МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Л.В. РОДИОНОВ, В.Я. СВЕРБИЛОВ

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Электронное учебное пособие

САМАРА
2011

Авторы: **Родионов Леонид Валерьевич,**

Свербилов Виктор Яковлевич

Объемные гидромашины и гидропередачи [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Л. В. Родионов, В. Я. Свербилов; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (40,6 Мбайт). - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM)

В настоящем учебном пособии изложены основные сведения, необходимые для изучения курса "Объемные гидромашины и гидропередачи". Рассмотрены некоторые схемы гидромашин возвратно - поступательного действия и основные схемы роторных гидромашин.

Учебное пособие целесообразно использовать при изучении дисциплины «Объемные гидромашины и гидропередачи» в 6, 7 семестрах.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 150802.65 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (6,7 семестры) и 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (9 и 10 семестры), бакалавров, обучающихся по направлениям 141100.62 "Энергетическое машиностроение" (6,7 семестры), 151000.62 «Технологические машины и оборудование» (6,7 семестры).

Подготовлено на кафедре автоматических систем энергетических установок СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие сведения по объемным гидромашинам. Преимущества и недостатки гидросистем. Принцип действия и классификация объемных гидромашин. Примеры конструктивных схем 7
1.1 Обзор применения гидросистем, исторические сведения 7
1.2 Преимущества и недостатки гидросистем 8
1.3 Классификация объемных гидромашин 11
1.3.1 Динамические насосы 11
1.3.2 Объемные насосы 13
1.4 Принцип действия объемных гидромашин 14
1.5 Основные показатели и характеристики ОГМ 15
1.5.1 Насосы 15
1.5.2 Гидромоторы 18
1.6 Общие свойства объемных гидромашин 19
1.7 Статические характеристики объемных насосов 20
1.8 Классификация насосов 24
1.8.1 Шестеренные насосы 24
1.8.2 Винтовые насосы 27
1.8.3 Пластинчатые насосы 28
1.8.3 Радиально-поршневые насосы 30
1.8.4 Аксиально-поршневые насосы 31
2 Рабочие жидкости используемые в гидросистемах 38
2.1 Требования к жидкостям 39
2.1.1 Смазывающие и антиизносные характеристики 39
2.1.2 Вязкость 39
2.1.3 Индекс вязкости 40
2.1.4 Зависимость вязкости от давления 41
2.1.5 Совместимость с различными материалами 41
2.1.6 Стабильность сдвигов 41
2.1.7 Термическая стабильность 41
2.1.8 Антиокислительная стабильность 42
2.1.9 Незначительная сжимаемость 42
2.1.10 Незначительное тепловое расширение 40
2.1.11 Малое пенообразование 40
2.1.12 Малое поглощение воздуха и его хорошее отделение 41
2.1.13 Высокая точка кипения и низкое давление пара 41
2.1.14 Высокая плотность 41
2.1.15 Хорошая теплопроводность 44

2.1.16 Хорошие диэлектрические характеристики (непроводимость) ... 45
2.1.17 Негигроскопичность ... 45
2.1.18 Негорючесть ... 46
2.1.19 Нетоксичность жидкости, паров и продуктов утилизации ... 46
2.1.20 Хорошие антикоррозийные средства ... 46
2.1.21 Невыделение клейких субстанций ... 46
2.1.22 Хорошая фильтруемость ... 47
2.1.23 Совместимость и взаимозаменяемость с другими гидравлическими жидкостями ... 47
2.1.24 Образование шлама ... 47
2.1.25 "Дружественное" по отношению к оператору обслуживание ... 48
2.1.26 Экологическая допустимость ... 48
2.1.27 Цены и доступность ... 49
2.2 Обзор типовых гидравлических жидкостей ... 49
2.3 Пример выбора подходящих гидравлических компонентов ... 51
2.3.1 Диапазон температур и вязкостей жидкостей для различных гидравлических компонентов ... 53
2.3.2 Оценка ... 50
3 Сведения о фильтрации жидкостей ... 51
3.1 Общие сведения об очистке рабочей среды. Тонкость фильтрации ... 51
3.2 Классификация фильтров и маркировка ... 57
3.3 Механическая фильтрация. Основные типы фильтров ... 57
3.3.1 Сетчатые фильтры ... 58
3.3.2 Фильтры с бумажными элементами ... 59
3.3.3 Глубинные фильтры ... 61
3.3 Расчет механических фильтров ... 64
3.4 Силовая фильтрация ... 60
3.4.1 Магнитные фильтры жидкости. ... 60
3.4.2 Центробежные фильтры жидкости. ... 60
3.5 Схемы фильтрования и место установки фильтра. ... 71
4.2 Основные расчетные уравнения ... 71
4.2.1 Связь между внешними и внутренними параметрами роторных гидромашин (ГМ) ... 78
4.2.2 Связь между внутренними и внешними параметрами для гидроцилиндров ... 79
4.3 Характеристики объемных гидромашин ... 79
4.4 Зависимость потерь мощности в насосах и гидроматорах от различных факторов ... 81
4.5 Роторные гидромашины ... 85
4.5.1 Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашины ... 86
4.5.2 Основы линейной теории подобия роторных гидромашин ... 89
4.5.3 Экспериментальное определение коэффициентов ... 94
5 Гидромашины возвратно- поступательного действия ... 96

5.1 Мгновенная и средняя подачи насоса 91
5.2 Неравномерность подачи и способы ее выравнивания..... 91
5.3 Клапаны поршневого насоса..... 101
5.4 Индикаторная диаграмма насоса. 107
6.1 Классификация радиально-поршневых гидромашин 114
6.2 Производительность радиально-поршневых гидромашин..... 117
6.3 Мгновенная подача насоса. Неравномерность подачи. 117
6.4 Кинематика гидромашины..... 120
6.5 Радиально-поршневая гидромашина с цилиндрической направляющей и принудительным ведением поршней 121
6.6 Радиально-поршневая гидромашина с конической направляющей статора 122
6.7 Силы, действующие в радиально – поршневых гидромашинах 125
6.8 Гидромашины с цилиндрической направляющей 128
6.9 Гидромашины с конической направляющей..... 129
6.10 Определение равнодействующей N_p сил, нагружающих ротор..... 131
6.11 Цапфовые распределители..... 134
7 Аксиально - плунжерные гидромашины 138
7.1 Аксиально-поршневые ГМ с силовым карданом..... 139
7.2 Кинематика силового кардана 141
7.3 Кинематика относительного движения поршня 144
7.4 Конструктивные приемы выравнивания подачи..... 146
7.5 Расчет геометрии гидромашины..... 148
7.6 Аксиально-поршневая гидромашина с двойным несиловым карданом 156
7.7 Кинематика двойного кардана..... 157
7.8 Размеры поршневой группы и цилиндрического блока аксиально-поршневой ГМ с двойным не силовым карданом 160
7.9 Основные силовые нагрузки аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком 165
7.10 Силы, действующие на люльку гидромашины. 168
7.11 Расчет усилия на регулирующем органе гидромашины. 169
7.12 Гидромашины с шатунным приводом бескарданного типа 176
7.13 Особенности расчета аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа..... 178
7.14 Аксиально-плунжерные ГМ с точечным контактом..... 179
7.15 Аксиально-плунжерные гидромашины с кольцевыми гидростатическими опорами 184
7.16 Определение геометрии размещения кольцевых опор на наклонной шайбе 190
7.17 Торцевые распределители аксиально-поршневых гидромашин 192
8 Пластинчатые (шиберные) объемные гидромашины 197
8.1 Шиберные гидромашины однократного действия..... 197
8.1.1 Определение подачи насоса..... 198

8.2 Шиберные гидромашины двукратного действия 204
9 Винтовые гидромашины 218
9.1 Геометрия винтов гидромашины 219
9.3 Силы, действующие на винты гидромашины 223
10 Шестеренные гидромашины 234
10.1 Геометрическая подача гидромашин с внешним зацеплением. 237
10.2 Усилия, действующие на шестерни 243
11 Расчет основных параметров шестеренного насоса 246
11.1 Расчёт геометрии зубчатой передачи 246
11.1.1 Определение основных геометрических параметров зубчатого колеса 246
11.1.2 Обоснование выбора системы корригирования профиля зуба 248
11.1.3 Построение эвольвентного профиля зуба 252
11.1.4 Определение площадей зуба и впадины 261
11.2 Определение производительности насоса 262
11.3 Подпятник, разгрузочные канавки и их расчёт 266
11.4 Расчёт корпуса насоса 268
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 26871

1 Общие сведения по объемным гидромашинам. Преимущества и недостатки гидросистем. Принцип действия и классификация объемных гидромашин. Примеры конструктивных схем

1.1 Обзор применения гидросистем, исторические сведения

Требования повышения мощностей, быстродействия и уменьшения габаритов современных управляющих устройств не могут быть удовлетворены без использования средств гидравлической и пневматической автоматики. Практика показывает, что ни электрические, ни механические и ни какие-либо иные системы управления не могут конкурировать по указанным выше показателям с гидравлическими и пневматическими.

