена как и кинематика поршневых – на основе кривошипно шатунного механизма. При этой кинематике перемещение рабочего элемента соответствует приращению переменного радиуса в пределах от ρ_{\min} до ρ_{\max} , (представляет собой расстояние от оси, проходящей через центр O пластичного ротора, до окружности касания пластин со статором)

$$\rho = R \cos \gamma + e \cos(180 - \gamma) = R \cos \gamma - e \cos \varphi \quad (14.9)$$

$$R' = R \cos \lambda - e \cos \varphi - (R - e) = e(1 - \cos \gamma) + R(\cos \gamma - 1)$$

γ - угол (текущей) между центром статора O , точкой касания e и осью вращения ротора.

$\gamma = \omega t$ - текущий угол поворота ротора от нейтральной (вертикальной) оси.

Учитывая, что e/R относительно мало, угол $\gamma \approx 0$, а $\cos \gamma = 1$, допустимо применять выражение. $R' = e(1 - \cos \varphi)$. Следовательно, как и у роторно-поршневых ОГМ, подача изменяется по синусоидальному закону.

Пульсация подачи тем меньше, чем меньше значение $2\pi/z$ (нечетном числе пластин равномерность повышается), но увеличение числа пластин снизит величину подачи (16.5-габариты пластин)

Для снижения перепадов подачи, обусловленных изменением рабочей высоты пластины, применяют профилирование направляющей статора на участке между всасывающим и нагнетательным окнами по окружности, описываемой из центра вращения ротора.

Равномерность подачи нарушается так же тем, что часть вытесняемой жидкости расходуется на комплексацию ее сжатия до рабочего давления в камерах при проходе их из полости всасывания в полость нагнетания. При этом обратный поток из полости нагнетания вызовет высокие «забросы» давления в камере и пульсации давления на выходе насоса.

Эти колебания подачи и ударные явления (обусловленные обратным потоком из полости нагнетания в камеру) можно частично снизить выполнением на перевальной перемычке щелевидных прорезей малого сечения – достигается плавное соединение камер и полости нагнетания.

Нагрузка пластин.

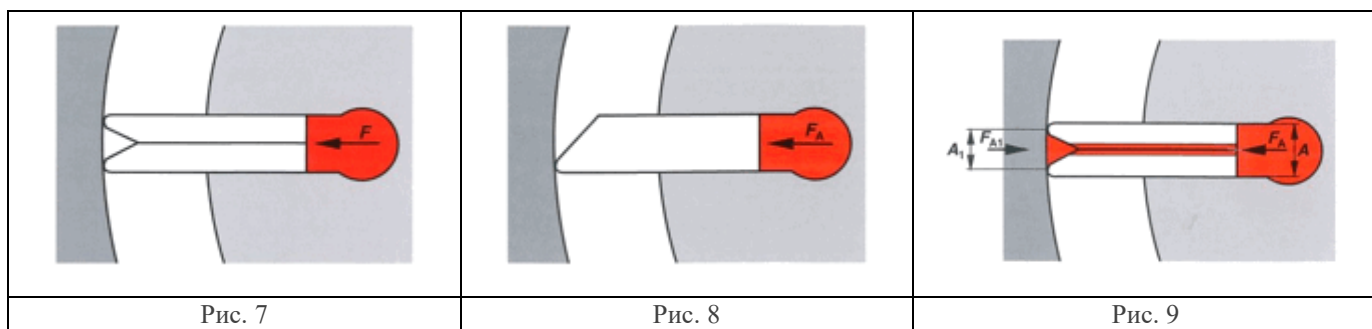
В большинстве конструкций пластины прижимаются к статору давлением жидкости, подведенной под ее торец. Усилие прижатия в этом случае

$$F = pbs, \quad (14.11)$$

где p - давление жидкости в камере под нижним торцом;

b и s - длина и толщина пластины.

При дальнейшем повороте ротора объем рабочей камеры уменьшается (Рис. 5). Через прорезь бокового распределительного диска рабочая жидкость направляется в напорную линию.



Для обеспечения гарантированного прижима пластин к статору задние торцовые поверхности пластин в зоне нагнетания нагружаются полным рабочим давлением.

Усилие прижима пластины к статору определяется произведением рабочего давления на площадь торцевой поверхности. При определенном давлении в зависимости от смазывающих свойств жидкости возможно нарушение масляной пленки между пластиной и статором, что ведет к ускоренному износу. Для снижения прижимной силы пластинчатые насосы, работающие при давлении свыше 150 бар, комплектуются двойными пластинами.

Через фаску или канавку находящаяся под давлением жидкость из задних торцовых камер подводится в пространство между кончиками пластин, причем площадь P_{A1} меньше, чем F_A . В результате прижимная сила в значительной степени компенсируется.

Пластины, находящиеся в полости нагнетания, будут полностью разгружены от радиальных сил давления жидкости. А пластины между полостями a и b – частично.

При расчетах нагрузки от давления жидкости силу F принимают $F = 1/3 * pbs$.

Регулирование производительности и изменение направления подачи осуществляется соответствующие изменением величины и знака эксцентрисистема e .

Основной недостаток насосов однократного действия – большая нагрузка давления жидкости на ось ротора и на пластины, (отсюда область применения гидросистемы с давлением до 4-5 МПа)

Для регулируемых машин также трудности вызывает герметизация со стороны торцов вытеснителей.

По этому в практике распространены нерегулируемыми пластинчатые насосы двукратного (и реже, - четырехкратного) действия, обладающие более высоким рабочим объемом и КПД.

Преимуществом является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор.

Благодаря этому пригодны для работы при более высоком (у насосов однократного действия) давлении (14 МПа и выше)

Насос двукратного действия фактически состоит из двух насосов, размещенных в одном корпусе.

Насос состоит из корпуса 10, в котором выполнены каналы (2) и окна (3,6,7,9) питания (боковые диски) и статор 5, поверхность которого фасонной формы (профиле) выполнена так, что участки кривой, расположенные между окнами питания (3,6,7,9), являются дугами кругов, описанные из центра ротора, а участки, приходящиеся на эти окна, выполнены сопрягающимися кривыми.

На валу насоса находится ротор 1, в пазах которого помещены пластины 4, при вращении ротора без давления или при малом давлении жидкости пластины 4 прижимаются к поверхности статора 5 под действием центробежной силы, при наличии давления на пластину дополнительно действует сила давления жидкости, которая подводится через кольцевую проточку 8 под торцы пластины. Из приведенной схемы следует, что при вращении ротора пластины, копируя форму статора, дважды увеличивают за один оборот объем камеры (двойная штриховка) и дважды его уменьшают.

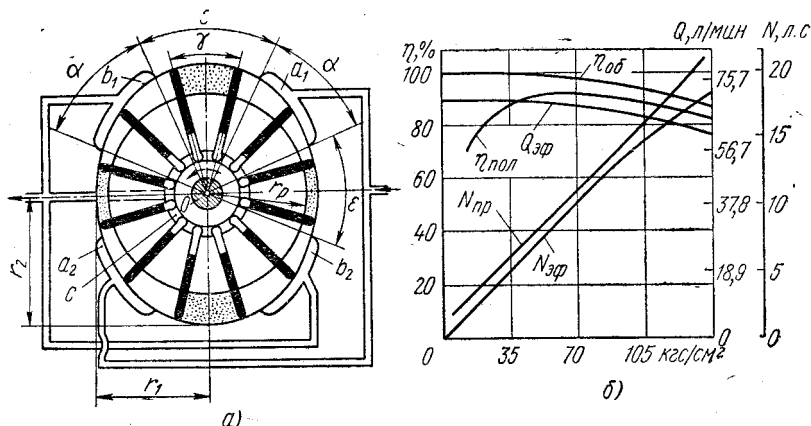


Рис.14.4 а) расчетная схема пластинчатого насоса; б) его характеристика

Благодаря концентричности межконных участков кривых статора относительно центра вращения ротора практически устраняется компрессия жидкости при проходе этих участков пластинами и уменьшается износ т.к. не проходит перемещения пластин в пазах.

Участки, сопрягающие концентрические, обычно выполняют так, чтобы было обеспечено постоянное ускорение пластин при движении в пазах ротора и соответственно постоянное ускорение жидкости в каналах.

Обычно – по архимедовой спирали:

$$\rho = r_1 + \frac{v}{\omega} \alpha \quad (14.12)$$

ρ и α – полярные координаты профиля; r_1 – наименьший радиус направляющей; $v = \text{const}$ – скорость перемещения пластины в роторе; ω – угловая скорость ротора. Соотношение радиусов профиля статора r_2/r_1 для числа пластин z

z	8	12	16
r_2/r_1	1,15	1,27	1,34

Необходимо обеспечение условия $\frac{l_1}{l_2} \leq 0,92$

l_1 – наибольшая длина, выступающая из ротора, l_2 – наименьшая длина, находящаяся в пазу.

Для полной уравновешенности радиальных сил давление жидкости на ротор число камер (число пластин) должно быть четным.

Производительность (без учета толщины) приближенная:

$$Q = 2\pi B(r_2^2 - r_1^2) = 2\pi B(r_2^2 - r_1^2)$$

С учетом толщины:

$$Q = 2Bh \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)bZ}{\cos \alpha} \right]$$

α – угол наклона пластины и ротору (нереверсивные)

$13^\circ - 15^\circ$ – $\varnothing 56 \div 85$ мм

$7^\circ - 8^\circ$ – $\varnothing 140$ мм

Разгрузка пластин:

Для уменьшения силы давления пластины статорное кольцо ее разгружают путем размещения в каждом пазу ротора двух свободно посаженных пластин, скошенные концы которых, прилегающие к статорному кольцу по двум кромкам, образуют с ним замкнутую камеру. Эта камера соединяется каналом малого сечения с полостью под пластиной.

Срок службы несколько тысяч часов.

Давление при последовательном подключении 2^x на 140 атм. → до 220 атм., общий КПД 0,85 (для насоса средней мощности).

Число оборотов: для большей мощности 500 об/мин и Р – до 140 атм.

Для малой и средней мощности 1500 – 3000 об/мин (расход до 900 л/мин)

Миниатюрные для ракетных установок 30000 об/мин – 1л/мин

Гидромоторы

Однократного действия: $M_T = p f \rho = \frac{p Q_T}{2\pi_n}$

$F = h \cdot B$ – рабочая толщина пластины

$$\rho = \frac{D}{2}$$

Двухкратного действия: $M_T = pB(r_2^2 - r_1^2)$ - без учета толщины

$$M_T = \frac{pB}{\pi} [(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)bZ]$$

Регулируемые пластинчатые насосы

Регулируемые пластинчатые насосы прямого управления (Рис. 12)

Для данных насосов положение статорного кольца можно изменять тремя регулирующими устройствами:

- Регулировочным винтом (1) ограничения максимальной подачи.

Эксцентриситет статора напрямую определяет подачу насоса.

- Винтом (2) регулирования вертикального положения опоры.

Изменение положения статора в вертикальном направлении напрямую определяет уровень шума и динамику насоса.

- Винтом (3) регулирования максимального давления.

Величина предварительного натяжения пружины определяет максимальное значение рабочего давления.

Процесс подачи этого насоса уже был описан в разделе «Пластинчатые насосы одинарного действия»

В зависимости от сопротивления в гидросистеме создается определенное давление, которое действует в насосе (красная зона) и нагружает внутреннюю поверхность статора (см. вектор силы F_p). Если разложить вектор силы на вертикальную и горизонтальную составляющие, то в результате получится сравнительно большая сила F_v , нагружающая винт (2), и небольшая сила (F_h), противодействующая пружине. Пока усилие пружины F_f больше, чем сила F_h , статор остается в указанном положении максимального эксцентриситета.

Если давление в гидросистеме возрастает, сила F_p увеличивается, и соответственно возрастают силы F_v и F_h .

Если сила F_h превосходит усилие пружины F_f , статор смещается из эксцентричного положения практически в концентричное. Уменьшение объема рабочих камер происходит до тех пор, пока подача насоса не станет практически равной нулю. При этом подача насоса равна величине внутренних утечек, а давление поддерживается на заданном уровне. Величина давления может изменяться напрямую путем регулирования натяжения пружины.

Регулируемые пластинчатые насосы с функцией нулевого хода ($Q = 0$) при достижении максимального давления всегда имеют дренажную линию из корпуса. Через эту линию отводятся внутренние утечки из зоны высокого давления (отмечена красным цветом) в корпус (синий цвет).

Сливающееся в дренажную линию масло отводит тепло, выделяющееся из-за трения, а также обеспечивает смазку внутренних частей.

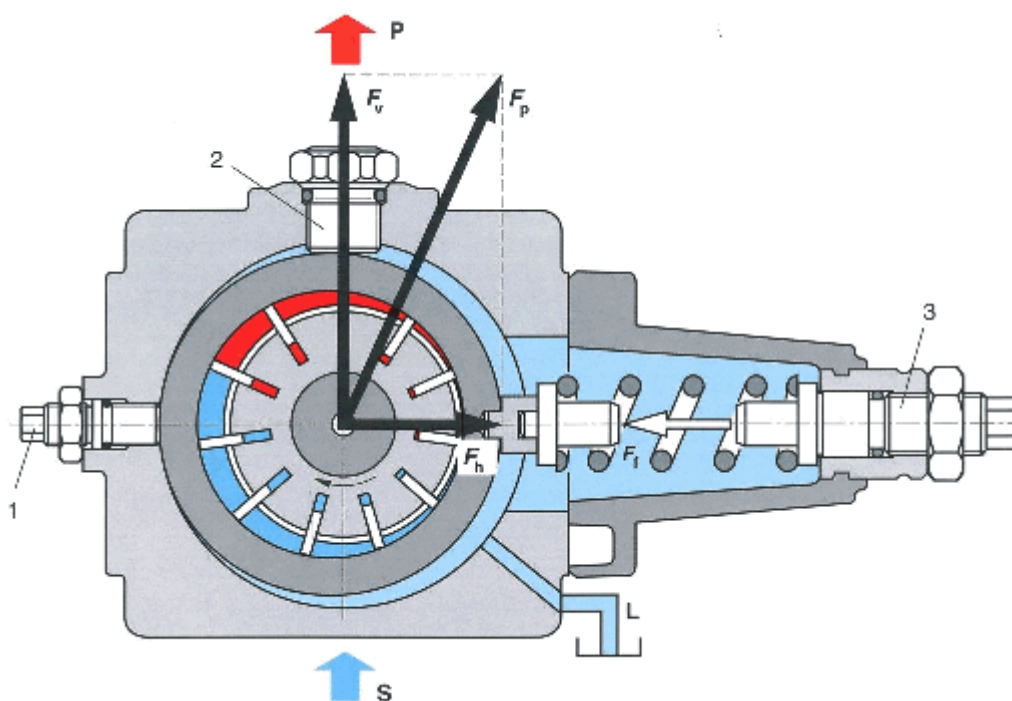


Рис. 12 Регулируемый пластинчатый насос прямого управления

Регулируемый пластинчатый насос непрямого управления с настраиваемой подачей

Основной принцип действия насосов идентичен насосам прямого управления; отличие заключается лишь в механизмах регулирования.