Управление энергией жидкости и газа представляет собой пример развития техники. С изобретением первичных двигателей, таких, например, как паровая машина, и с развитием фабричного производства появилась необходимость в передаче энергии от места выработки к более или менее удаленному потребителю — машине. Такая передача могла быть осуществлена механически при помощи вала и ремня, но чаще всего это было дорого и неудобно. Вероятно, наибольшее неудобство вызывала трудность точного и дешевого управления потоком энергии. Одним из решений этой проблемы явилась передача энергии с помощью жидкости или газа под давлением.

Развитие этого метода некоторое время проходило довольно интенсивно, и в некоторых промышленных городах, особенно в Англии, были проложены водопроводы высокого давления, при помощи которых энергия от центральных энергетических установок с паровыми насосами поступала на предприятия, потребляющие энергию.

Чтобы сделать эти системы экономически оправданными, необходимо было изобрести большое количество дополнительных устройств таких, как гидроаккумуляторы и различные регулирующие клапаны и дроссели, а также накопить достаточную информацию о том, как решать проблемы подобного рода.

К сожалению, как это обычно случается с быстро развивающимися отраслями техники, практика намного опередила теорию, и научная сторона вопроса оставалась скорее качественной, нежели количественной. Создавшееся положение, без сомнения, выправилось бы со временем, если бы эта область техники не вытеснялась быстро развивающейся электроэнергетической промышленностью. Электроэнергию можно передать гораздо экономичнее и эффективнее и на гораздо большие расстояния, чем энергию жидкости или газа под давлением.

Силовые следящие системы для военных и промышленных нужд не могут быть созданы без двигателей, у которых величина отношения развиваемого момента к моменту инерции на порядок превышает величину того же отношения для электродвигателей. Несмотря на сравнительную дороговизну и значительные неудобства, использование энергии жидкости стало неизбежным и появилась необходимость научиться использовать её наилучшим образом.

1.2 Преимущества и недостатки гидросистем

Использование пневматических и особенно гидравлических систем управления обусловливается рядом преимуществ этих систем:

1. Передача больших усилий на малом пространстве.
2. Высокая концентрация энергии.
3. Возможность аккумулирования энергии.
4. Плавное изменение значений движущих сил (скоростей, сил, моментов и так далее).
5. Хорошая контролируемость возникаемых сил.
6. Быстрый реверсивный режим благодаря малым массам (незначительные моменты инерции) приводных элементов.
7. Высокая динамика переключения.
8. Равномерное движение (безударное и безвибрационное).
9. Большой диапазон передачи.

10. Простой способ преобразования вращательных движений в прямолинейные движения или наоборот.

11. Конструктивная свобода действий при размещении элементов конструкций.

12. Пространственное отделение привода и отвода мощности с помощью труб и гибких трубопроводов.

13. Возможность автоматизации всех видов движений и вспомогательных движений с помощью управляющих распределителей и электрической передачи команды.

14. Возможность применения стандартных элементов и групп конструктивно объединенных элементов.

15. Предохранение от перегрузок.

16. Незначительный износ, поскольку смазка гидравлических элементов производится с помощью рабочей среды.

17. Высокий срок службы.

18. Возможность регенерации энергии.

Энергия жидкости занимает, если можно так сказать, промежуточное положение между электрической и механической энергией. Ее легче передать на значительные расстояния, чем механическую энергию, но гораздо труднее, чем электрическую. Энергия жидкости, так же как и электрическая, допускает более точное и простое управление, чем механическая энергия; электрическая энергия обладает большим преимуществом в этом отношении при малых мощностях, но это становится не столь заметным при больших мощностях. С точки зрения безопасности все три вида энергии равноценны, если не учитывать того, что защита человека от соприкосновения с механическими элементами несколько сложнее.

С точки зрения коэффициента полезного действия (здесь не рассматривается передача энергии на очень большие расстояния) механическая энергия имеет некоторые преимущества, а остальные виды энергии примерно равноценны. Трудно провести сравнение экономических показателей, так как

они в значительной степени зависят от конкретных условий. При малых мощностях электрические устройства намного дешевле, чем устройства двух других видов; при больших мощностях эта разница, по всей вероятности, не столь велика. При наличии большого разнообразия устройств и элементов электричество имеет несомненные преимущества; более того, множество этих устройств обусловливает разнообразие и гибкость методов использования электроэнергии. То же самое можно сказать и о быстродействии, если не принимать во внимание общее для всех электромеханических устройств ограничение. Об этом ограничении и его результатах будет сказано ниже.

Несколько десятилетий тому назад это ограничение не представляло интереса. Однако за последнее время появилась большая и всё возрастающая потребность в системах с очень высоким быстродействием, в элементах с хорошими динамическими свойствами, т. е. с большими величинами отношения крутящего момента к моменту инерции. Электромагнитные же устройства, по крайней мере, те, которые рассчитаны на значительные выходные мощности, оказываются недостаточно быстродействующими, чтобы удовлетворить эту потребность.

Удельные силы, получаемые с помощью устройств, использующих энергию жидкости, по крайней мере, в 10—20 раз превосходят удельные силы от электромагнитов.

Это сопоставление более чем скромное, так как при конструировании гидравлического оборудования конструктор не сталкивается с необходимостью преодолевать такие серьезные конструктивные ограничения, которые заложены в магнитных системах. Кроме того, он располагает большим выбором материалов и почти всегда может наиболее эффективно использовать эти материалы, значительно уменьшая подвижные массы по сравнению с массами, с которыми вынужден иметь дело инженер - электрик. Поэтому удается получить значительно большие величины отношений полезного крутящего момента к моменту инерции при переходе от электродвигателя к гидромотору.

В случае больших выходных мощностей это увеличение может быть в несколько тысяч раз. Для малых мощностей это увеличение не столь значительно, поэтому в данном случае целесообразно применять электродвигатели.

Рассмотрим более подробно недостатки использования энергии жидкости:

1. Необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха (чувствительность характеристик к загрязнению рабочих жидкостей инородными телами);

2. Взрывоопасность и пожароопасность систем высокого давления или с легковоспламеняющейся рабочей средой;

3. Гидропривод экономически не выгоден при малых мощностях, т. к. гораздо дороже электродвигателей (наименьшей экономически оправданной мощностью гидромотора считается 0,5 л.с.);

4. Трудность передачи энергии на большие расстояния (Потери давления и напора (жидкостное трение) в трубопроводах и органах управления).

5. Зависимость вязкости масла от температуры и давления.

6. Утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления.

7. Более низкий КПД (по приведенным выше причинам), чем у сопоставимых механических передач.

1.3 Классификация объемных гидромашин

Насосы по принципу действия и конструкции делятся на две основные группы — динамические и объемные.