Вместо одной или двух нажимных пружин движением статора здесь управляют находящиеся под давлением установочные поршни.

Два установочных поршня имеют различные диаметры (отношение площадей 2:1).



Рис. 13. Пластинчатый насос

На установочный поршень большего диаметра воздействует пружина, которая устанавливает максимальный эксцентриситет при запуске насоса. Давление из напорной линии постоянно подводится к поршню меньшего диаметра и через регулятор R — к поршню большего диаметра. Если давления, действующие на оба поршня, равны, статор находится в положении максимального эксцентриситета из-за разности площадей установочных поршней.

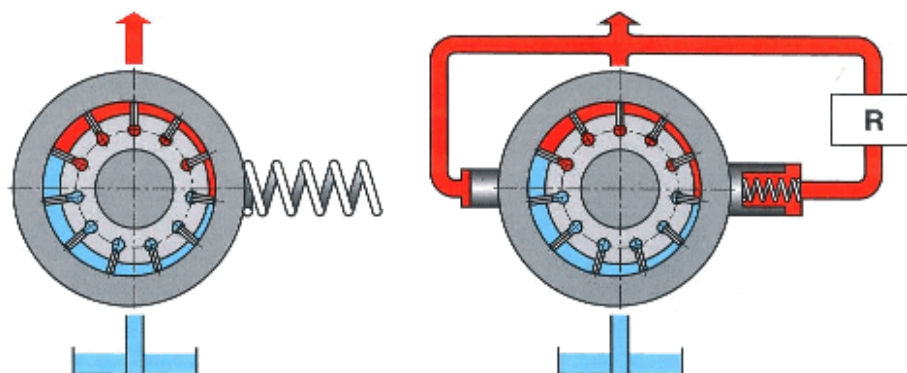


Рис. 14. Регулируемые насосы: слева — прямого управления; справа — непрямого

Принцип работы регулятора давления

Регулятор давления определяет максимальное значение давления в гидросистеме.

Требования, предъявляемые к регулятору давления:

- Высокое быстродействие.

Процессы регулирования должны происходить как можно быстрее (от 50 до 500 мс) в зависимости от конструктивного исполнения насоса, регулятора и гидросистемы.

- Устойчивость.

Все гидросистемы с регулируемым давлением склонны в той или иной мере к колебательности, поэтому регулятор должен являться хорошим компромиссом между быстродействием и устойчивостью.

- Высокий коэффициент полезного действия.

В процессе регулирования некоторая часть подачи насоса отводится через регулятор в бак. Эта потерянная мощность должна быть минимальной и в то же время должна гарантировать достаточную динамику и устойчивость регулятора.

Конструкция регулятора давления

Регулятор давления состоит из регулирующего золотника (7), корпуса (2), пружины (3) и механизма настройки (4).

В исходном положении пружина устанавливает золотник в крайнее (левое на Рис. 15) положение.

Рабочая жидкость через каналы в корпусе подводится к золотнику, который имеет одно продольное отверстие и два поперечных. Специальный демпфер ограничивает поток жидкости через регулирующий золотник. В показанном положении рабочая жидкость через осевое и поперечное отверстия поступает в камеру большого установочного поршня.

Сливная линия перекрыта пояском распределительного золотника.

Рабочее давление гидросистемы воздействует на левую торцовую поверхность распределительного золотника с усилием F_p . Пока это усилие меньше, чем противодействующее усилие пружины F_F , давления в камерах установочных поршней равны, и насос остается в положении максимального эксцентриситета.

При увеличении давления в гидросистеме увеличивается усилие F_p и регулирующий золотник смещается вправо, сжимая пружину.

Регулятор частично соединяет с баком камеру большого установочного поршня, в результате чего давление в этой камере уменьшается. Поскольку малый установочный поршень постоянно соединен с напорной линией, он смещает статор практически в концентричное относительно ротора положение.

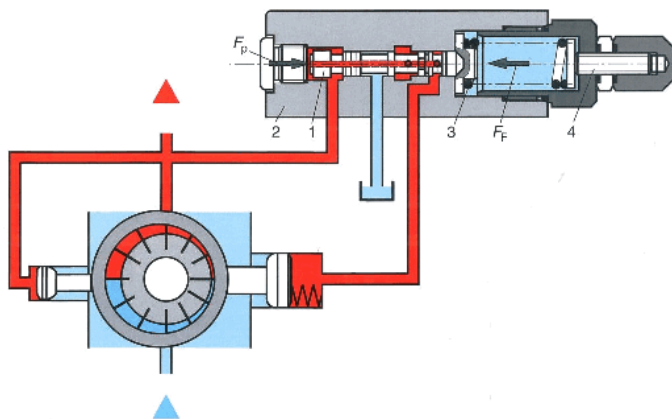


Рис. 15. Регулятор давления в состоянии, при котором насос обеспечивает максимальную подачу. Рабочее давление ниже, чем давление настройки регулятора давления.

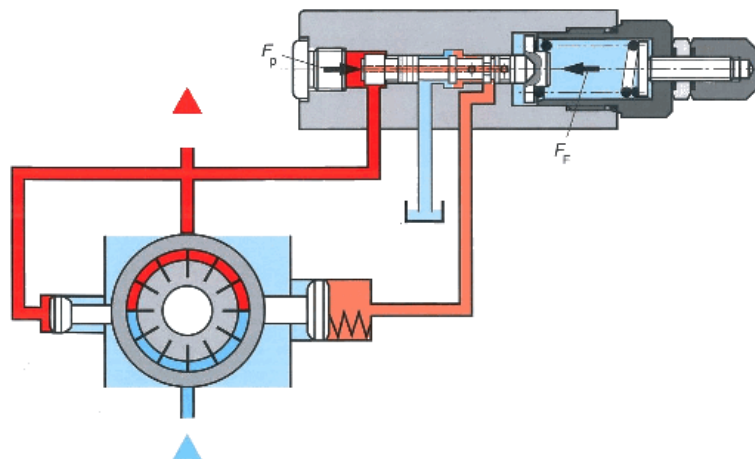


Рис. 16. Регулятор давления в состоянии, при котором подача насоса равна нулю. Рабочее давление соответствует давлению настройки регулятора давления

Устанавливается равновесие сил: Малая площадь установочного поршня \times высокое давление = большая площадь установочного поршня \times низкое давление. В результате подача насоса стремится к нулю, а рабочее давление в гидросистеме поддерживается на заданном уровне. Таким образом, потери мощности в гидросистеме при достижении максимального установленного давления незначительны, нагрев рабочей жидкости невелик и энергопотребление — минимально.

Если давление в гидросистеме снова понижается, пружина смещает регулирующий золотник регулятора давления. При этом перекрывается сливная линия, и в камере большого установочного поршня вновь появляется полное рабочее давление.

Равновесие сил, действующих на установочные поршни, нарушается, и большой установочный поршень смещает статор в эксцентричное положение.

Насос снова подает рабочую жидкость в гидросистему.

Регулируемые пластинчатые насосы, работающие по описанному принципу, могут дополнительно оснащаться целым рядом других типов регуляторов, например:

- регулятором расхода
- регулятором давления / расхода
- регулятором мощности.

Регулятор расхода.

При регулировании расхода подача насоса регулируется до заранее заданного значения. Для этого в потоке рабочей жидкости, подаваемой насосом, устанавливается измерительная диафрагма (например дроссель, пропорциональный гидрораспределитель и т.д.), перепад давлений на которой принимается как параметр регулирования.

Давление на входе в диафрагму подводится в левую торцовую полость регулирующего золотника и одновременно — в рабочую камеру малого установочного поршня.

Давление на выходе из диафрагмы, которое меньше, чем давление на входе, подводится с помощью трубопровода в правую торцовую полость регулирующего золотника (в пружинную полость регулятора). На регулирующем золотнике, так же как и на установочных поршнях устанавливается равновесие сил.

В указанном на Рис. 17 положении разность давлений (перепад давлений) на измерительной диафрагме соответствует усилию пружины регулятора.

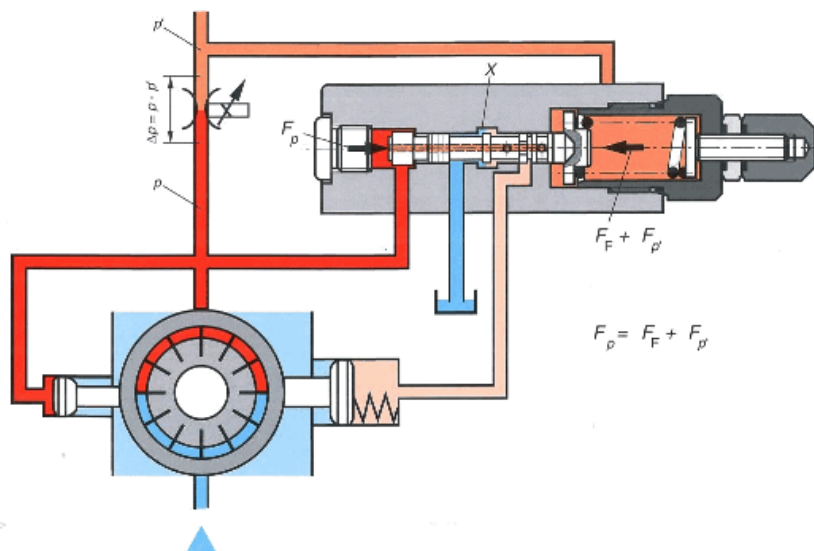


Рис. 17. Регулятор расхода

Через дросселирующую кромку (X) регулятора постоянно сливается поток управления, поэтому в камере большого поршня создается определенное давление.

Статор удерживается в стабильном положении. Если, например, увеличить проходное сечение диафрагмы, перепад давлений уменьшается. Следовательно, пружина смещает регулирующий золотник в направлении закрытия дросселирующей кромки (X), и давление в камере большого поршня увеличивается.

Статор смещается в направлении увеличения эксцентриситета, и подача насоса возрастает.

Из-за увеличения потока в напорной линии увеличивается перепад давлений Δp на измерительной диафрагме вплоть до момента нового стабильного состояния.

Перепад давлений на измерительной диафрагме соответствует настраиваемому усилию пружины регулятора.

Регулятор давления и регулятор расхода могут иметь различные установочные механизмы (механический, гидравлический или электрический).

Комбинация из регуляторов давления и расхода позволяет создавать особо экономичные гидроприводы (Load-Sensing — чувствительные к нагрузке).

Лекц.15 *Шестеренные гидромашины (коловратные)*

Выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления.

Наиболее распространены с внешним зацеплением: пара сцепляющихся между собой цилиндрических шестерен, помещенные в плотно охватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в сцепление и выхода из него.

Надежны в эксплуатации, имеют малый габарит и вес, компактны.

Давление – 100 атм., реже 150-200 атм. (хотя есть и до 300 атм.). Производительность (низкое давление) до 1000 л/мин (срок службы до 5 тыс. часов) число оборотов максимум 2500 и 4000 об/мин (при небольшой подаче → 12000 и 18000 об/мин) самовсасывающие.

При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры всасывания в камеру нагнетания, которая образована корпусом насоса и зубьями. Поверхность зубьев, омываемые жидкостью под давлением, вытесняют при вращении шестерен больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зацепляющимися зубьями.

В результате жидкость в количестве, равном разности объемов, описываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную камеру.

Производительность: коэффициент перекрытия $E=1$, у шестерен одинаковое число зубьев, зацепление эвольвентное нормальное.

Мгновенная подача насоса будет зависеть от текущего положения точки зацепления, которая при повороте шестерен на угол $\beta = \frac{2\pi}{Z}$ (Z – число зубьев) переместится из положения, соответствующего началу вступления очередной пары зубьев в зацепление, по профилю одного зуба от его основания до вершины, а второго – от вершины до основания, пройдя этот путь по высоте каждого зуба, равна $2m$, где m – модуль зубосцепления.

$$Q_{cp} = 2\pi n b (z+1) m^2$$

точность (2-3%) при $Z=8/15$ угол зацепления 20°

Если число зубьев ведомой шестерни не равно числу зубьев ведущей, то при расчетах следует исходить из данных ведущей шестерни.

Производительность определяется лишь параметрами зацепления (коэффициент перекрытия профиля) и не зависит от объемов впадины и зуба. При сохранении условий зацепления любое уменьшение толщины последнего будет сопровождаться лишь увеличением вредного пространства без изменения расчетной производительности насоса.

Еще одна формула для насосов с числом зубьев $Z=8/16$

$$Q_{cp} = 6,5 d_n m b n$$

В случае необходимости точного определения Q_T пользуется измерением (прокачанной) при нулевом перепаде и малой скорости

Для устранения утечек жидкости из одной камеры насоса в другую обеспечено равенство статических напоров на сторонах всасывания и нагнетания. Для обеспечения примерного равенства статических напоров всасывания и подачи применяется расходный бак с большой свободной поверхностью жидкости.

Пульсация

Неравномерность подачи шестеренных значительно превышает неравномерность подачи насосов прочих типов. Мгновенная подача жидкости шестеренным насосом является периодической функцией с периодом, равным

$\beta = \frac{2\pi}{Z}$ Форма периодической кривой зависит от ряда факторов и в первую очередь от коэффициента перекрытия E .

При нулевом давлении и отсутствии компрессии жидкости во впадинах: частота пульсации потока жидкости равна числу зубьев ведущей шестерни.

Амплитуда, (разница между наибольшим и наименьшим мгновенным колебаниями и подачами) определяется как:

$$a = \frac{\pi^2}{2Z} E \omega^2 \tau_0^2 \beta$$

β – ширина шестерни;

τ_0 – радиус основной окружности шестерни;

E – коэффициент перекрытия;

z и ω – число зубьев и угловая скорость ведущей шестерни.

Коэффициент неравномерности $\delta = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{Z}$, α - угол зацепления

В случае, если $E > 1$ неравномерность подачи по эмпирическому выражению

$$\delta = \frac{2,2}{Z + 1,3}$$

Фактическая неравномерность подачи значительно превышает расчетную вследствие обратного потока рабочей жидкости в камере насоса при переходе их из полости всасывания в полость нагнетания. Причем эта дополнительная пульсация при определенных условиях может значительно превышать расчетную степень, неравномерности подачи жидкости увеличивается увеличением коэффициента перекрытия и уменьшается с увеличением числа зубьев. Однако при большом числе зубьев затрудняется отвод жидкости, запертой во впадинах. С увеличением угла зацепления степень неравномерности уменьшается.

В момент вступления в зацепление очередной пары зубьев подачи обрываются запертая жидкость. В том случае, если запертая жидкость используется (отводится в камеру нагнетания) неравномерность подачи уменьшается. Запертый объем обычно разгружается с помощью глухих канализационных канавок небольшой глубины, выполнены на боковых крышках насоса. Запертый объем, уменьшающийся при вращении шестерен, соединяется канавкой с полостью нагнетания, а увеличивающийся с плоскостью всасывания (необходимо обеспечить положительное перекрытия в любое момент – расстоянии между разгружающими канавками выбирается наименьшим из возможных, при которых обеспечивается надежное разделение канавок текущим зубом).

$$S = l \cos \alpha$$

l – шаговая длина линии зацепления, $l = \pi m \cos \alpha_0$;

α - угол зацепления;

Длина канавки $h = l \cdot \sin \alpha$ (практически $h = 1,2$ м). Ширина при числе зубцов от 10 до 17 $a = (1,2/1,5)m$. Глубина при $10 \leq Z \leq 17$ и $m \leq 3$ мм $C = 0,05m$, при $m = 4,5$.

Нагрузка подшипника

Наиболее нагруженный узел на него действуют радиальные силы от давления жидкости на шестерни и механические силы, обусловленные реакцией от вращающего момента.

При приближенных расчетах:

$$F_p = f \Delta P$$

f – проекция боковой площади шестерни

Δ - перепад давлений

$$f = B d$$

Дает некоторое завышение (15-20%), поскольку действуют на полное рабочее давление, а некоторое среднее значение, и действует оно по дуге $\approx 270^\circ$, т.е. нагрузка частично уравновешена.

Применяют на практике эмпирическое выражение:

$$F_p = 0,8 \Delta P B d$$

О механических силах: Сила реакции от вращающего момента увеличивает радиальную нагрузку на подшипнике ведомой шестерни и уменьшает ее на подшипнике ведущей. Тогда величина равнодействующей радиальных сил, действующих на ведомую шестерню:

$$F_R = 0,85 \Delta P B d$$

Жесткость валов должна быть одинаковой, что бы деформация их (с учетом деформации подшипника) была меньше соответствующих радиальных зазоров между шестернями и корпусом (величина прогиба).

При расчетах валов на скручивание учитывается, что мгновенная действительная нагрузка (из-за пульсации давления и от ударов) может значительно превышать нагрузку от среднего крутящего момента. Поэтому предусматривается запас (20-25%) прочности.

Разгрузку вала от действия одностороннего радиального давления жидкости, возникающего в следствии запираания жидкости, часто выполняют путем применения непересекающихся (перекрещивающихся) между собой радиальных сверлений в шестернях, которые обеспечивают равенство давлений в диаметрально противоположных межзубовых впадинах шестерен.

Выбор параметров насоса.

При окружной скорости шестерни $U = 10 \div 20$ м/с и отношении $\frac{B}{m}$ в пределах 6 – 10 используют

эмпирическое выражение:

$$m = (0,3 \div 0,5) \sqrt{Q_T} \text{ (мм)}$$

где Q – расчетная подача насоса в л/мин.

Для уменьшения габаритов число зубьев выбирается, возможно, меньшим (при всех прочих равных условиях). При этом снижается так же возможность запираения жидкости во впадинах, но понижается прочность зубьев из-за подрезания ножек и увеличивается амплитуда пульсации расхода.

Ширина шестерни (длина зуба) обычно не превышает 10 модулей.

На практике в насосах высокого давления соотношения длины зуба к диаметру шестерни (начальной окружности).

С подшипниками качения: $\frac{B}{d} = 0,5 \div 0,6$. С подшипниками скольжения: $\frac{B}{d} = 0,4 \div 0,5$

Большая ширина шестерни – трудности точного изготовления – снижение объемного КПД.

Заполнению впадин шестеренного насоса будут препятствовать центробежные силы, под действием которых давление жидкости во впадинах может значительно понизиться, что приведет к выделению из жидкости воздуха и к нарушению полноты заполнения впадин жидкостью. Исходя из этого окружную скорость ограничивают $U = 5 \div 6$ м/с (для жидкости вязкостью $= 10 \div 50$ гсм)

Заполнение можно улучшить, выполнив входной канал в виде диффузора.

Для неререверсивных машин камеру всасывания выполняют с большим углом охвата, чем камера нагнетания. Крутящий момент на валу шестерней ГМ.

Теоретический момент на валу ведущей шестерни складывается из суммы собственного момента, этой шестерни и момента ведомой шестерни, который передается на ведущую шестерню с помощью зацепляющихся зубьев. Мгновенное значение момента определяется произведением равнодействующей сил перепада давления ΔP на проекции.

$$M = M_1 + M_2 = \frac{B\Delta P}{2}(2r^2 - x_1^2 - x_2^2)$$

Расчетное значение среднего крутящего момента:

$$M_T = \Delta P B m (d_H + m)$$

d_H - диаметр начальной окружности

Через удельный объект $W = \frac{Q}{2\pi}$

$$M_T = W \Delta P$$

Средняя расчетная мощность:

$$N_T = \Delta P Q_{cp}$$

В шестеренной машине фактический момент с учетом механических потерь на валу:

$$\text{Для насоса: } M_{np} = \frac{M_T}{\eta_{MEH.M.}}$$

$$0,7 \div 0,85$$

$$\text{Для гидромотора } M_{эф} = M_T \eta_{MEH.M.}$$

Потери трения имеют место в подшипниках, уплотнениях вала, вращающихся шестернях (вязкостное и механическое трение) и в основном, в узле, предназначенном для компенсации и торцевых зазоров.

Мех. потери – до 90% теряемой мощности.

Торцевые зазоры.

Перетечки рабочей жидкости ΔQ_1 в объемной гидромашине из полостей высокого давления в полости низкого давления через зазоры между деталями рабочего органа практически пропорциональны перепаду давления между этими полостями. Для снижения величины перетечек необходимо уменьшать зазоры, что связано с необходимостью повышать точность изготовления деталей рабочего органа. Однако уменьшение зазоров между скользящими деталями возможно лишь до известного предела, поскольку допустимые погрешности при изготовлении этих деталей могут стать соизмеримыми с регламентированной величиной зазоров, что может привести к заклиниванию деталей. Возможность заклинивания особенно реальна по стыкам торцовых поверхностей шестеренных машин. Исходя из этого, применяют устройство для совместного уплотнения шестерен по их торцам – система компенсации.

Зазоры, образованные торцами шестерен 1 и боковыми поверхностями корпуса 2 (рис.11) и являются основным каналом утечек жидкости в рассмотренных выше шестеренных насосах. Это обусловлено тем, что величина торцового зазора должна обеспечивать возможность легкого вращения шестерен при неблагоприятных сочетаниях допусков на геометрическую точность деталей, что может иметь место при их изготовлении. К тому же следует учесть, что шестерня при работе будет по различным причинам смещена в одну какую-либо сторону и зазор по другую сторону увеличится. Поскольку утечка жидкости $\Delta Q = f(s^3)$, где s – зазор, любое малое смещение сопровождается большим повышением утечек.

Ввиду этого в современных насосах, предназначенных для работы при высоких давлениях (более 10 МПа), применяют устройство для автоматического уплотнения шестерен по их торцам. Торцовые зазоры автоматически уменьшаются с увеличением перепада давлений. Это устройство получило название системы автоматической компенсации торцовых зазоров шестеренного насоса (рис. 20). Две подвижные плавающие втулки 1 и 2 из антифрикционного материала давлением жидкости p , подводимым в камеру a , прижимаются к торцовым поверхностям шестерен 3 и 5, поджимая их к неподвижным втулкам 4 и 6. При работе насоса с нулевым давлением поджатие втулок к шестерням осуществляется пружинами 7 и 8. Втулки посажены в колодцы корпуса с минимальным радиальным зазором.

Плавающие втулки 1 и 2 рассчитываются так, что они поджимаются к торцам шестерен 3 и 5 с усилием, обеспечивающим надежное уплотнение, однако не слишком большим, так как это увеличивает трение и понижает механический КПД насоса.

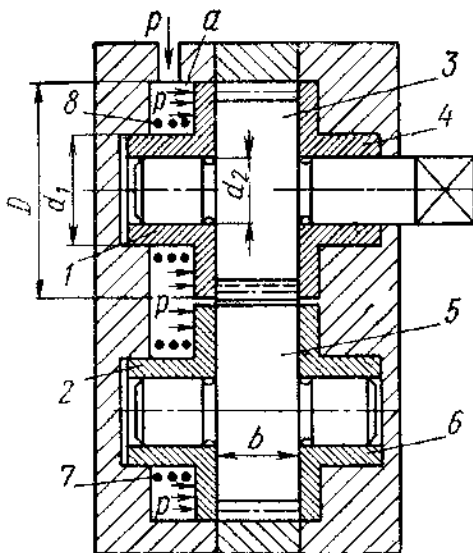


Рис. 20. Схема шестеренного насоса с компенсацией торцового зазора.

Насосы с подобными разгрузочными устройствами отличаются большим сроком службы и имеют высокий объемный КПД, величина которого для насоса средней мощности ($Q = 60$ л/мин и $p = 12 \div 15$ МПа) достигает 0,94 – 0,96; механический КПД подобного насоса равен 85%. В отдельных случаях эти насосы удовлетворительно работают при давлениях 20 МПа и выше. Некоторые иностранные фирмы выпускают подобные насосы на максимальное давление 28 МПа.

Конструктивная схема такого насоса представлена на рис. 21 с сохранением тех же позиций, что и на рис. 20. Утечки жидкости отводятся по каналу 10 во всасывающую полость насоса; клапан 9 создает незначительное противодействие и тем самым препятствует проникновению в насос воздуха.

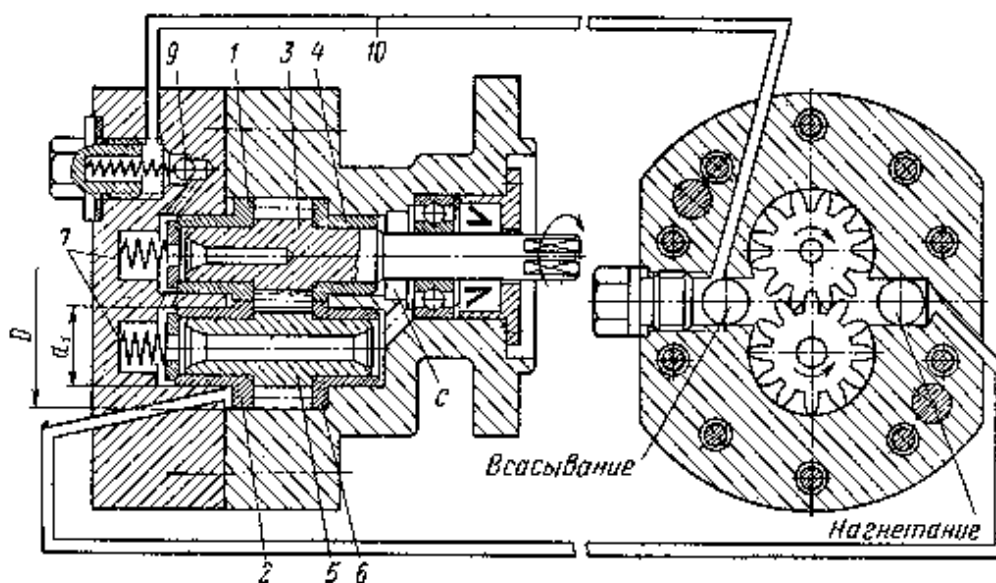


Рис. 21. Конструктивная схема шестеренного насоса с компенсацией торцового зазора.

В приведенной схеме насоса плавающие втулки одновременно служат подшипниками скольжения для цапф шестерен, однако при высоких давлениях жидкости применяют игольчатые подшипники.

Для повышения давления или подачи жидкости применяют многостепенные насосы. Путем последовательного или параллельного соединения в одном корпусе нескольких (до шести) пар шестерен можно либо повысить давление или увеличить подачу, либо получить несколько автономных ступеней (потоков) подачи. В последних, многопоточных насосах жидкая среда подается не через один отвод, как это имеет место в рассмотренных однопоточных насосах, а через два и более отводов.

На рисунке 24 показана схема трехступенчатого шестеренного насоса с последовательным соединением. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет переливной клапан, отрегулированный на соответствующее давление.

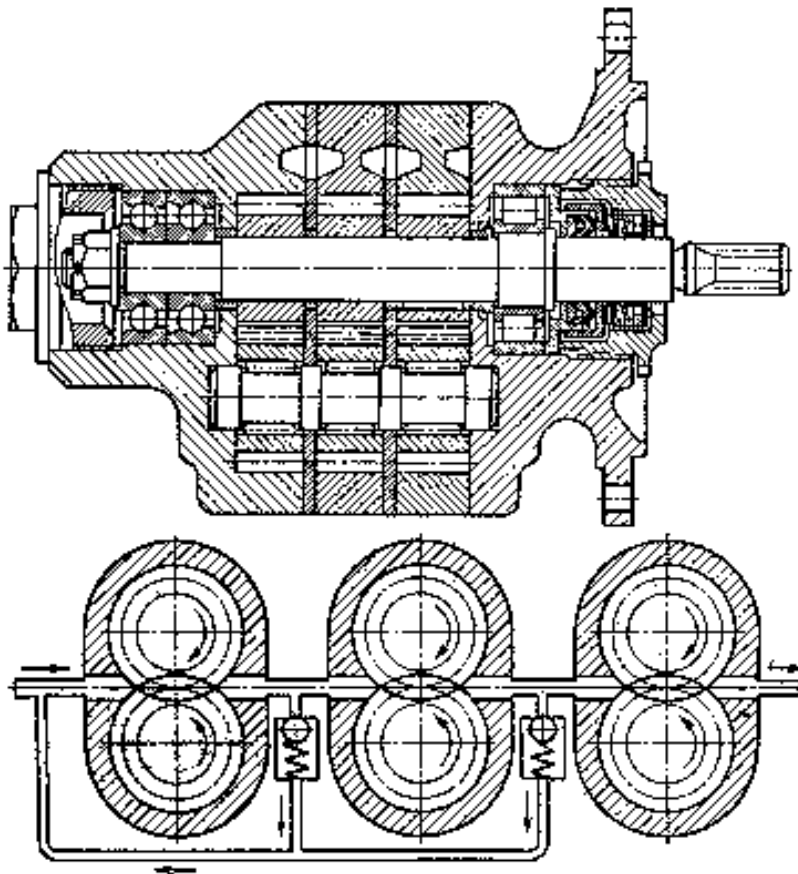


Рис. 24. Многостепенная гидромашина.