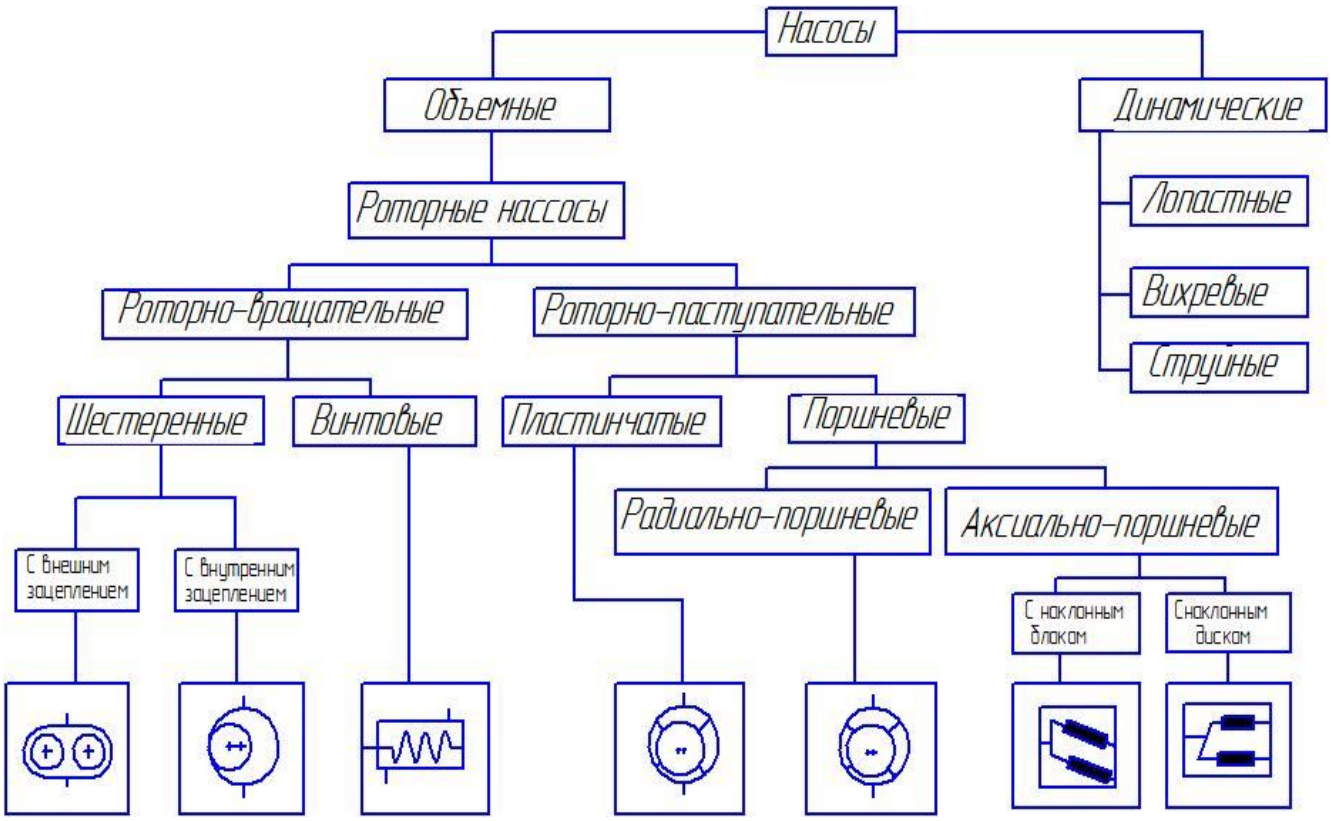


Рисунок 1.1 - Классификация насосов

1.3.1 Динамические насосы

К динамическим относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщающего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. Динамическими являются насосы лопастные, вихревые, струйные и другие.

Лопастными называют насосы, в которых передача энергии осуществляется с помощью вращающегося лопастного колеса (которое служит их рабочим органом), путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. Лопастными являются насосы центробежные, осевые и диагональные.

Центробежными называют лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо от центра к периферии, осевыми — лопастные насосы с движением жидкости через рабочее колесо в направлении его оси. Рабочие

колеса осевых насосов состоят из нескольких винтовых полостей, имеющих форму лопастей пропеллера.

Вихревые, шнековые, лабиринтные, червячные и струйные насосы (насосы трения и инерции) представляют собой группу динамических насосов, в которых передача энергии жидкости осуществляется силами трения и инерции.

1.3.2 Объемные насосы

Классификация объемных насосов основывается на их конструктивных особенностях, отражающих вид вытеснителей, т.е. рабочих органов насоса, совершающих работу всасывания и вытеснения рабочей жидкости, кинематическую схему качающего узла насоса, способ распределения жидкости при всасывании и нагнетании, возможность регулирования рабочего объема и т.д.

В зависимости от конструкции вытеснителей объемные насосы бывают следующих типов:

- шестеренные (с внешним и внутренним зацеплением);
- винтовые;
- пластинчатые;
- поршневые;

К группе *роторно-вращательных ОГМ* относятся гидромашины, у которых рабочие камеры совершают только вращательное движение. Эта группа объединяет шестеренные и винтовые ОГМ.

Шестеренные гидромашины выполняются на базе двух или нескольких зубчатых колес с внешним либо внутренним зацеплением.

У винтовых гидромашин рабочие камеры образуются винтовыми поверхностями и корпусом. В зависимости от числа винтов, входящих в конструкцию, различают одно-, двух- и многовинтовые ОГМ.

К группе *роторно-поступательных* ОГМ относятся гидромашины, у которых подвижные рабочие звенья совершают сложное движение: вращательное и возвратно-поступательное. Рабочие звенья могут иметь форму

пластин или поршней (пластинчатые или поршневые гидромашины соответственно).

Если в конструкции ОГМ оси поршней располагаются перпендикулярно к оси блока цилиндров, гидромашину относят к группе радиально-поршневых.

Если же оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°, то такие ОГМ называют аксиально-поршневыми. Аксиально-поршневые гидромашины выполняются по двум основным схемам: с наклонным диском или с наклонным блоком цилиндров. В первом случае оси блока цилиндров и вала насоса лежат на одной прямой, а во втором – образуют ломаную линию.

1.4 Принцип действия объемных гидромашин

По назначению объемные гидромашины делят на насосы (машины, преобразующие механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию рабочей жидкости) и объемные гидродвигатели (машины, использующие энергию потока жидкости).

Объемными называют гидромашины, рабочий процесс в которых основан на заполнении и вытеснении жидкости из рабочей камеры.

Под рабочей камерой понимают ограниченное пространство внутри машины, объем которого периодически изменяется и попеременно сообщается с устройствами подвода и отвода жидкости.

В процессе работы объемного насоса каждая рабочая камера при увеличении ее объема соединяется с линией всасывания, а при ее уменьшении — с линией нагнетания, где происходит процесс вытеснение жидкости.

При этом давление в вытесняемой жидкости повышается до значения, достаточного для преодоления суммарного сопротивления гидросистемы, которое складывается из внешнего и внутреннего сопротивлений. Внешнее сопротивление обусловлено противодействием полезной нагрузки, механическим трением, а также статической нагрузкой и динамическими силами, действующими на исполнительные механизмы. Внутреннее (гидравлическое) сопротивление является следствием трения, возникающего

между слоями рабочей жидкости, а также между рабочей жидкостью и стенками каналов, и возникает при движении жидкости по трубопроводам и через гидроаппараты системы.

Далее она вновь соединяется с полостью всасывания. Этот процесс повторяется многократно. Рабочий орган, обеспечивающий заполнение камеры жидкостью, а потом ее вытеснение, называют *вытеснителем*.

У объемного насоса может быть одна или несколько рабочих камер объемом Vk. Общее число рабочих камер (z) определяет рабочий объем насоса (Vo). Под *рабочим объемом* V0 понимают максимальное количество жидкости, которое насос может подать за один цикл работы (обычно рабочий объем выражается в кубических сантиметрах). Циклом работы для большинства объемных насосов является один оборот его вала. Следует иметь в виду, что у некоторых насосов каждая рабочая камера за один оборот вала может совершить две или более подачи жидкости. Число таких подач называется кратностью работы насоса (k). Таким образом, для большинства объемных насосов рабочий объем может быть определен по формуле:

$$V_0 = k \cdot z \cdot V_k \quad (1.1)$$

Рабочий объем является важнейшим параметром насоса. Он во многом определяет его габариты и эксплуатационные показатели: подачу жидкости, полезную и потребляемую мощности.

Насосы, рабочий объем которых может изменяться путем внешних настроек, либо автоматически в зависимости от параметров потока, называют регулируемыми. Нерегулируемые насосы — насосы, в которых рабочий объем регулировать нельзя.

Рабочий объем насоса V0 равен идеальной подаче за один цикл (за один оборот вала насоса).

1.5 Основные показатели и характеристики ОГМ

1.5.1 Насосы

Идеальная подача Q_H - это подача несжимаемой жидкости в единицу времени при отсутствии утечек через зазоры.

Подача насоса определяется как произведение его рабочего объема на частоту вращения приводного вала в единицу времени, т.е. подача насоса — это расход жидкости подаваемой насосом в систему:

$$Q_H = {V_0 \cdot n}/{1000} \quad (1.2)$$

где QH — объемный расход, л/мин;

V0 — рабочий объем, см3;

n — частота вращения вала, мин-1.

Действительная подача Q - это подача сжимаемой жидкости в единицу времени при наличии утечек через зазоры из рабочих камер и полости нагнетания насоса.

Действительная подача насоса несколько меньше расчетной вследствие перетекания жидкости внутри насоса из полостей с большим давлением в полости с меньшим. Это так называемые объемные потери, которые в разных насосах составляют от 3 до 15 % теоретической подачи и характеризуются объемным КПД.

Действительная подача объемного насоса

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_0 \quad (1.3)$$

где η_0 - объемный КПД.

Объемный КПД насоса η_0 представляет собой отношение действительной подачи несжимаемой жидкости к идеальной подаче.

Поскольку объемные насосы предназначены для создания больших давлений, приращением кинетической энергии жидкости в насосе обычно пренебрегают.

Наряду с параметрами, отмеченными выше, объемные насосы характеризуются номинальным давлением, мощностью и полным КПД.

Номинальное давление — наибольшее давление, при котором насос должен работать в течение установленного срока службы при сохранении параметров в пределах установленных норм.

Давление насоса p_H - разность между давлением на выходе из насоса и давлением на входе в него.

$$p_H = p_2 - p_1 \approx p_2 \quad (1.4)$$

Мощность насоса — мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя:

$$N_H = N_{пол} / \eta \quad (1.5)$$

где $N_{ПОЛ} = p \cdot Q_H / 60$ — полезная мощность насоса, кВт;

p — давление развиваемое насосом, МПа;

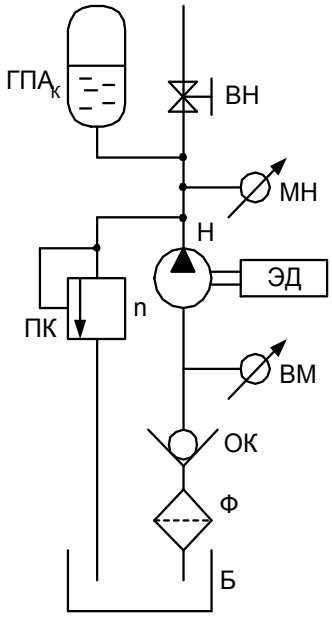
QH — объемный расход, л/мин;

η — полный КПД насоса.