Применением двух- и трехступенчатого насоса можно практически удвоить и утроить давление, однако при этом понижается общий к. п. д. агрегата, так как первые ступени должны быть рассчитаны на превышение потребной подачи, необходимое для обеспечения надежного (с запасом) питания последующих ступеней.

Для повышения подачи или получения нескольких ступеней применяют многостепенные насосы с тремя и более шестернями (до семи), размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Обеспечение реверсивности шестеренного насоса

Шестеренный насос в принципе является реверсивной машиной, однако в реверсивных вариантах насоса должна быть предусмотрена защита уплотнения выходного валика от возможности повышения перед ним давления сверх допустимого значения, что может произойти в результате утечек. Для этого камера с перед уплотнением (рис. 21) должна быть соединена внутренними сверлениями со всасывающей полостью или через дренажный штуцер и трубопровод – с баком. Если этого не предусмотреть, то в указанной камере при известном направлении подачи давление может повыситься до величины рабочего давления на выходе, при котором уплотнение выйдет из строя. Для предотвращения этого, полости всасывания и нагнетания насоса соединяются с камерой с перед уплотнением через два обратных клапана 1 и 2 (рис. 22), один из которых отсекает камеру перед уплотнением полости нагнетания при любом направлении вращения насоса, пропуская одновременно утечки жидкости в полость всасывания.

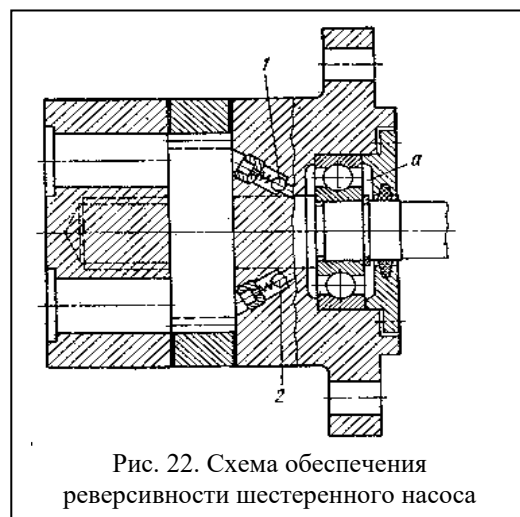


Рис. 22. Схема обеспечения реверсивности шестеренного насоса

Способы обеспечения равномерного прижима плавающих дисков

Из схемы, приведенной на рис. 20, видно, что результирующая сила давления p жидкости в камере a , прижимающая диски к шестерням, действует практически в их центрах (по оси шестерен). Однако результирующая сила, отжимающая диски от шестерен, будет смещена от центра, поскольку имеет место неравномерное распределение давления в зазоре между дисками и шестернями – со стороны зоны нагнетания оно будет выше, чем со стороны зоны всасывания. В результате возникает перекося этих дисков, сопровождающийся несимметричным распределением контактного давления (удельной нагрузки).

С целью исправления этого дефекта и обеспечения более равномерного износа шестерен и боковых дисков применяют дифференциальный поджим уплотняющих поверхностей к шестерням в соответствии с характером фактического распределения давления в торцовом зазоре. Для этого в насосах некоторых конструкций втулки выполняют так, что равнодействующая давления жидкости, прижимающая их к торцам шестерен, смещена относительно оси в сторону рабочей камеры насоса, благодаря чему уменьшается перекося и неравномерность прижима втулок к торцам шестерен.

Применяют также и новые способы дифференциального поджима. На рисунке 23 изображены схемы в которых поджим втулок осуществлен с помощью нагруженных рабочим давлением специальных поршней, расположенных по окружности втулок. Дифференциальный поджим втулок в этом случае достигается либо соответствующим выбором диаметров поршней k (рис. 23, а), либо раздельным питанием каждого из них, которое обычно осуществляется из соответствующей зоны окружности шестерни (рис. 23, б).

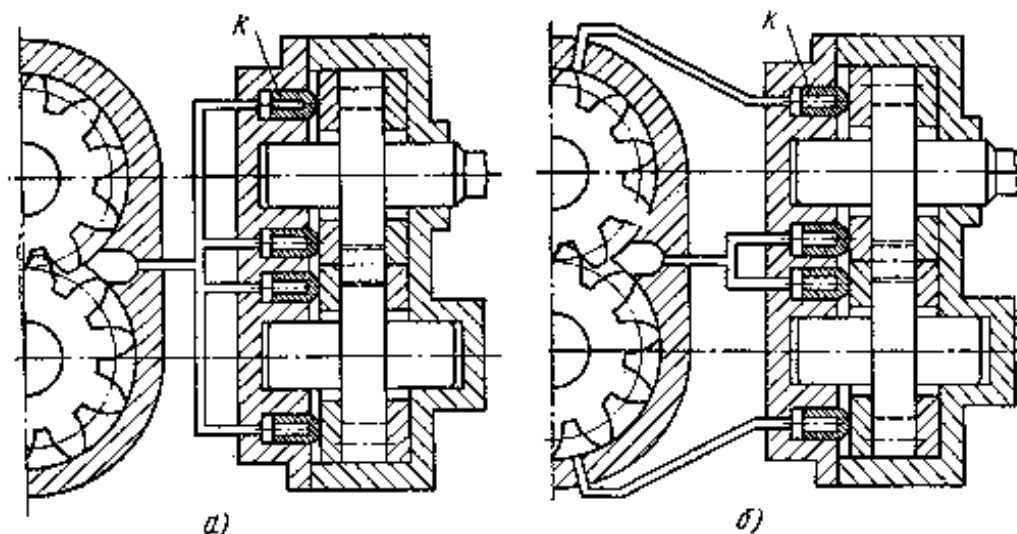


Рис. 13. Схемы обеспечения равномерной нагрузки шестерен по торцам

Косозубые шестеренные насосы

Контакт рабочих поверхностей (профилей) зубьев при прямозубом зацеплении происходит по линии по всей их ширине (длине зуба), ввиду чего при неточном изготовлении шестерен движение ведомой шестерни становится толчкообразным и наблюдается быстрый износ рабочих поверхностей зубьев. Эти недостатки практически устранены в косозубых (спиральных) и шевронных шестернях (рис. 25, а и б). Вход зубьев в зацепление и выход из него в этих шестернях происходит постепенно, благодаря чему уменьшается влияние погрешностей в профиле зуба. Кроме того, в насосах с косозубыми шестернями пульсация подачи и крутящего момента значительно ниже, чем в насосах с цилиндрическими шестернями. Практически в этих насосах отсутствует также запираение (компрессия) жидкости во впадинах.

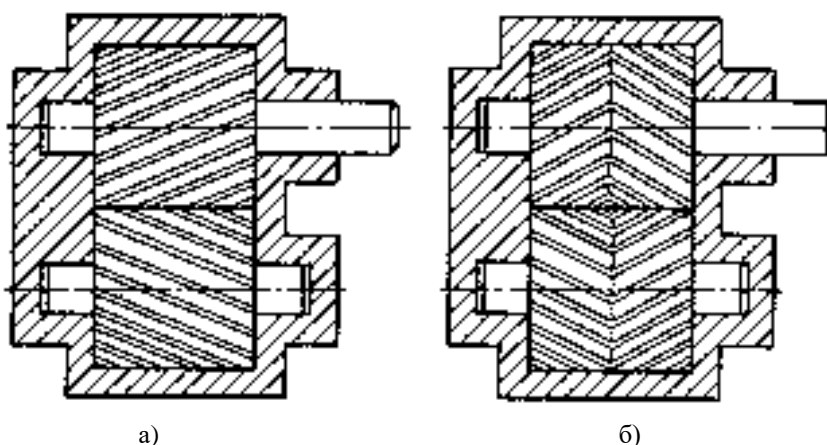


Рис. 25. Схемы насосов с косозубыми (а) и шевронными (б) шестернями.

При работе косозубых шестерен (рис. 25, а) возникают осевые усилия, которые прижимают шестерни к торцам корпуса, что может вызвать интенсивный их износ. Ввиду этого при больших значениях удельного давления на торцы необходимо фиксировать шестерни в осевом направлении с помощью упорных подшипников. Этот недостаток устранен применением шевронных шестерен (рис. 25, б), при которых указанные усилия уравниваются. Угол наклона таких шестерен обычно $20 - 25^\circ$.

Поэтому, для уменьшения шума и более плавного вращения применяют косозубые (спиральные) шестерни. Уменьшается влияние погрешностей в профиле зуба. Для снижения пульсации необходимо обеспечить условие, что бы произведения $Btg\varphi = t; 2t; 3t$ и т.д., где φ - угол наклона зубьев. (φ выбирают таким, что бы сдвиг зубьев по окружности на торцах шестерен составлял половину шага – обычно $7 \div 10^\circ$) Косозубые – прилагают осевое усилие к торцу – требует упорных подшипников.

$$Q = 2\pi d_n m B n$$

При небольших давлениях (7МПа) применяют насосы с шестернями внутреннего зацепления – более компактны и имеют меньшие габариты. Принцип действия тот же. Ведущая шестерня – с внутренними зубьями, для определения полостей всасывания применяется серпообразный разделительный элемент.

Применяют так же специальный профиль, тогда не требуется разделительный элемент – героторные насосы.

Пригодны для работы р до 14 МПа

Для малых подач $n - 1800$ об/мин $Q=100$ л/мин

Для больших $n - 1200$ об/мин $Q=150$ л/мин

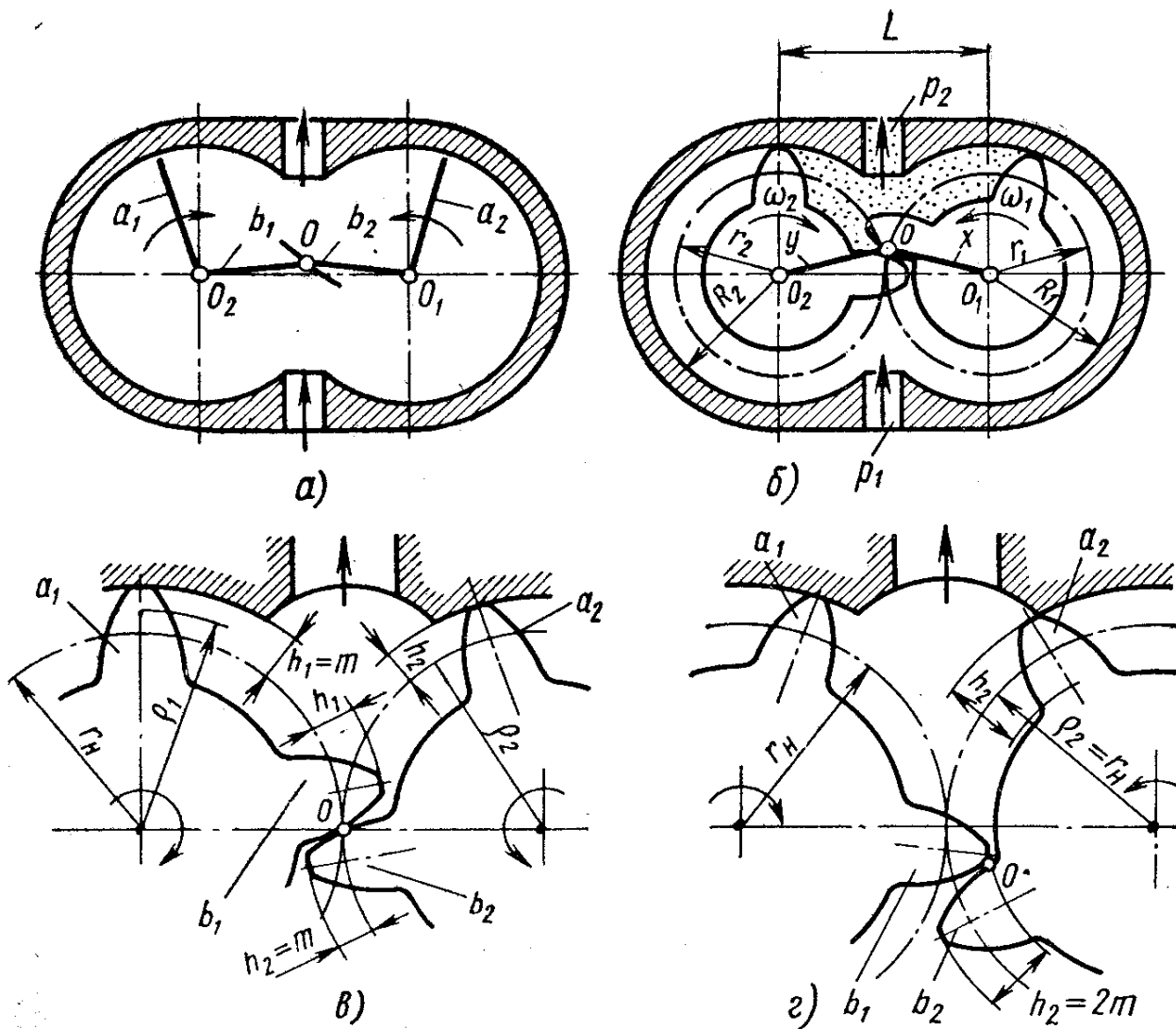


Рис. Схемы к расчету подачи шестеренного насоса

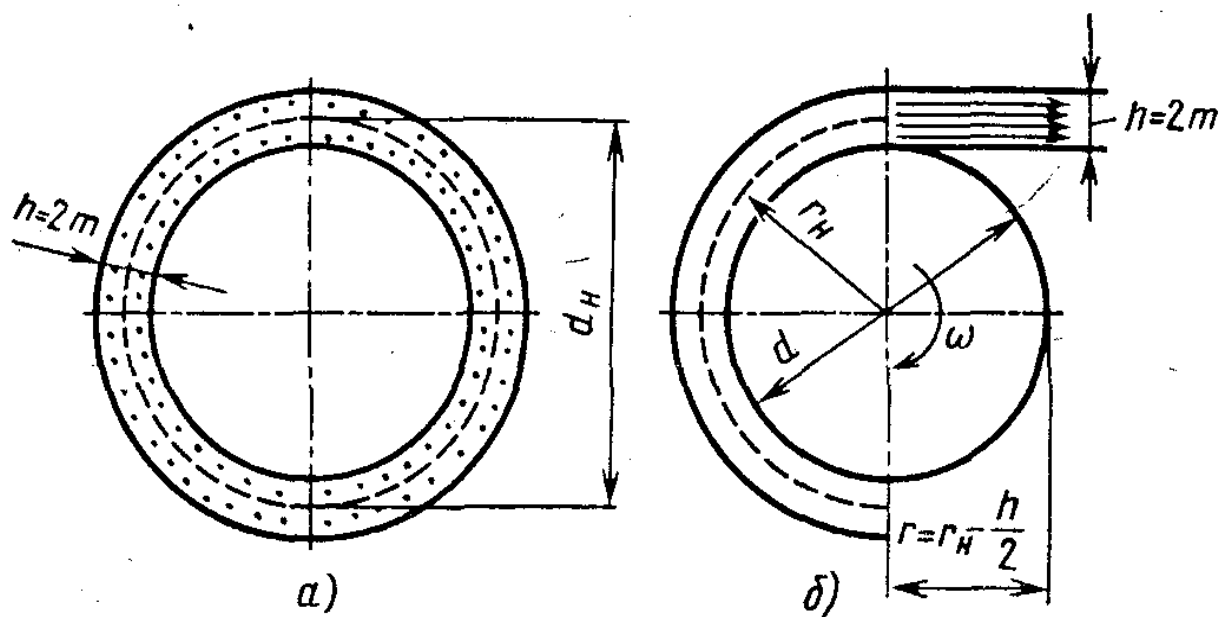


Рис. 118. Упрощенная схема механизма подачи шестеренного насоса

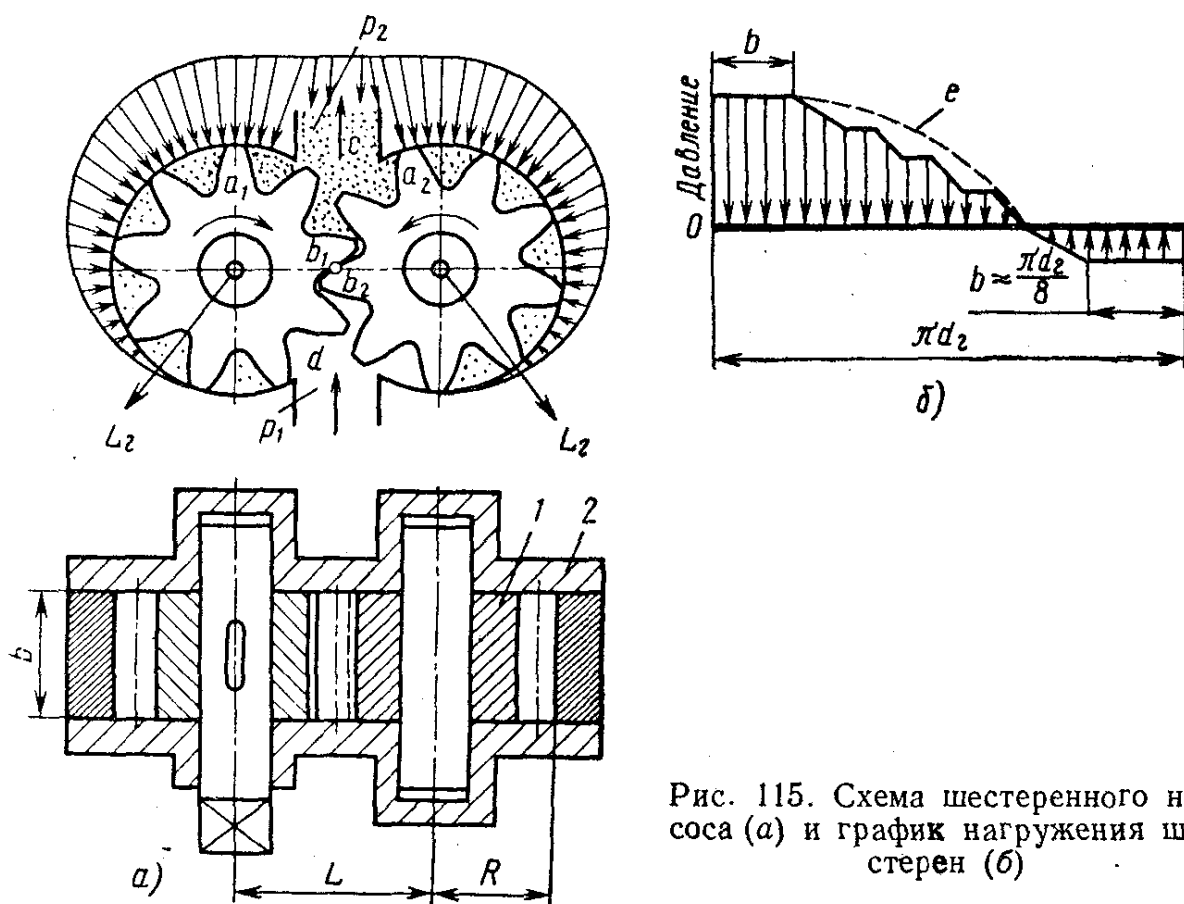


Рис. 115. Схема шестеренного насоса (а) и график нагружения шестерен (б)

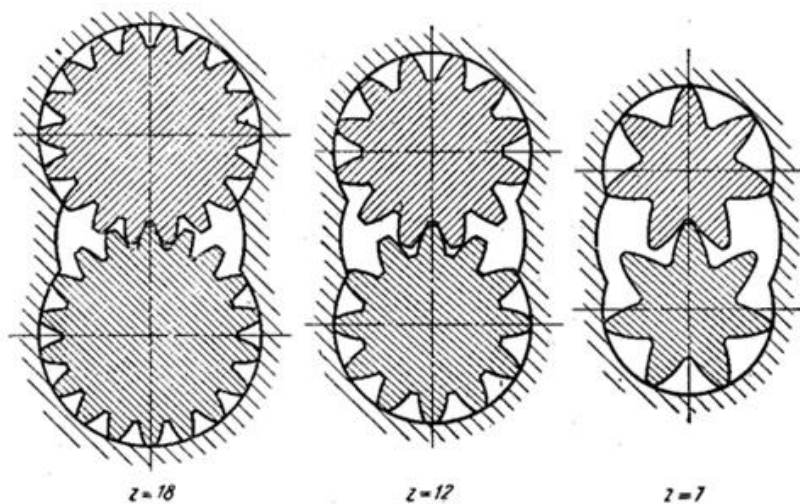


Рис. . Сравнительные габариты шестеренных насосов равной подачи при различных числах зубьев

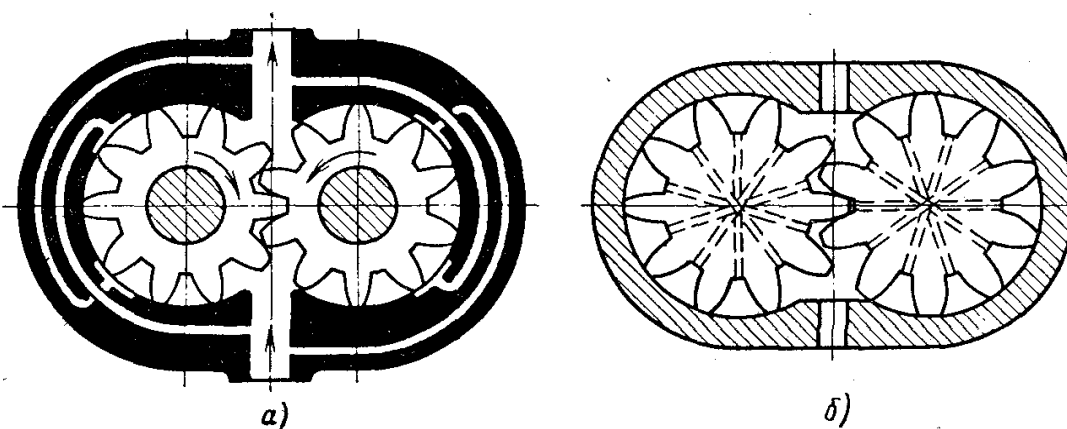


Рис. 122. Схемы разгрузки шестерен от сил давления жидкости

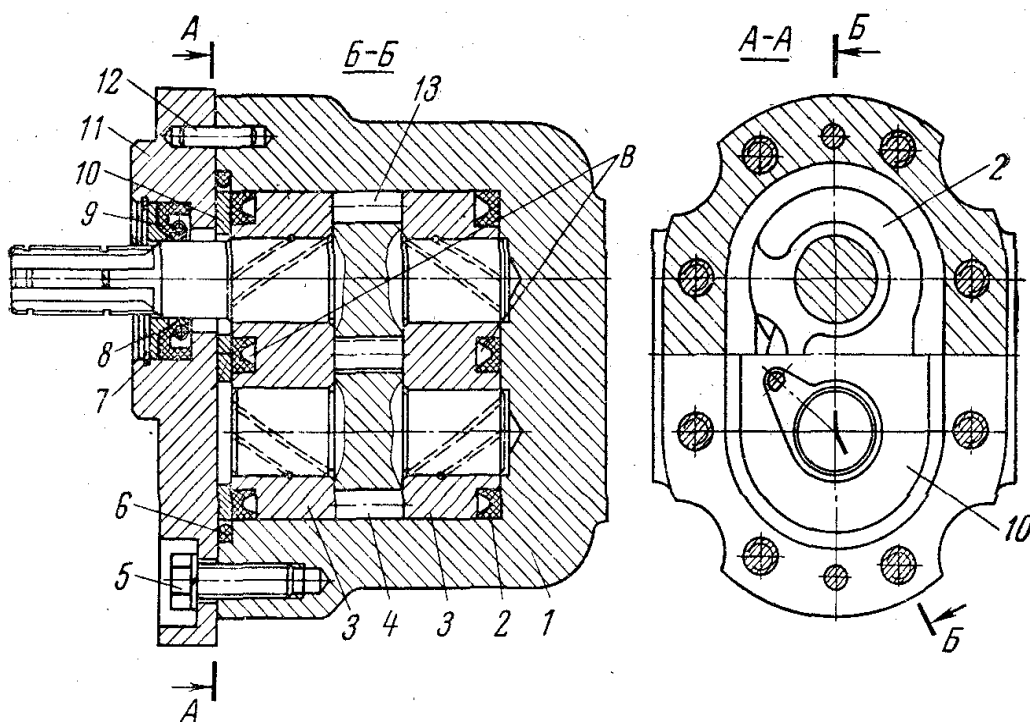


Рис. 6. Шестеренный насос (мотор) типа НШ-10: 1- корпус; 2- фигурная манжета; 3- подшипник; 4,13- ведомая и ведущая шестерни; 5- болт; 6- резиновое кольцо; 7- кольцо; 8- опорные кольца; 9- манжета; 10- пластина; 11- крышка; 12- штифт

Кулачные (коловратные) насосы

Кулачные (коловратные) насосы получили свое название оттого, что рабочими элементами (толкателями) ротора являются кулачки. Применяются одно- и двухроторные насосы с двух- и трехкулачковыми роторами. Преимущественное применение кулачные насосы находят в качестве воздушных продувочных насосов судовых двигателей внутреннего сгорания, работающих с наддувом.

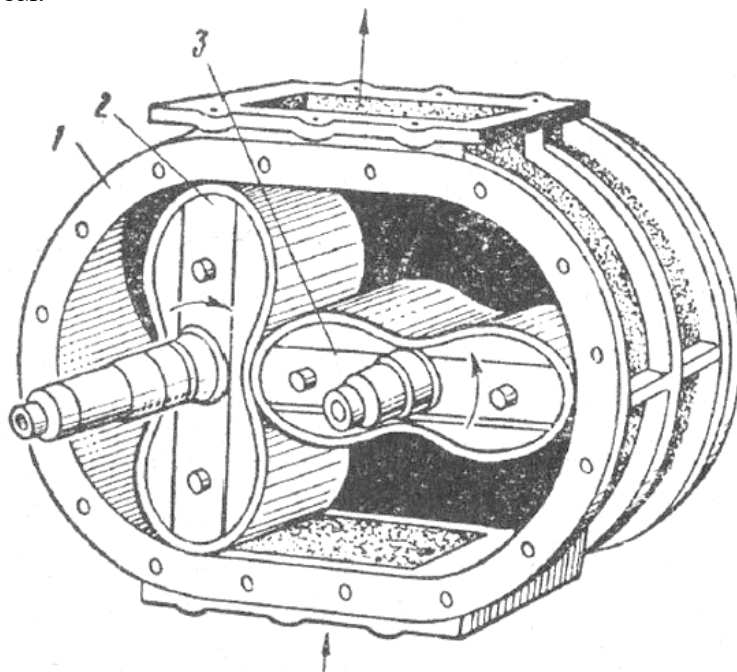


Рис. 14. Воздуходувка Рута:

1 — корпус; 2 — ведущий ротор; 3 — ведомый ротор

На рис. 14 приведен двухроторный двухкулачный насос, называемый воздуходувкой Рута. Ведущий ротор насоса соединяется с приводом, ведомый — свободно вращается в подшипниках. Внутренняя поверхность корпуса и наружные поверхности роторов очень тщательно обработаны для обеспечения минимального зазора в местах касания между собой. Это предотвращает протечки воздуха из нагнетательной полости во всасывающую.

При указанном стрелками направлении вращения роторов воздух засасывается снизу, перемещается в замкнутых объемах и выталкивается из насоса вверх.

Из-за трудности обеспечения необходимых зазоров в местах касания рабочих поверхностей воздуходувка Рута имеет производительность до 400 м³/мин, скорость вращения 200—450 об/мин и давление нагнетания не более 0,3 кг/см².

При необходимости большего повышения давления воздуха и для получения более равномерной подачи применяются воздуходувки с трехкулачными роторами.

Лекц.16 **Винтовые насосы**

Увеличив угол наклона зубьев насоса с косозубыми шестеренками, получим винтовой насос, в котором число зубьев уменьшено до числа заходов винтовой нарезки, отличаются ВН надежностью, компактностью и бесшумностью в работе, равномерной подачей жидкости. Эти машины могут работать и в режиме гидромотора.

Винтовая ГМ представляет собой одну или несколько пар зацепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса (двух и трехвинтового исполнения).

Наиболее распространены 3-х винтовые: средний винт ведущий, боковые ведомые.