Полезная мощность насоса $N_{ПОЛ}$ - произведение действительной подачи на давление насоса, либо произведение момента на валу насоса и угловой скорости его вала.

Полный КПД показывает, какую долю полезная мощность составляет от мощности насоса, т.е. характеризует потери энергии, обусловленные внутренними утечками в насосе, потерями давления на трение жидкости о стенки внутренних каналов аппаратов и машин, а также вследствие потерь на механическое трение в движущихся элементах конструкции.

Насосный агрегат с трубопроводами и оборудованием изображенный на схеме ниже называют насосной станцией. Часто этот блок формируется и изготавливается как один агрегат.



Состав НС:

Н - насос;

ЭД - электродвигатель;

ПК - предохранительный клапан;

Ф - фильтр;

ОК - обратный клапан;

Б - гидробак;

МН - манометр;

ВМ - вакуумметр;

ГПАК - гидропневмоаккумулятор.

ВН - запорно-регулирующее устройство.

Рисунок 1.2 – Насосная станция

1.5.2 Гидромоторы

Гидромотор - это объемный гидродвигатель вращательного действия.

Также, как и насос, гидромотор характеризуется величиной рабочего объема V_0.

Идеальный расход жидкости через гидромотор:

$$Q_И = V_0 \cdot n \qquad (1.6)$$

Действительный расход жидкости через гидромотор больше, потому что в отличие от насоса протечки жидкости через зазоры направлены в ту же сторону, что и основной поток.

$$Q = \frac{Q_И}{\eta_0} \text{ или } Q_И = Q \cdot \eta_0 \qquad (1.7)$$

Частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q_И}{V_0} \qquad (1.8)$$

Падение давления в гидромоторе

$$\Delta p_Д = p_1 - p_2 \qquad (1.9)$$

где p1 - давление на входе;

p2 - давление на выходе.

Мощность, потребляемая гидромотором из потока:

$$N = \Delta p_Д \cdot Q \qquad (1.10)$$

К.П.Д. гидромотора:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{ГМ} \qquad (1.11)$$

где ηГМ - гидромеханический кпд.

Момент на валу:

$$M_К = \frac{V_0 \cdot \Delta p_Д \cdot \eta_{ГМ}}{2 \cdot \pi} \qquad (1.12)$$

Полезная мощность гидромотора:

$$N_{ПОЛ} = N \cdot \eta_{ГМ} = \Delta p_Д \cdot Q \cdot \eta_{ГМ} = \frac{V_0 \cdot n}{\eta_0} \cdot \Delta p_Д \cdot \eta_{ГМ} \qquad (1.13)$$

1.6 Общие свойства объемных гидромашин

К общим свойствам объемных насосов и гидродвигателей, которые обусловлены их принципом действия и отличающие их от динамических насосов, относят:

- Цикличность рабочего процесса и связанную с ней порционность и неравномерность подачи. Данное свойство является существенным недостатком объемных насосов. Эти насосы нагнетают жидкость отдельными объемами (порциями). Число таких порций за один оборот вала зависит от конструкции насоса — числа рабочих камер и кратности их работы, но всегда подача объемного насоса носит в той или иной степени пульсирующий характер. По характеру движения рабочего органа все объемные насосы разделяются на две группы: возвратно-поступательные (поршневые) и роторные.

Возвратно-поступательные насосы имеют два отличия, которые во многом определяют их свойства и параметры. Первым из них является неподвижность рабочей камеры относительно корпуса насоса. Второе отличие

— наличие впускного и выпускного клапанов, которые служат для соединения рабочей камеры с полостями всасывания и нагнетания.

Роторные насосы имеют подвижные рабочие камеры, и у них отсутствуют клапаны. Соединение этих камер с полостями всасывания и нагнетания обеспечивается за счет их переноса от одной полости к другой и обратно.

- Герметичность насоса, т.е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего. Так как практически у всех объемных насосов рабочая камера в любой момент времени соединена или с полостью всасывания, или с полостью нагнетания, то эти полости всегда изолированы друг от друга. Поэтому всасывающий и напорный трубопроводы также разделены;

- Самовсасывание - способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости до уровня расположения насоса (высота всасывания жидкости при этом не может быть больше предельно допустимой). Указанное свойство реализуется за счет герметичности, которая позволяет обеспечить значительное разрежение во всасывающей полости насоса. Это приводит к подъему жидкости во всасывающем трубопроводе перед началом нагнетания;

- Независимость давления, создаваемого насосом, от скоростей движения его рабочего органа и жидкости. Следует также отметить, что эти насосы не требуют высоких скоростей для получения больших давлений и могут перекачивать жидкости существенно большей вязкости, чем динамические насосы.

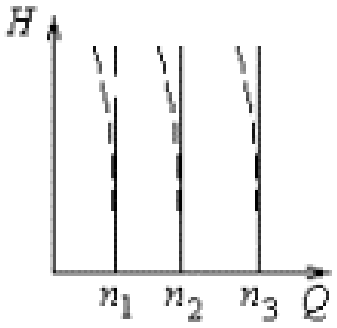


Рисунок 1.3 - Напорные характеристики

Несмотря на глубокие конструктивные различия их напорные характеристики, при постоянном числе оборотов рабочего вала, имеют одинаковый вид. Из графика видно, что теоретическая подача объемного насоса не зависит от создаваемого им напора. Другими словами, обладая постоянной подачей, эти насосы теоретически способны развивать любые напоры, значения которых зависят только от характеристик сетей, на которые они работают.

Напор насоса $H_н$ - отношение давления насоса к удельному весу жидкости.

Чем круче характеристика сети, тем выше будет располагаться рабочая точка, тем большее давление создает насос, проталкивая то же количество жидкости. Из этого следует, что объемные насосы нельзя регулировать с помощью дросселя.

Действительная подача насоса зависит в некоторой степени от давления (пунктирные линии на рисунке), так как с его ростом увеличиваются объемные потери.

- Жесткость характеристики, т. е. независимость подачи от величины давления (в идеальном случае);

1.7 Статические характеристики объемных насосов

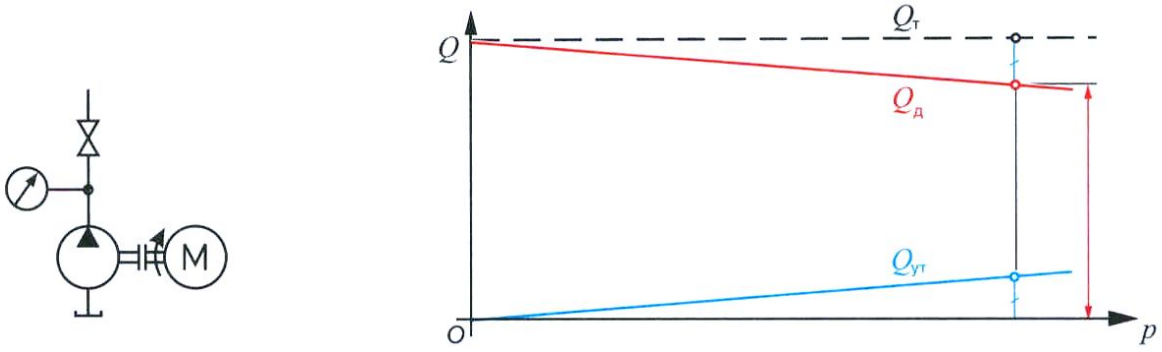


Рисунок 1.4 - Характеристики нерегулируемых объемных насосов

Статической характеристикой объемных насосов называют зависимость подачи насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения приводного вала. Поскольку теоретическая (идеальная) подача

нерегулируемого объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид горизонтальной прямой Q_T (рисунок 1.4).

Действительная подача насоса отличается от теоретической на величину перетечек (внутренних утечек) рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями насосов, образующими рабочие камеры — из полости нагнетания в полость всасывания, т.е.

$$Q_Д = Q_T - Q_{УТ} \qquad (1.14)$$

Поскольку уплотняющие зазоры в насосах малы и протяженны, а вязкость рабочей жидкости обычно значительна, то режим ее течения в этих зазорах, как правило, ламинарный. Поэтому при не очень высоких давлениях утечки будут возрастать прямопропорционально росту давления.