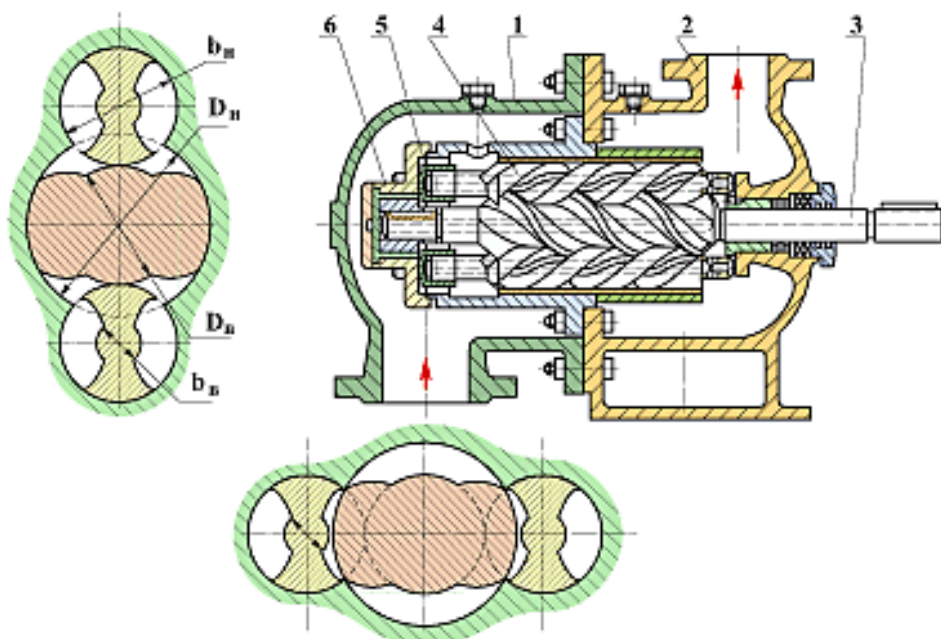


Рис 16.1 Трехвинтовой насос (двух заходный)

Нарезка одного винта входит во впадину другого, в результате объем между нарезками разделенным на несколько (на столько, во сколько раз длина винта превышает величину шага нарезки) полостей.

Часть впадин между витками, соединенными в данный момент с входной полостью заполняется жидкостью. По мере поворота винтов эти впадины отсекаются от входной полости и жидкость перемещается выступами вдоль оси в сторону выходной камеры. За один оборот витка жидкость перемещается на длину, равную шагу нарезки витка.

После выхода из зацепления (уже в выходной камере) выступа и впадины, ограничивавших «спереди» рабочую камеру, другая пара ограничителя выступа и впадин вследствие уменьшения объема раскрывшейся полости начнет вытеснять жидкость из данной рабочей камеры в выходную камеру.

Поскольку выступы нарезки винтов в этих насосах, выполняющие роль поршней, движутся непрерывно в одном направлении, расчетная пульсация подачи в насосе, обусловленная кинематикой (при полном заполнении насоса жидкостью и нулевом давлении) практически отсутствует.

Пульсация наблюдается при высоком давлении и обусловлена сжимаемостью жидкости и обратным потоком в момент перехода очередной рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания (поскольку есть периодичность соединения рабочих камер и полости нагнетания).

Трехвинтовые насосы допускают высокие частоты вращения, достигающие до 18000 об/мин и выпускаются на подачу до 15000 л/мин с приводной мощностью 2000 л.с. (давление при многоступенчатом перекрытия до 20 МПа $\eta_{об} = 0,75 \div 0,95$)

Расчет основных параметров винтовых насосов

Расчетная подача трехвинтового насоса за один оборот ведущего винта (рабочий объем) равна объему каналов, по которым жидкость движется вдоль винтов в пределах одного шага.

$$q = t * F_p$$

где t – шаг винта, обычно $t = \frac{10}{3} d_n$;

d_n – наружный диаметр ведомых винтов;

F_p – площадь сечения рабочей камеры (незаштриховано).

$$F_p = F - f \quad (16.2)$$

$$F = \frac{2\pi d_n^2}{4} + \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_n^2}{2} + D_n^2 \right) \quad (16.3)$$

где F – площадь поперечного сечения расточек корпуса

f – площадь сечения винтов (заштриховано).

Расчетная подача при вращении со скоростью n об/мин.

$$Q_T = qn = t(F - f)n \quad (16.4)$$

$$\text{Для расчетов } Q_T = 4,1 d_n^3 n \quad (F_p = F - f = 1,24 d_n^2) \quad (16.5)$$

d_n – диаметр наружной поверхности ведомого винта

Расчет параметров.

В качестве исходной величины используют диаметр d_n из (16.5)

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{Q_T}{4,1 n \eta_{об}}}$$

n – частота вращения винтов

η – объемный КПД ($\eta_{об} \approx 0,90 \div 0,95$)

Для других параметров наиболее рационально соотношение

$$D_B = D_H; D_H = \frac{5}{3} d_n; d_B = \frac{1}{3} d_n; t = \frac{10}{3} d_n$$

где D_B и D_H внутренний и наружный диаметр нарезки ведущего винта

Условие уплотнения (деление входной полости от выходной соблюдается при условии:

$$L_{\min} = (1,2 \div 1,3)t$$

где L_{\min} – длина винта (с односторонним перекрытием)

t – шаг винтовой нарезки.

Число перекрытий (ступеней) выбирается исходя из рабочего давления – на ступень не более 2-3 МПа, (напр. При $15 \div 20$ МПа $L \geq (6-8)t$).

Запас перекрытия на каждой ступени выбирается равным $0,1t$, поэтому общая длина винтов многоступенчатой машины

$$L = (R + 0,1)t$$

где R – число ступеней.

Для компенсации осевых сил предусматривают разгрузочки поршни у торцов винтов.

Для возможности возникновения кавитационных явлений во всасывающей зоне осевые скорости рабочей жидкости во впадинах винтов должны быть не более 8 м/с

Лекц.17 *Регулирование объемных машин.*

Регулирование скорости гидродвигателя в гидроприводах объемного типа достигается изменением расхода поступающего в него жидкости, либо за счет изменения его рабочей полости, последнее возможно в том случае, если в гидропередаче используется регулируемый двигатель.

Различают объемное и дроссельное регулирование. Дроссельное менее экономично, но просто в исполнении – жидкость, нагнетаемая нерегулируемым насосом, частично поступает к гидродвигателю, а частично сбрасывается, минуя двигатель в приемный резервуар.

Гидросистемы с объемным регулированием имеют лучшие динамические, весовые и эксплуатационные характеристики. Наибольшее распространение получил способ изменения расхода поступающей в гидродвигатель жидкости регулированием подачи объемных насосов, для чего последние снабжаются механизмами, регулирующими подачу от максимального значения до заданного без изменения скорости вращения машины.

Изменяется или рабочий объем (линейное или угловое смещение регулирующего элемента) или рабочий ход (та часть хода, на которой поршень вытесняет жидкость в нагнетательную линию).

Второй способ обычно применяется для машин с клапанно-щелевым распределением (часть жидкости без давления сбрасывается во всасывающую щель).

Чаще используют 1-й способ – изменение геометрического хода поршня. В частности, в аксиально-поршневых насосах изменяется угол γ между осями блока цилиндров и ведущего диска. В поршневых (как и в пластинчатых) – изменением эксцентриситета.

О самых механизмах регулирования: ручной, электромеханической с гидроприводом.

Для обеспечения реверса насоса или давления в одном направлении при двух скоростях, или давлении в двух направлениях применяются гидроустройства с двумя гидроцилиндрами, ход поршня ограничивается механическим ограничителем.

В случае необходимости установки и фиксации регулирующего элемента в промежуточном положении (обратно нулевая передача) применяется схема с тандем цилиндрами (поршеньки которых фиксируют регулируемый элемент в соответствующем положении).

Для бесступенчатого регулирования (например, путем изменения положения люльки насоса) для смещения регулирующего элемента применяют следящие сервомеханизмы (гидроусилители) с жесткой обратной связью, в которой контролируемой переменной величиной является положение поршня сервомеханизма, следящего за перемещением плунжера золотника. При смещении тяги управления, смещается связанный с ней плунжер распределителя золотника, в результате жидкость поступает в соответствующую полость гидроцилиндра, поршень которой связан с рычагом регулирующего элемента полости.

Благодаря наличию дифференциального рычага обратной связи, связанного со штоком поршня, последний будет “следить” за перемещением тяги.

Автоматическое регулирование (V-const или P-const)

Для обеспечения постоянной подачи насоса при изменении частоты его вращения применяют регулятор (постоянной подачи).

Люлька насоса устанавливается пружиной регулятора в положении Q_{\max} . Штоковая полоса цилиндра регулятора соединена непосредственно с напорной магистралью, а полость соединена с этой магистралью через золотниковый клапан и дроссель. В напорной магистрали установлен диафрагменный дроссель, причем штоковая полость цилиндра регулятора соединена с этой магистралью перед дросселем, а поршневая после дросселя.

Постоянная подача сохраняется до момента, пока сохраняется постоянный перепад давления на дросселе, перепад регулируется натяжением пружины золотникового клапана.

С увеличением подачи – перепад увеличивается и золотник перемещается вправо (если установить не регулируемый гидромотор – получим привод постоянной скорости).

В практике распространены системы автоматического регулирования с обратной связью по давлению (системы предельного давления).

В этом случае выходное давление насоса используется в качестве сигнала для определения им подачи жидкости.

Принцип: в нагнетательном моторе, в регуляторе аксиально-поршневого насоса включен регулятор предельного давления, ГЦ5 которого связан с наклонным диском насоса. При повышении давления на входе насоса сверх величин, на которую отрегулирован регулятор, усилие давления жидкости, сжимая пружину, перемещает поршень регулятора, который через свой шток уменьшает угол γ наклона диска насоса, изменяя тем величину его подачи.

Пружина стремится обеспечить Q_{\max} (максимальную подачу) и является чувствительным элементом рассматриваемого регулятора.

В насосах с подобным регулированием, подача при повышении давления на выходе из насоса сверх заданного (номинального) $P_{\text{ном}}$ уменьшается и при некотором max (предельном) P_{max} снижается до 0. В этом случае насос поддерживает заданное предельное давление P_{max} , расчетная же подача равна утечкам жидкости в в питаемой гидросистеме и в самом насосе.

Статическая характеристика такого насоса $Q = f(p)$ будет выглядеть след. образом: в пределах изменения давления от 0 до $P_{\text{ном}}$ Q_T сохраняется постоянной. По достижении давления $P_{\text{ном}}$ подача снижается по закону сжатия пружин механизма регулирования, достигая при P_{max} нулевого значения.

При жесткой пружине получаем крутую правую, а при мягкой более пологую.

Обычно применяют насосы, у которых отношение $\rightarrow \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{ном}}}{P_{\text{max}}} \approx 40 \div 80\%$

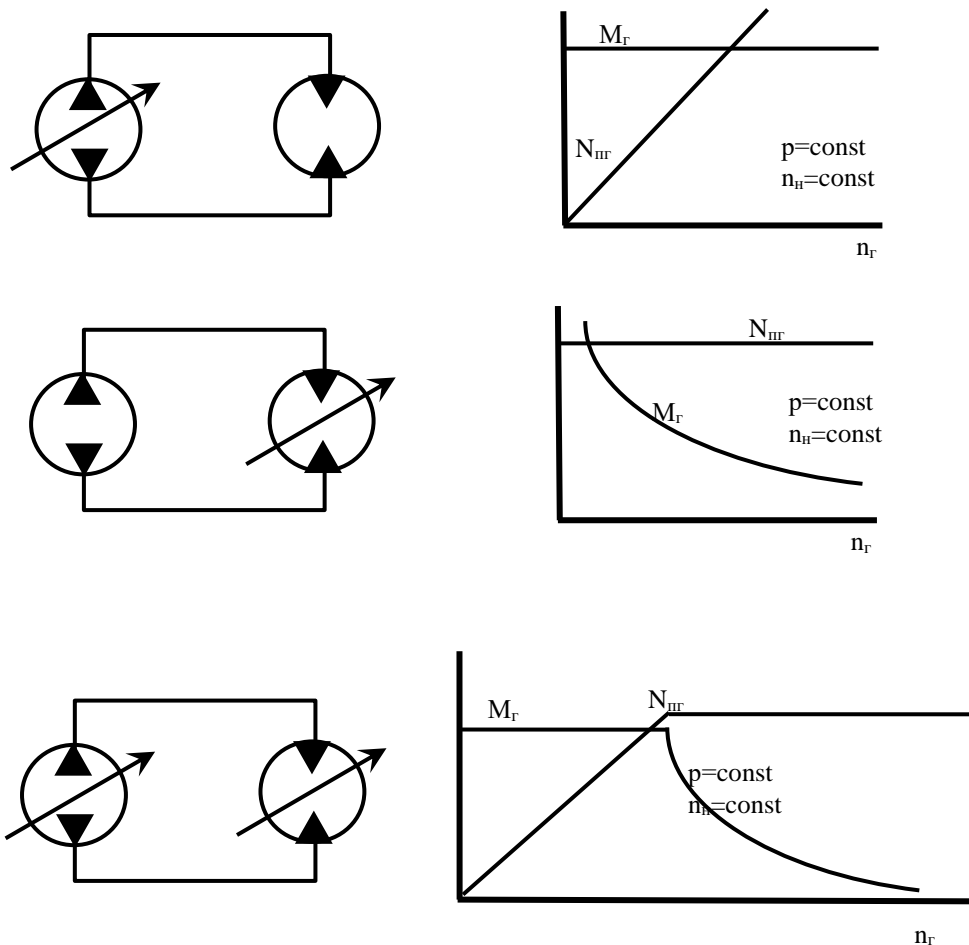


Рис.17.1 Гидрообъемная трансмиссия

Величина угла наклона кривой Q_{ϕ} к оси абсцисс соответствует герметичности насоса. При давлении P_{max} (т.е. фактически нулевой подаче) рабочий объем насоса равен объему $Q_{\text{ут}}$ утечке жидкости в нем.

17.1 Гидропривод с объемным (машинным) регулированием.

При объемном способе регулирования скорость движения выходного звена гидропривода изменяется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо за счет изменения рабочих объемов обеих гидромашин, как показано на рис.17.2.

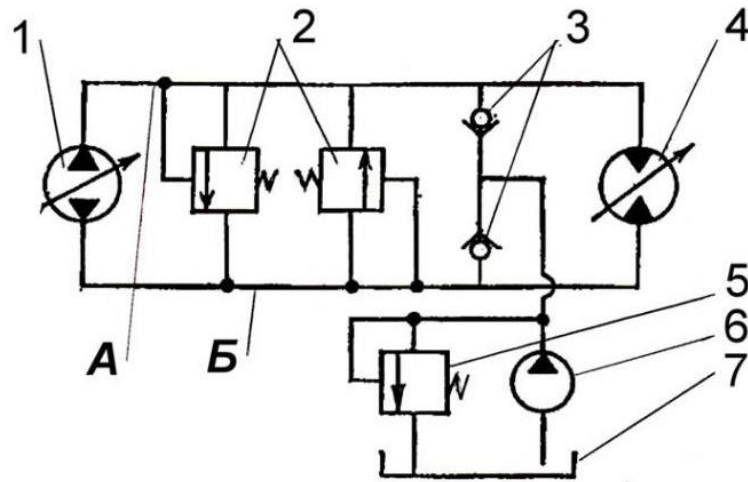


Рис.17.2 Гидропривод с объемным регулированием скорости

Так как в данном гидроприводе возможен реверс потока рабочей жидкости, то в нем установлены два предохранительных клапана 2, один из которых следит за давлением в гидролинии А, а другой – за давлением в гидролинии Б. Для компенсации возможной нехватки рабочей жидкости в гидроприводе используется система подпитки, состоящая из дополнительного насоса 6, переливного клапана 5 и двух обратных клапанов 3. Подпитка всегда осуществляется в гидролинию, которая в данный момент является всасывающей. При этом во всасывающей гидролинии создается избыточное давление порядка 0,1...0,3 МПа (ограничено настройкой переливного клапана 5). Это исключает вероятность возникновения кавитации на входе в насос 1 и обеспечивает заполнение рабочих камер насоса жидкостью.

На практике при анализе работы гидроприводов, содержащих регулируемые гидромашины, используется понятие «параметр регулирования рабочего объема», или «относительный рабочий объем» гидромашин, равный отношению действительного рабочего объема гидромашин к максимальному его значению (максимальное значение объема приводится в паспорте гидромашин). В нашем случае эти параметры для регулируемого насоса и регулируемого гидромотора соответственно равны

$$e_n = \frac{W_n}{W_{n \max}}, \quad e_r = \frac{W_r}{W_{r \max}}$$

Величины e_n и e_r могут изменяться от нуля до единицы (либо до минус единицы, если в гидромашине предусмотрен реверс потока рабочей жидкости).

С использованием соотношения (1.13) расход Q_n , поступающий от насоса в напорную гидролинию, и расход Q_r , потребляемый гидромотором, можно определить из формул (считаем, что КПД гидромашин равен единице)

$$Q_n = W_n n_n = e_n W_{n \max} n_n, \quad Q_r = W_r n_r = e_r W_{r \max} n_r$$

где n_n – частота вращения вала насоса, n_r – частота вращения вала гидромотора.

Так как регулирование скорости выходного звена гидропривода имеет смысл только при его работе без перегрузки (предохранительные клапаны 2 закрыты), то основным уравнением, позволяющим получить закон регулирования скорости выходного звена, является уравнение сохранения массы

$$Q_n = Q_r.$$

Из соотношений (1.14) и (1.15) получаем

$$n_{\Gamma} = n_{\text{H}} \frac{e_{\text{H}} W_{\text{H max}}}{e_{\Gamma} W_{\Gamma \text{ max}}}$$

Из полученной формулы (1.16) видно, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора n_{Γ} является функцией двух независимых переменных: параметра регулирования рабочего объема насоса e_{H} и параметра регулирования рабочего объема гидромотора e_{Γ} .

На практике в данном гидроприводе при изменении частоты n_{Γ} вращения вала гидромотора 4 от нуля до максимального значения используется следующая двух- этапная последовательность регулирования:

- 1-й этап – $e_{\Gamma} = 1$, изменяется e_{H} от нуля до 1;
- 2-й этап – $e_{\text{H}} = 1$, изменяется e_{Γ} от 1 до некоторого $e_{\Gamma \text{ min}}$.

Соответствующая этому регулировочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости приведена на рис.17.3.

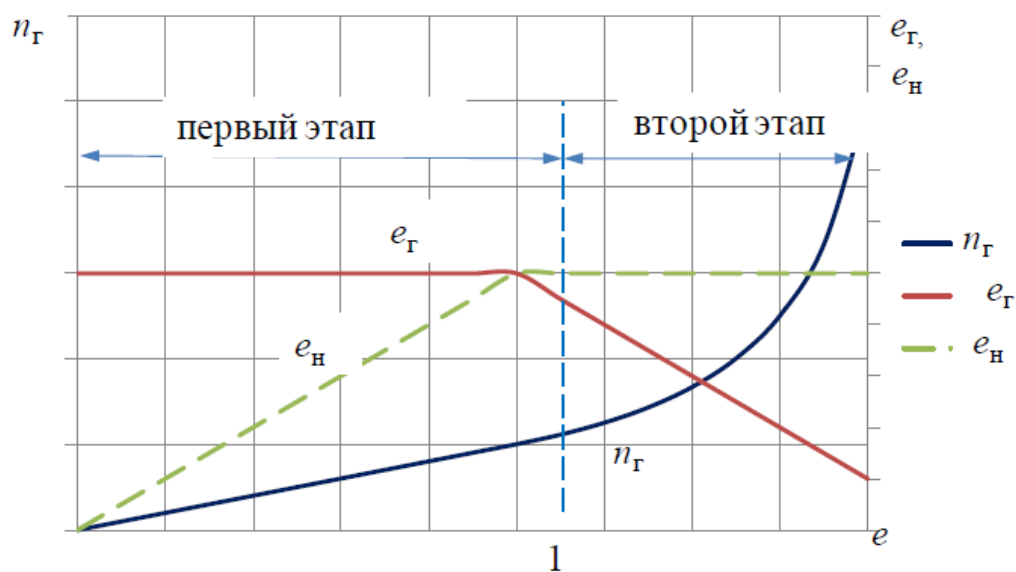


Рис.17.3 Регулировочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости

Минимальное значение параметра регулирования рабочего объема гидромотора $e_{\Gamma \text{ min}}$ определяется из условия необходимости вращения вала гидромотора 4, нагруженного моментом сопротивления M_{Γ} . При этом перепад давления на гидромоторе 4, определяемый настройкой предохранительных клапанов 2, не должен превысить допустимой величины $[\Delta p_{\Gamma}]$. Отсюда следует

$$M_{\Gamma} = \frac{1}{2\pi} W_{\Gamma \text{ max}} e_{\Gamma \text{ min}} [\Delta p_{\Gamma}] \eta_{\text{ГМ}}$$

где $\eta_{\text{ГМ}}$ – механический КПД гидромотора.

Если попытаться получить значение $e_{\Gamma} < e_{\Gamma \text{ min}}$, то в соответствии с формулой (1.17) при том же моменте сопротивления M_{Γ} требуемый для вращения вала перепад давления на гидромоторе 4 превысит допустимое его значение $[\Delta p_{\Gamma}]$. Это приведет к тому, что в напорной гидролинии давление станет больше давления на-стройки соответствующего предохранительного клапана 2, он откроется, и вал гидромотора 4 остановится.

На рис.17.4 приведена нагрузочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости

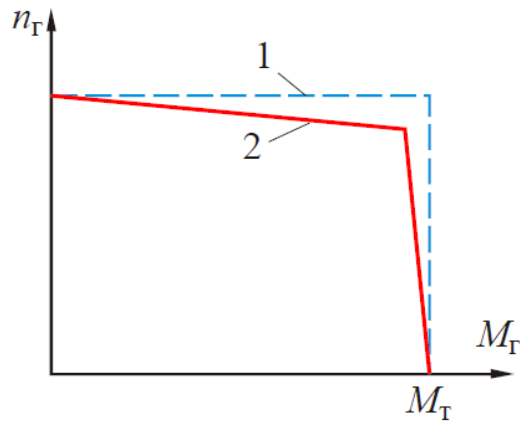


Рис.17.4 Нагрузочная характеристика гидропривода с объемным регулированием скорости

В данном случае (при отсутствии потерь в гидромашинах) гидропривод имеет абсолютно «жесткую» нагрузочную характеристику (прямая 1). Если учесть потери энергии в гидромашинах, то реальная нагрузочная характеристика гидропривода (прямая 2) имеет некоторый наклон («нежесткость»), обусловленный объемными утечками в гидромашинах, которые, как известно, возрастают с увеличением давления.

Гидропривод с объемно-дрессельным регулированием.

На рис.17.5 приведена схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием скорости движения поршня гидроцилиндра 4 при последовательном включении гидродросселя 5 на выходе из гидроцилиндра.

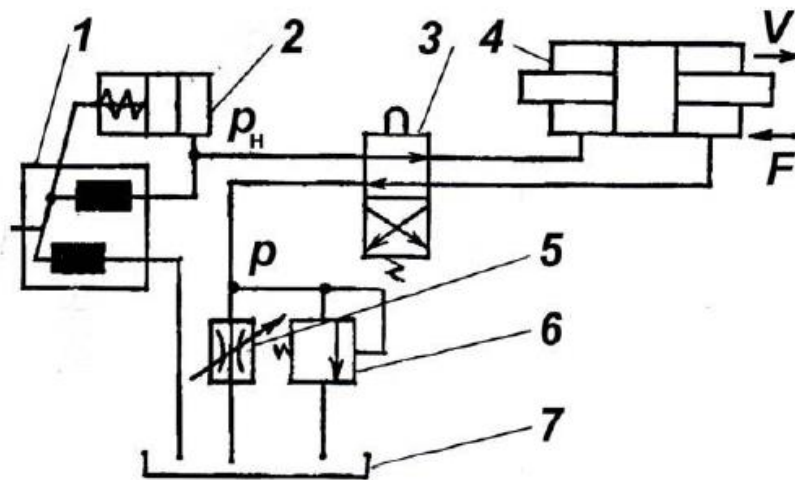


Рис.17.5 Гидропривод с объемно-дрессельным регулированием скорости

В данном гидроприводе регулируемая насосная установка решает ту же задачу, что и насосная установка, состоящая из нерегулируемого насоса и переливного клапана, в гидроприводе, схема которого приведена на рис. 1.5, а. Следовательно, закон регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра 4 в рассматриваемом гидроприводе можно описать уравнением (1.7). Значит, регулировочная и нагрузочная характеристики для рассматриваемой схемы гидропривода выглядят аналогично графикам, приведенным на рис. 1.4, а и 1.5.

17.2. Сравнение различных способов регулирования

Сравнение различных способов регулирования проводится по нагрузочным и энергетическим характеристикам, построенным в относительных величинах.

Сравнение по нагрузочным характеристикам. При определении относительных нагрузочных характеристик текущая величина скорости относится к максимальному значению при заданном

параметре регулирования, а текущая величина нагрузки – к тормозной, то есть также к максимальному своему значению.

Для гидропривода с **дрессельным регулированием при параллельном включении дросселя**, используя выражение (1.4), определим относительную скорость

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{\max}} = \frac{\frac{1}{S_{\Pi}} \left(Q_{\text{н}} - \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 P}{\rho S_{\Pi}}} \right)}{Q_{\text{н}} / S_{\Pi}} = 1 - \frac{\mu S_{\text{др}}}{Q_{\text{н}}} \sqrt{\frac{2 P_{\text{т}} P}{\rho S_{\Pi} P_{\text{т}}}} = 1 - \sqrt{\bar{P}}.$$

Здесь учтено, что при нагрузке на выходном звене гидропривода равном тормозному усилию $P_{\text{т}}$ действительная скорость v движения выходного звена равна нулю. При этом вся подача насоса через регулируемый дроссель сливается в бак, то есть

$$Q_{\text{н}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 P_{\text{т}}}{\rho S_{\Pi}}}.$$

Для гидроприводов с **дрессельным регулированием при последовательном включении дросселя**, используя выражение (17.6), найдем

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{\max}} = \frac{\mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{P}{S_{\Pi}} \right)}}{\mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{н}}}} = \sqrt{1 - \frac{P}{p_{\text{н}} S_{\Pi}}} = \sqrt{1 - \frac{P}{P_{\text{т}}}} = \sqrt{1 - \bar{P}}.$$

В данном случае под тормозным усилием $P_{\text{т}}$ понимается нагрузка на выходном звене гидропривода, при котором перепад давления на гидродросселе равен нулю, то есть $P_{\text{т}} = p_{\text{н}} S_{\Pi}$.

Для гидроприводов с **объемным регулированием** вследствие того, что скорость движения выходного звена в этих гидроприводах не зависит от нагрузки на нем во всем диапазоне ее изменения, величина относительной скорости всегда равна единице:

$$\bar{v} = 1.$$

Сравнение нагрузочных характеристик для трех типов рассмотренных приводов показано на рис. 1.11. Здесь кривая 1 – соответствует приводу с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя, 2 – для гидроприводов с дроссельным и объемно-дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя, 3 – для гидроприводов с объемным регулированием скорости.

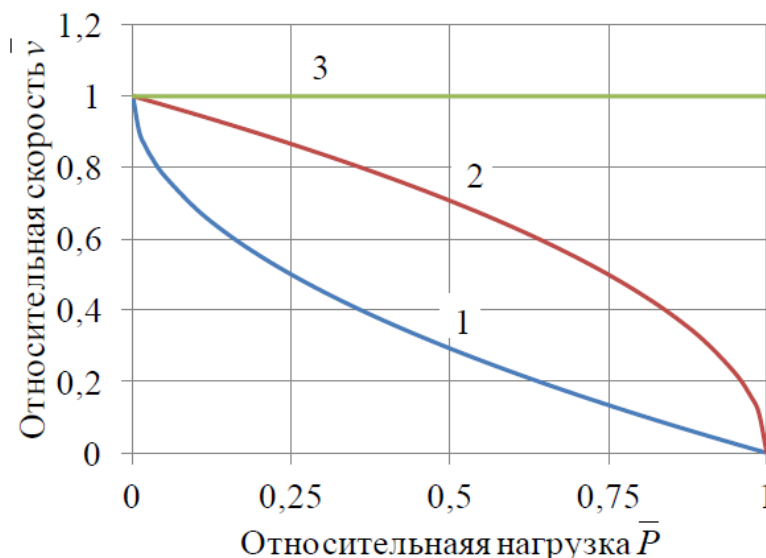


Рис.17.6 Сравнение относительных нагрузочных характеристик регулируемых гидроприводов

Необходимо заметить, что если в приводе с дроссельным регулированием применяется система стабилизации скорости движения выходного звена, то его нагрузочная характеристика будет иметь такой же вид, как и у привода объемного регулирования.

Сравнение по энергетическим характеристикам.

Под энергетической характеристикой регулируемого гидропривода в относительных величинах понимается графическая зависимость КПД системы регулирования гидропривода от относительной скорости его выходного звена при постоянном значении относительной нагрузки на нем.