Отсюда следует, что реальная характеристика объемного насоса имеет вид наклонной прямой, причем, чем более совершенен насос, тем угол наклона меньше (тем больше «жесткость» характеристики). Сравнивая характеристику насоса, которая приводится в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

Из приведенной на рисунок 1.4 характеристики следует, что подача насоса может стать равной нулю при значениях давления близких к бесконечности. Другими словами, если напорную линию насоса полностью перекрыть, т.е. обеспечить условие $Q_Д = 0$, то давление в ней может вырасти практически до бесконечности, что непременно приведет к разрыву трубопровода, либо к разрушению деталей насоса. Во избежание этого, все насосные установки снабжают предохранительными клапанами (рисунок 1.5), которые начинают сбрасывать часть рабочей жидкости обратно в бак, при достижении давления в напорной линии некоторого предельно допустимого значения. Клапан может быть встроен в корпус насоса, или устанавливается отдельно.

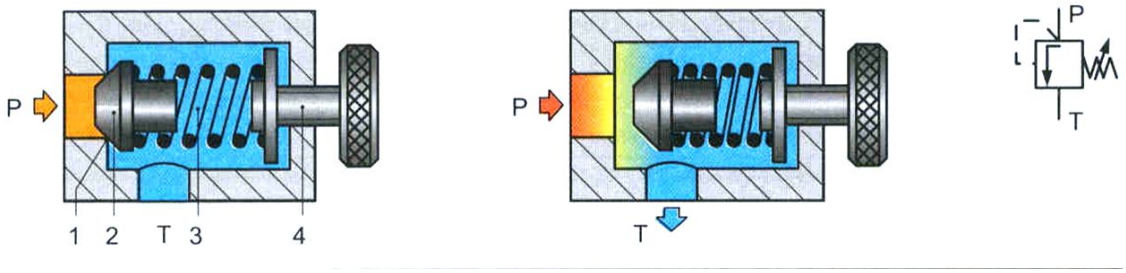


Рисунок 1.5 - Принцип действия предохранительного клапана

В нормальном состоянии запорно-регулирующий элемент - конический клапан 2 - прижат к седлу 1 пружиной 3, величина усилия которой настраивается посредством регулировочного винта 4.

Пока давление насоса $p_H < p_0 = F_{пр0} / A_{кл}$ (где $F_{пр0}$ - сила пружины при закрытом клапане; $A_{кл}$ - площадь отверстия, перекрываемого клапаном), клапан закрыт. При повышении давления на входе в клапан выше значения p0, определяемого настройкой пружины 3, конический клапан 2 начинает отходить от седла 1, обеспечивая сброс части рабочей жидкости в бак. Степень открытия клапана увеличивается с увеличением давления на его входе. Когда величина давления в напорной линии насоса упадет ниже номинального значения срабатывания клапана, он закрывается.

Характеристика объемного насоса с установленным параллельно предохранительным клапаном, показана на рисунок 1.6.

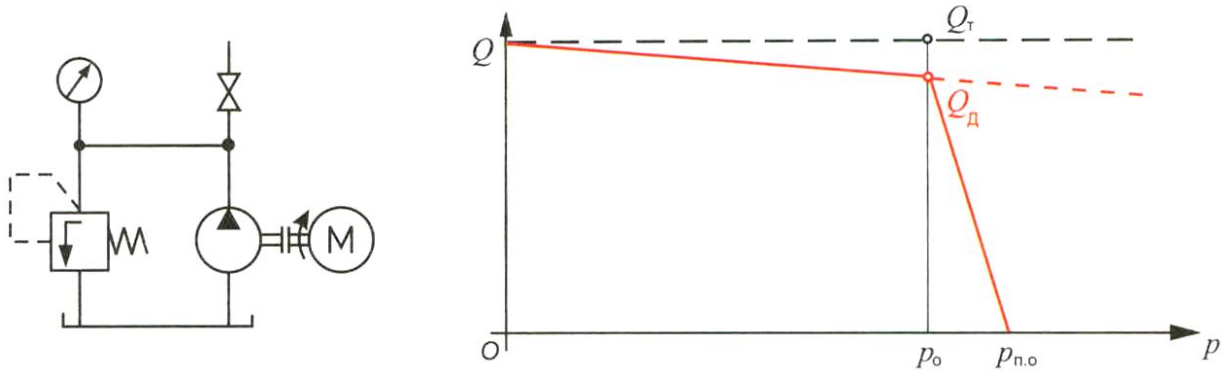


Рисунок 1.6 - Характеристика объемного насоса с предохранительным клапаном

При давлении насоса $p_H < p_0$, предохранительный клапан закрыт и характеристика насоса с клапаном совпадает с характеристикой собственно насоса. При давлениях $p_H > p_0$ часть подачи переливается через клапан, характеристика резко «заваливается» вниз (эту часть характеристики приблизительно можно представить тоже в виде прямой линии). При достижении давления полного открытия предохранительного клапана $p_{п.о.}$, вся подача насоса через клапан поступает в бак. Очевидно, что такой способ регулирования подачи неэкономичен, поскольку часть мощности, развиваемой насосом (а в точке $p_{п.о.}$ вся мощность), теряется в клапане.

Почти такую же по виду характеристику имеют насосы с регулируемой подачей (рисунок 1.7).

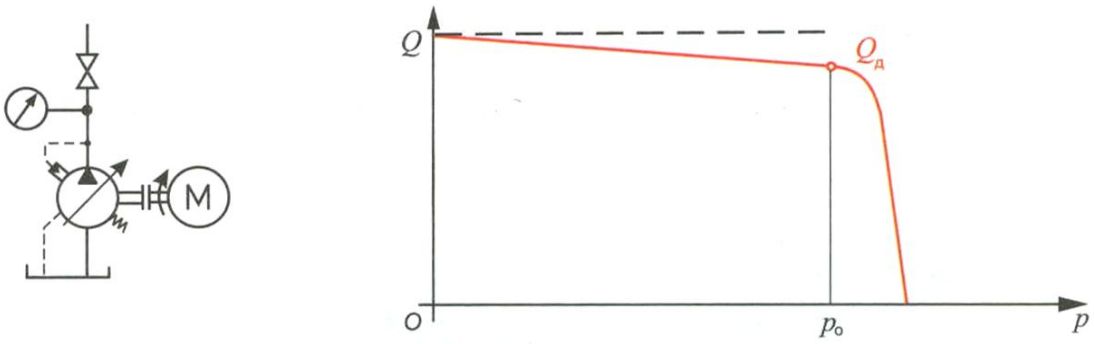


Рисунок 1.7 - Характеристика объемного насоса с регулируемой по давлению подачей

С точки зрения расхода энергии, такой способ регулирования подачи является более экономичным. Если потребитель не расходует жидкость, то давление на выходе насоса возрастает, рабочий объем насоса уменьшается, что сопровождается уменьшением подачи вплоть до полного ее прекращения. При этом потребляемая насосом мощность становится минимально возможной.

1.8 Классификация насосов

1.8.1 Шестеренные насосы

Шестеренные насосы, являясь нерегулируемыми, отличаются простотой конструкции, малыми габаритами и весом. В качестве вытеснителей в них используются две цилиндрические шестерни, находящиеся в зубчатом

зацеплении. В зависимости от вида зацепления шестерен, различают насосы с внешним (рисунок 1.8) и внутренним зацеплением (рисунок 1.9).

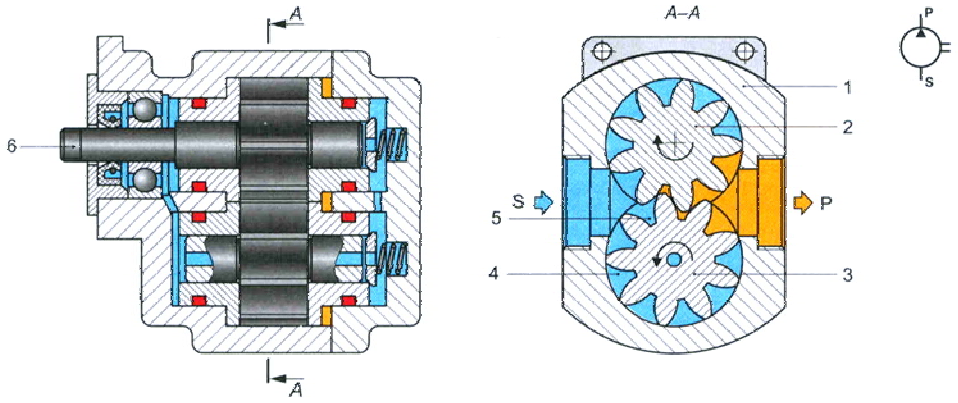


Рисунок 1.8 - Шестеренный насос с внешним зацеплением

Насос с внешним зацеплением состоит из корпуса 1, в котором находятся в зацеплении две одинаковые шестерни 2 и 3. Одна из них (2) является ведущей и приводится во вращение валом 6, связанным муфтой с валом приводного электродвигателя. Вторая шестерня (3) является ведомой, так как ее вращает за счет зубчатого зацепления ведущая шестерня 2.