В данном случае под относительной скоростью движения выходного звена понимается величина, равная отношению текущего значения скорости v при заданной нагрузке к максимально возможному значению этой скорости v_{\max} при той же нагрузке. \bar{v}

Для гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя имеем

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{\max}} = \frac{\frac{1}{S_{\pi}} \left(Q_{\text{н}} - \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2P}{\rho S_{\pi}}} \right)}{Q_{\text{н}} / S_{\pi}} = 1 - \frac{\mu S_{\text{др}}}{Q_{\text{н}}} \sqrt{\frac{2P}{\rho S_{\pi}}}.$$

Для гидроприводов с дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя, учитывая выражение (1.7), соответственно получим

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{\max}} = \frac{\mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{P}{S_{\pi}} \right)}}{\mu \frac{S_{\text{др max}}}{S_{\pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{P}{S_{\pi}} \right)}} = \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{др max}}}.$$

Такой же результат получается и для гидропривода со стабилизацией скорости, в котором используется дроссельный регулятор расхода при последовательном включении дросселя.

Для гидропривода вращательного движения с объемным регулированием скорости в схеме с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором относительную скорость вычисляем по формуле

$$\bar{v} = \frac{n_{\Gamma}}{n_{\Gamma \max}} = \frac{\frac{W_{\text{н max}}}{W_{\Gamma}} e_{\text{н}} n_{\text{н}}}{\frac{W_{\text{н max}}}{W_{\Gamma}} n_{\text{н}}} = e_{\text{н}}.$$

Под КПД системы регулирования будем понимать отношение полезной мощности, развиваемой на выходном звене гидропривода, к мощности, потребляемой гидроприводом, без учета потерь в гидрелиниях, направляющих гидрораспределителях и гидромашинах, то есть

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}}.$$

Для гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя принимая, что $N_{\text{вых}} = Pv$, $N_{\text{вх}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}}$, $P = p_{\text{н}} S_{\pi}$ и используя (1.4), выражение для КПД системы регулирования получаем в виде

$$\eta = \frac{Pv}{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}} = 1 - \mu \frac{S_{\text{др}}}{Q_{\text{н}}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{н}}}.$$

Сравнивая (1.22) с (1.26), видим, что

$$\eta = \bar{v}.$$

Для гидропривода с **дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя** на входе в гидродвигатель, обозначив $p = P/S_{\Pi}$, с учетом (1.7) можно записать

$$\eta = \frac{Pv}{p_{\Pi} Q_{\Pi}} = \frac{p}{p_{\Pi}} \frac{\mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\Pi} - p)}}{Q_{\Pi}} = \frac{p}{p_{\Pi}} \sqrt{1 - \frac{p}{p_{\Pi}}} \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{др max}}} = \bar{P} \sqrt{1 - \bar{P} \bar{v}}.$$

При получении формулы (1.28) принято, что подача нерегулируемого насоса Q_{Π} в правильно спроектированном гидроприводе должна обеспечивать максимально возможную скорость движения выходного звена, то есть в рассматриваемом случае при максимальном открытии регулируемого дросселя и усилия на выходном звене, равном нулю

$$Q_{\Pi} = v_{\text{max}} S_{\Pi} = \mu S_{\text{др max}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\Pi}}.$$

Из формулы (1.28) видно, что КПД системы регулирования гидропривода в данном случае есть функция не только относительной скорости v его выходного звена, но и относительной нагрузки p и P/p на нем. Причем при $P = 0$ и $P = 1$ КПД системы регулирования становится равным нулю. Очевидно, что при этом существует некоторое оптимальное значение относительной нагрузки $\text{опт } P$, при котором КПД системы регулирования при данной относительной скорости v максимален.

Определим это оптимальное значение нагрузки $\text{опт } P$ на выходном звене гидропривода. Для этого исследуем на максимум функцию $\eta(P, v)$. Приравняв к нулю производную от этой функции

$$\frac{d\eta}{d\bar{P}} = \sqrt{1 - \bar{P}} + \frac{\bar{P}(-1)}{2\sqrt{1 - \bar{P}}} = \frac{2 - 3\bar{P}}{2\sqrt{1 - \bar{P}}} = 0,$$

получим $\text{опт } \bar{P} = 2/3$.

Таким образом, зависимость максимальных значений КПД системы регулирования гидропривода с дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя от относительной скорости v после подстановки в формулу (1.28) полученного значения $\text{опт } P$ приобретает вид

$$\eta \cong 0,385 \bar{v}.$$

КПД системы регулирования для гидропривода вращательного движения с **объемным регулированием**, считая $Q_{\Pi} = Q_{\Gamma}$ и $p_{\Pi} = \Delta p_{\Gamma}$, получим

$$\eta = \frac{M_{\Gamma} \omega_{\Gamma}}{M_{\Pi} \omega_{\Pi}} = \frac{Q_{\Gamma} \Delta p_{\Gamma}}{Q_{\Pi} p_{\Pi}} = 1$$

Значит, что при объемном регулировании потери энергии отсутствуют. Этот результат является следствием допущения о том, что во всем диапазоне регулирования рабочего объема гидромашины ее КПД остается равным единице. В действительности, в соответствии с теорией регулируемых роторных гидромашин, их КПД есть функция параметра регулирования рабочего объема. Причем КПД регулируемого насоса принимает максимальное значение при $\eta_{\Pi} = 1$ и становится равным нулю при $\eta_{\Pi} = 0$.

Выражение для КПД системы регулирования гидропривода с **объемно-дроссельным регулированием** при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя, учитывая то, что $p_{\Pi} = P_{\Gamma}/S_{\Pi}$ и $Q_{\Pi} = Q_{\text{др}} = v S_{\Pi}$, можно записать в виде

$$\eta = \frac{Pv}{p_n Q_n} = \frac{P Q_{др}}{p_n S_{п} Q_n} = \bar{P}.$$

Таким образом, формула (1.33) показывает, что в гидроприводе с объемно-дроссельным регулированием скорости КПД системы регулирования не зависит от относительной скорости v выходного звена, а определяется только относительной нагрузкой P на нем и так же, как и P , без учета потерь в гидромашинах, изменяется от нуля до единицы.

На практике важно знать КПД системы регулирования для работы гидропривода в режиме передачи им максимальной полезной мощности. Определим значение относительной нагрузки P на выходном звене гидропривода, соответствующее максимальной полезной мощности. Полезная мощность, развиваемая гидроприводом на его выходном звене при данной нагрузке, равна

$$N_{пол} = Pv = P\mu \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{P}{S_{п}} \right)}.$$

Принимая во внимание, что $p_n = P_T/S_{п}$, а также умножив и разделив выражение на P_T , получим

$$N_{пол} = \frac{P}{P_T} \frac{P_T \mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n \left(1 - \frac{P}{p_n S_{п}} \right)} = \bar{P} \sqrt{1 - \bar{P}} A,$$

$$A = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_n^3}.$$

Где — постоянная величина.

Как видим, максимальная передаваемая гидроприводом полезная мощность в данном случае достигается при максимальном значении ранее рассмотренной функции α . Как было показано выше, эта функция принимает максимальное значение при относительной нагрузке на выходном звене гидропривода $P=2/3$ (см. формулу (1.30)). Следовательно, в этом режиме работы гидропривода с объемно-дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя КПД его системы регулирования равен

$$\eta = 0,667.$$

На практике в этом случае необходимо учитывать приведенные выше оговорки о влиянии на КПД регулируемого насоса величины его параметра регулирования.

На рис.17.7 для сравнения приведены графики энергетических характеристик гидроприводов, построенные в соответствии с формулами (1.27), (1.31), (1.32), (1.36) при относительной нагрузке P на выходном звене гидропривода, равной $2/3$.

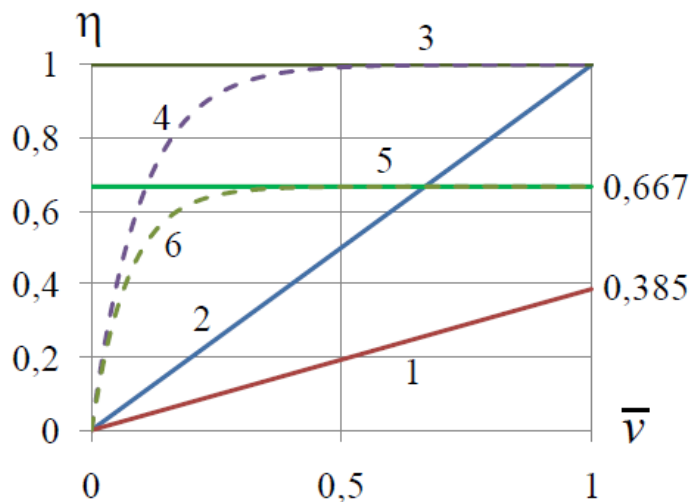


Рис.17.7 Сравнение энергетических характеристик гидроприводов

На графике пунктиром показаны ориентировочные зависимости КПД для гидроприводов с объемным и объемно-дроссельным регулированием, учитывающие влияние на КПД регулируемого насоса от его параметра регулирования.

Номера приведенных на рис.17.7 кривых соответствуют следующим вариантам гидроприводов:

- 1 – гидропривод с дроссельным регулированием при последовательном включении;
- 2 – гидропривод с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя;
- 3 – гидропривод с объемным регулированием;
- 4 – гидропривод с объемным регулированием с учетом зависимости КПД регулируемого насоса от его параметра регулирования;
- 5 – гидропривод с объемно-дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя;
- 6 – гидропривод с объемно-дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя на выходе из гидродвигателя с учетом зависимости КПД регулируемого насоса от его параметра регулирования.

Сравнение гидроприводов по приведенным энергетическим характеристикам указывает на неоспоримые преимущества гидропривода с объемным регулированием скорости. Однако при этом следует помнить, что стоимость регулируемых гидромашин существенно выше, чем нерегулируемых. Объемный способ регулирования может быть рекомендован для использования только в гидроприводах большой мощности (свыше 15 кВт), так как при этом условии можно ожидать, что затраты, сделанные при создании гидропривода, окупятся в процессе его эксплуатации.

Приложение. Сравнение насосов различных типов

Тип насосов	Способ перемещения жидкости	Преимущества	Недостатки
Динамические	Перемещение жидкости с помощью воздействия на нее сил.	Долговечность, надежность и высокое качество	Подходят для перемещения однородных жидкостей.
Объемные	Перемещение жидкости за счет изменения рабочего объема камеры или механического перемещения порции жидкости в напорный водопровод.	Не нарушают структуру перекачиваемой жидкости; Высокий напор; Способность дозирования вязких сред различной загрязненности.	Требуют особого технического обслуживания; Чувствительны к физико-химическим свойствам перемещаемых жидкостей.
Перистальтические	Основной рабочий элемент гибкий многослойный рукав из эластомера. Двигатель насоса вращает вал с башмачными роликами, которые пережимают рукав насоса, перемещая объем жидкости внутри рукава.	Простота конструкции, отсутствие торцевых уплотнений, неприхотливость в эксплуатации, не боится сухого хода, рабочая камера заполнена смазывающей жидкостью, насос не греется при работе; Самовсасывание жидкости с глубины до 9 метров; Способность перекачивать продукты различной агрессивности с волокнами и абразивными включениями; Пропорциональная подача, насос можно сделать дозирующим; Возможность изменять направление перекачки.	Гидравлические удары при работе, желательно свободный выход; Изнашиваемость рукава; Высокая стоимость.
Шестеренные с внутренним зацеплением шестерен	Это вариация шестеренного насоса, в котором ведомая шестерня находится внутри ведущей шестерни большего диаметра и опирается на стальной полумесяц. Подобная конструкция имеет большой объем вытеснения при вращении шестерен, благодаря чему заполненный насос с внутренним зацеплением обладает всасывающим эффектом.	Неприхотливость в эксплуатации; Высокий напор; Способность перекачивать вязкие и высокотемпературные жидкости; Могут всасывать жидкость при заполненной камере; Возможность изменять направление перекачки; Невысокая стоимость.	Нарушают структуру перекачиваемой жидкости и разрушают суспензии; Работа на сухую губительна.
Шестеренные с внешним зацеплением шестерен	Наиболее простой тип насосов с принудительным смещением, которое вызывается изменением объемов в полостях сцепленных между собой шестерен с независимыми приводами. Необходимо чтобы жидкость смачивала материал рабочей камеры и шестерен.	Неприхотливость в эксплуатации; Высокий напор; Способность перекачивать вязкие и высокотемпературные жидкости; Возможность изменить направление перекачки; Невысокая стоимость.	Отсутствует самовсасывание; Работа на сухую губительна; Нарушают структуру перекачиваемой жидкости и разрушают суспензии; Перекачивают только вязкие жидкости без включений.

Роторные	Перемещают жидкости при движении роторов, кулачков, винтов, клиньев, лопастей или похожих деталей в фиксированном корпусе.	Нет необходимости во впускном, всасывающем и выпускном клапане.	Наличие изнашиваемых деталей, необходимость в их замене.
Кулачковые	Жидкость перемещается внутри рабочей камеры насоса за счет вращения двух независимых роторов.	Отсутствие изнашиваемых деталей; Предельно деликатная и полностью стерильная перекачка вязких жидкостей и суспензий без нарушения их структуры и без разрушения твердых включений; Путь жидкости в насосе оптимален, рабочая камера не имеет полостей, в которых происходит скапливание перекачиваемого продукта; Ровный поток на выходе насоса; Низкая скорость вращения кулачков, отсутствие шума и вибрации при работе; Возможность изменять направление перекачки; Малая стоимость эксплуатации.	Высокая стоимость насоса.
Винтовые	При вращении металлического ротора винтообразной формы внутри статора-обоймы, сделанной из эластомера изменяется объем полостей рабочей камеры и жидкость перемещается по оси насоса, создавая в полостях всасывающий эффект.	Простота конструкции и неприхотливость в эксплуатации; Самовсасывание жидкости с глубины до 9 метров; Перекачка вязких абразивных веществ с волокнами и прочими включениями; Пропорциональная подача, насос можно сделать дозирующим; Ровный поток на выходе; Возможность изменять направление перекачки.	Недопустима длительная работа на сухом ходе; Изнашиваемый статор.
Импеллерные	Рабочее колесо, с лопастями из эластичного материала, вращается внутри эксцентрического корпуса, что приводит сгибанию лопастей и вытеснению ими жидкости из насоса.	Простота конструкции; Неприхотливость в эксплуатации; Способность поднятия жидкости с глубины до 5 метров, в том числе и на сухую; Способность перекачивать вязкие жидкости и суспензии с включениями; Возможность изменения направления перекачки; Невысокая стоимость.	Наличие изнашивающихся деталей, необходимость в их замене; Длительная работа на сухую губительна для рабочего колеса; Ограничение по перекачке жидких сред различной агрессивности в зависимости от типа эластомера; Ограничение по температуре перекачиваемых жидких сред в зависимости от типа эластомера.