При вращении шестерен 2 и 3, когда зубья выходят из зацепления объем камеры 5 увеличивается, давление в полости S уменьшается и происходит всасывание жидкости. Жидкость, попавшая во впадины между зубьями 4, перемещается по радиусу внутренней поверхности корпуса 1 и, наконец, вытесняется входящими в зацепление зубьями в нагнетательную полость Р.

При малых зазорах в зубчатом зацеплении возможно образование полости с защемленным объемом рабочей жидкости, что может привести к резкому увеличению давления и радиальной силы, действующей на оси и валы насоса. Для устранения резкого роста давления (компрессии жидкости) предусматривают каналы во впадинах шестерен, на боковых крышках и на нерабочих поверхностях зубьев (для нереверсивных насосов). При изменении направления вращения ведущей шестерни направление нагнетания жидкости также меняется на противоположное. Недостатком шестеренных насосов с

внешним зацеплением является большая пульсация (неравномерность) подачи и обусловленный ею довольно высокий уровень шума.

Насосы с внутренним зацеплением шестерен имеют достаточно низкий уровень шума и практически избавлены от пульсаций давления. Это обусловлено большим углом зоны зацепления зубьев и меньшей скоростью изменения объема рабочих камер. Они имеют меньшие габариты, чем насосы с внешним зацеплением, но являются конструктивно более сложными (рисунок 1.9).

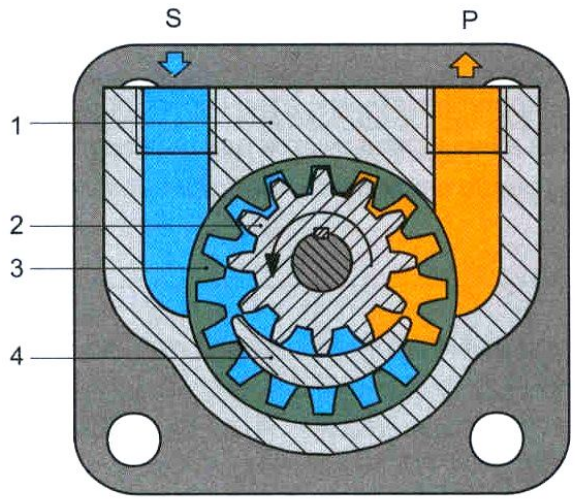


Рисунок 1.9 - Шестеренный насос внутреннего зацепления

В насосе с внутренним зацеплением внутренняя шестерня 2 является ведущей и вращает в том же направлении внешнюю шестерню 3. Свободные от зацепления межзубные впадины заполняются жидкостью из полости всасывания S. Далее в образованных шестернями и корпусом 1 замкнутых камерах жидкость переносится в полость нагнетания P.

В полости нагнетания зубья шестерен вновь входят в зацепление, тем самым не позволяя жидкости перетекать из полости нагнетания в полость всасывания. Серповидный сегмент 4, с которым почти плотно контактируют одновременно обе шестерни, является конструктивным элементом насоса, разделяющим всасывающую и нагнетательную полости.

Рабочий объем шестеренного насоса, см3, определяют по следующей формуле:

$$V_0 = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot 10^{-6} \qquad (1.15)$$

где m —модуль зубчатого зацепления, мм;

Z — число зубьев шестерни;

b — ширина венца шестерни, мм

Шестеренные насосы относятся к группе нерегулируемых насосов (параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса являются величинами постоянными). Невозможность регулирования подачи у шестеренных насосов компенсируется их приспособленностью для соединения друг с другом при создании насосных агрегатов.

1.8.2 Винтовые насосы

Винтовые насосы представляют собой одну или несколько пар зацепляющихся, параллельно расположенных винтов со специальным профилем нарезки, размещенных с малыми зазорами в расточках корпуса. Наиболее распространены трехвинтовые насосы с двухзаходными винтами, устройство которых рассмотрим на примере конструкции, представленной на рисунке 1.10.

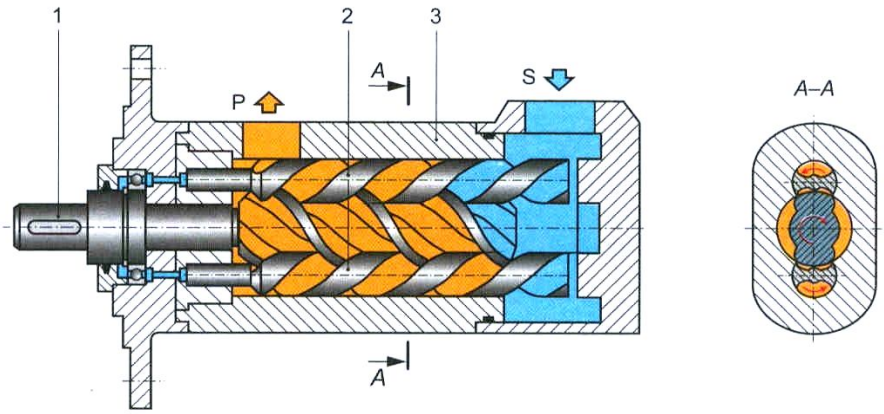


Рисунок 1.10 - Винтовой насос

Центральный ведущий винт, выполненный заодно с приводным валом 1 и два боковых ведомых винта 2 имеют профили нарезки, посредством которых, зацепляясь, обкатываются друг относительно друга, образуя с поверхностями

расточек в корпусе 3 герметически отделенные от всасывающего S и нагнетательного P каналов камеры. Эти камеры при вращении винтов переносятся вдоль их осей из зоны всасывания в зону нагнетания, где жидкость вытесняется боковыми поверхностями винтов. Благодаря такому принципу действия, насос создает очень плавную, без пульсаций подачу жидкости и малый уровень шума.

Ведомые винты вращаются под действием сил давления жидкости и не нагружаются крутящим моментом, а весь качающий узел хорошо уравновешен. Поэтому винтовые насосы отличаются большой долговечностью и способны работать с высокими частотами вращения.

К недостаткам винтовых насосов относят: невозможность регулирования их рабочего объема, трудность агрегатирования друг с другом, и худшие, чем у других насосов, массо-габаритные показатели.

1.8.3 Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы, как и шестеренные, относятся к числу так называемых роторных насосов — объемных насосов, в которых вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей относительно статора.

Часть роторного насоса, вращаемая непосредственно приводным валом, называется ротором. Статором называют неподвижную часть насоса — корпус, имеющий приемную (всасывающую) и выходную (напорную) полости.

На рисунке 1.11 представлена полуконструктивная схема пластинчатого насоса с нерегулируемым рабочим объемом.

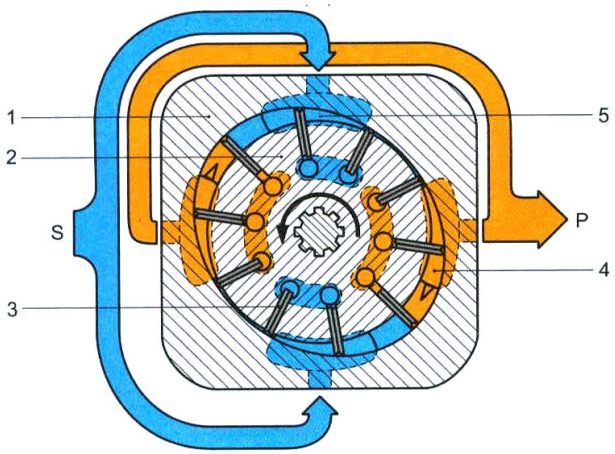


Рисунок 1.11 - Полуконструктивная схема пластинчатого нерегулируемого насоса двукратного действия

Насос состоит из статора 1, во внутренней расточке которого (в плоскости рисунка она имеет форму овала) расположен ротор 2, в радиальных пазах которого установлены пластины (вытеснители) 3. На боковых стенках корпуса насоса имеются окна 5 и 4, сообщающиеся соответственно с всасывающими (S) и напорными (P) линиями, условно показанные на схеме в виде наружных подводов.

При вращении ротора 2 подвижные пластины 3 постоянно прижимаются к внутренней поверхности статора 1 под действием центробежных сил, а в зоне нагнетания также давлением масла и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в направляющих пазах.

Пространство между рабочими поверхностями статора, ротора, двух соседних пластин и боковых стенок корпуса образует рабочие камеры насоса, объем которых при вращении ротора изменяется. При прохождении окон всасывания 5 рабочие камеры увеличиваются и наполняются жидкостью, т.е. осуществляется процесс всасывания. Проходя окна нагнетания 4, рабочие камеры уменьшаются, и находящаяся в них жидкость вытесняется на выход из насоса в напорную линию, осуществляется процесс нагнетания.

Поскольку зоны нагнетания и всасывания расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные силы, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

В зависимости от того, сколько раз за один оборот ротора происходит всасывание и нагнетание, различают насосы однократного и двукратного действия.

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия, см3, определяется как сумма объемов всех его рабочих камер:

$$V_0 = 2b \cdot (R - r) \cdot [n \cdot (R + r) - j \cdot z] \cdot 10^{-6}$$

(1.16)

где R и r— максимальный и минимальный радиус расточки статора, мм;

b — ширина статора, мм;

j — толщина пластины, мм;

z — число пластин.

В пластинчатых насосах однократного действия движение пластин ограничивается статором с цилиндрической внутренней расточкой. Изменение объемов рабочих камер происходит за счет эксцентричного расположения статора и ротора насоса. Изменяя величину эксцентриситета, можно регулировать рабочий объем, а, следовательно, и подачу пластинчатого насоса однократного действия при неизменном числе оборотов приводного двигателя (рисунок 1.12).

В пластинчатых насосах однократного действия с регулируемым рабочим объемом статор выполняют в виде подвижного в поперечном направлении (относительно оси приводного вала) кольца 3, которое с одной стороны опирается на упор 2 и с другой стороны поджимается в эксцентричное относительно ротора 4 положение пружиной 6. Предварительная настройка максимального эксцентриситета (максимальной подачи насоса) производится с помощью упора 2. В процессе работы насоса статорное кольцо 3, опирающееся на неподвижную 5 и подвижную 8 опоры, может перемещаться в поперечном направлении, изменяя эксцентриситет относительно ротора 4. Смещая статор в

направлении уменьшения эксцентриситета, можно изменять подачу насоса от Q_{max} до 0.

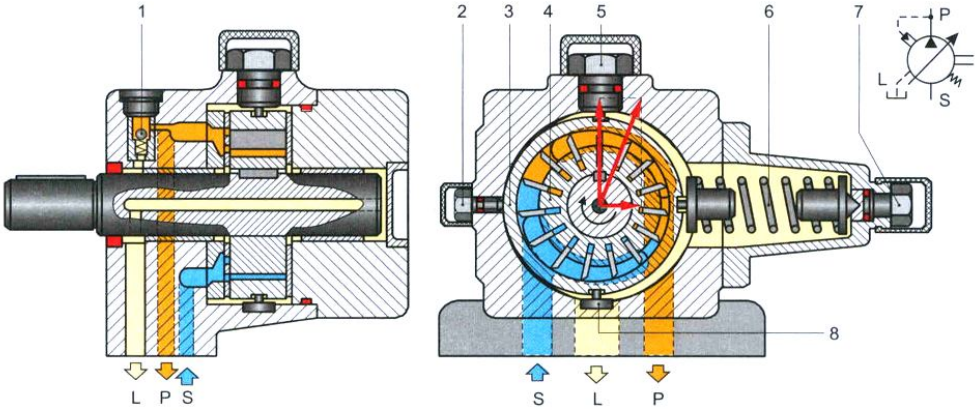


Рисунок 1.12 - Пластинчатый насос однократного действия с регулируемым рабочим объемом

Давление с напорной стороны действует на внутреннюю поверхность статора 3, при этом возникает горизонтальная составляющая сила, действующая в направлении пружины 6, усилие которой регулируется винтом 7. Таким образом, максимальное давление, развиваемое насосом, настраивается винтом 7.

Если потребитель не расходует жидкость, то давление на выходе насоса начинает возрастать, при этом статор 3 перемещается в сторону пружины 6, что сопровождается уменьшением эксцентриситета и, следовательно, снижением подачи насоса вплоть до минимального значения, равного значению внутренних утечек в насосе.

Принцип работы данного типа насоса тот же, что и в описанном выше нерегулируемом насосе. Для отвода внутренних утечек из зоны высокого давления предусмотрен дополнительный канал L, наряду с каналами всасывания S и нагнетания P.

Недостатком пластинчатых насосов является наличие большего количества деталей и большего числа мест трения, что приводит к их большему износу. Повышаются требования и к качеству очистки рабочей жидкости.

Несомненным достоинством пластинчатых насосов является плавность подачи и низкий уровень шума.

1.8.3 Радиально-поршневые насосы

Отличительной чертой радиально-поршневых насосов является расположение поршней в одной плоскости, перпендикулярной оси приводного вала. Движение поршней происходит в радиальном направлении.

На рисунке 1.13 представлен радиально-поршневой самовсасывающий насос с клапанным распределением (имеется в виду распределение циклов всасывания и нагнетания жидкости).

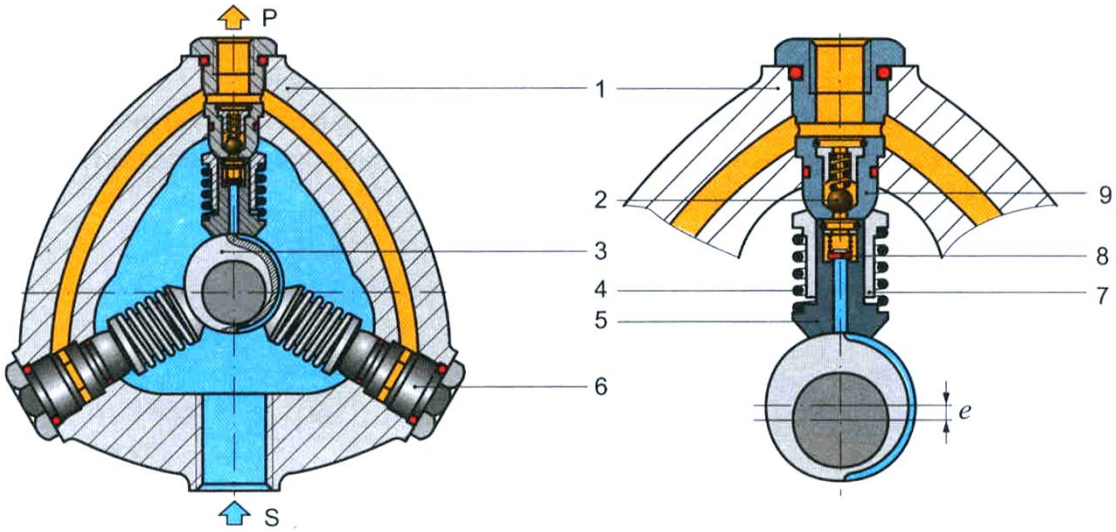


Рисунок 1.13 - Радиально-поршневой насос с клапанным распределением

Насос состоит из корпуса 1, приводного вала 3, имеющего эксцентрическую шейку (кулачок) в зоне трех качающих узлов 6, каждый из которых включает в себя поршень 5, всасывающий клапан 8 и нагнетательный клапан 2. Сферическая головка 9 закреплена в корпусе 1. Поршень 5 через цилиндрическую опорную поверхность опирается на шейку вала 3, при этом пружиной 4 обеспечивается постоянный контакт между втулкой 7 и сферической головкой 9. Рабочие камеры насоса образуются поверхностями поршней 5 втулок 7 и сферических головок 9.

При вращении кулачка каждый поршень совершает за один оборот вала два хода: один — вверх, другой — вниз. Всасывание осуществляется при

движении поршня вниз. При этом объем рабочей камеры увеличивается, открывается всасывающий клапан 8 и жидкость через канавку на поверхности кулачка поступает в рабочую камеру.

Нагнетание происходит при дальнейшем повороте кулачка, но уже при движении поршня вверх: клапан 8 прижимается к уплотнительной кромке, жидкость в рабочей камере сжимается и открывается напорный клапан 2 в сферической головке 9. Жидкость под давлением поступает в круговой канал, соединяющий качающие узлы и далее на выход насоса.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса, см3, определяют по следующей формуле:

$$V_0 = A_П \cdot h \cdot z \cdot m \cdot 10^{-3} \qquad (1.17)$$

где АП — площадь поршня, мм2;

h — полный ход поршня, мм, $h = 2 \cdot e$;

e — эксцентриситет, мм;

z — количество поршней;

m — количество циклов всасывания-нагнетания за один оборот кулачка (вала).

В рассмотренной выше конструкции m = 1, однако, существуют многотактные радиально-поршневые насосы, в которых качающие узлы за один оборот вала могут совершать несколько рабочих ходов.

Поскольку в радиально-поршневых насосах поршни взаимодействуют с выполненным как единое целое с приводным валом кулачком, регулирование подачи в них не может осуществляться изменением рабочего хода поршней. Регулирование подачи в них осуществляется за счет того, что рабочие камеры в течение некоторой величины хода поршней при нагнетании, или даже в течение всего хода нагнетания, остаются сообщенными с всасывающей линией посредством принудительно удерживаемых в открытом состоянии всасывающих, или специальных сливных клапанов.

1.8.4 Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневые насосы являются насосами роторно-поршневого типа с аксиальным расположением поршней в цилиндрах, когда продольные оси цилиндров параллельны друг другу и оси вращения ротора. Рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров.

Различают аксиально-поршневые насосы двух типов: с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров. У насосов с наклонным диском ось приводного вала и ось вращения ротора совпадают, а у насосов с наклонным блоком эти оси расположены под углом друг к другу.

На рисунке 1.14 представлен аксиально-поршневый насос с наклонным диском.

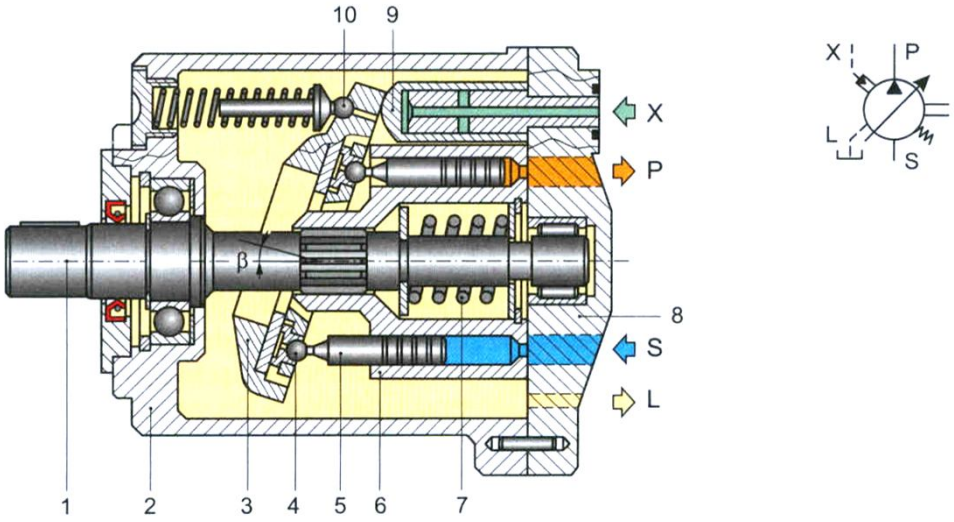


Рисунок 1.14 - Аксиально-поршневой гидронасос с наклонным диском

В корпусе 2 расположен блок цилиндров 6, шлицами соединенный с приводным валом 1 и поджатый пружиной 7 к крышке 8. В расточках блока цилиндров 6 размещены поршни 5, опирающиеся на наклонный диск 3 через шаровые шарниры 4.

При вращении вала 1 приходит во вращение и блок цилиндров 6 (ротор). Поскольку опорная поверхность диска 3 расположена под углом β к оси вращения приводного вала 1, поршни 4 осуществляют сложное движение: вращаются вместе с ротором 6 и одновременно совершают в цилиндрах ротора

возвратно-поступательные движения. При этом последовательно происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости через торцевые окна и каналы S и P, выполненные в крышке 8.

Насосы, у которых наклонный диск имеет неизменный угол наклона, называются насосы с нерегулируемой подачей. В регулируемых насосах подача может быть изменена путем изменения рабочих ходов поршней 5, которые зависят от угла β наклона диска 3. При максимально допустимом угле наклона диска насос обеспечивает максимальную подачу, а при перпендикулярном его расположении относительно оси вращения вала 1, подача насоса становится равной нулю.

Для изменения угла наклона диска обычно применяют механические или гидравлические установочные механизмы, которые могут приводиться в действие механическим, электрическим или гидравлическим способом.

В аксиально-поршневом насосе применен гидравлический способ регулирования подачи. С этой целью в конструкцию введен управляющий поршень 9, который при подаче давления управления в канал X передает усилие на подпружиненную опору 10 и, смещая ее, меняет угол наклона диска 3. Возможные утечки жидкости из рабочих цилиндров осуществляются через дренажный канал L.

Насосы с наклонным блоком цилиндров также выпускаются в регулируемом и нерегулируемом исполнении (рисунок 1.15).

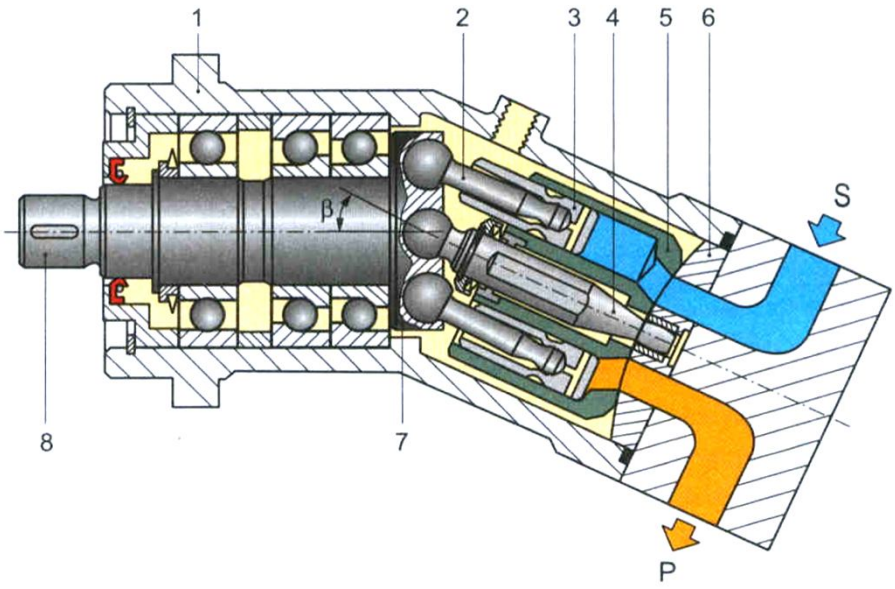


Рисунок 1.15 - Нерегулируемый аксиально-поршневой гидронасос с наклонным блоком цилиндров

В аксиально-поршневых насосах с наклонным блоком цилиндров оси приводного вала 8 и блока цилиндров 5 расположены в корпусе 1 под некоторым углом р, а поршни 3 связаны с диском 7 посредством толкателей 2 со сферическими шарнирами.

Вращательное движение приводного вала 8 передается на блок цилиндров 5 через толкатели 2 и поршни 3, при этом блок цилиндров центрируется относительно распределительного диска 6 с помощью оправки 4. Поршни 3 движутся относительно блока цилиндров 5 возвратно-поступательно, обеспечивая всасывание рабочей жидкости из линии всасывания S и нагнетание ее в линию Р.

Максимально допустимый угол наклона диска ограничивается возможностью деформации поршня под действием боковых сил и не превышает 20 ...25°.

Рабочий объем аксиально-поршневых насосов, см3, определяют по следующей формуле:

$$V_0 = A_П \cdot h \cdot z \cdot 10^{-3} = \left(\pi d^2 / 4\right) \cdot \left(D \cdot tg\beta\right) \cdot z \cdot 10^{-3} \qquad (1.18)$$

где Ап - площадь поршня, мм2;

d - диаметр поршня, мм;

h - максимальный ход поршня, мм;

D - диаметр окружности блока цилиндров, мм;

P - угол наклона диска (блока цилиндров);

Z - количество поршней.

Возможность регулирования подачи и изменения ее направления путем изменения направления наклона диска является одним из основных преимуществ насосов данного типа.

2 Рабочие жидкости используемые в гидросистемах

Гидравлические жидкости (рабочие жидкости) используются в гидроприводах для передачи сил и движений.

Многочисленные возможности и области применения гидроприводов требуют от рабочих жидкостей различных эксплутационных свойств.

Поскольку никакая из жидкостей не может удовлетворить всем требованиям одновременно, подбирают наиболее подходящую жидкость для конкретных случаев применения. Только таким образом можно обеспечить безопасную и экономичную эксплуатацию.

Таблица 2.1 Области применения гидроприводов и рабочих жидкостей

Область применения	Применяемые рабочие жидкости *)	Максимальное рабочие давление, бар	Температура окружающей среды, °С	Место эксплуатации
Транспортное машиностроение	1·2·3	250	-40 до +60	внутри и снаружи
Мобильные машины	1·2·3	315	-40 до +60	внутри и снаружи
Специальный подвижный состав	1·2·3·4	250	-40 до +60	внутри и снаружи
Сельскохозяйственные и заготовительные машины	1·2·3	250	-40 до +50	внутри и снаружи
Судостроение	1·2·3	315	-60 до +60	внутри и снаружи
Самолетостроение	1·2·5	210(280)	-65 до +60	внутри и снаружи
Подъемно-транспортное оборудование	1·2·3·4	315	-40 до +60	внутри и снаружи
Станкостроение	1·2	200	18 до 40	внутри
Прессостроение	1·2·3	630	18 до 40	преимущественно внутри
*)1 - минеральные масла; 2 - синтетические рабочие жидкости; 3 - экологически чистые рабочие жидкости; 4 - вода, HFA, HFB; 5 - специальные				

2.1 Требования к жидкостям

2.1.1 Смазывающие и антиизносные характеристики

Рабочие жидкости должны образовывать на всех движущихся частях постоянно присутствующую масляную пленку. Масляная пленка может разрушаться из-за высокого давления, недостаточного подвода масла, его низкой вязкости, медленных или чрезмерно быстрых скоростей скольжения. В результате появляются задиры и нарушение стандартных допусков. которые, например, для гидрораспределителей находятся в диапазоне 8-10 мкм.

Наряду с износом из-за задиров, возможен также износ в результате усталости и коррозии.

– Износ вследствие истирания возникает при использовании загрязненных или недостаточно отфильтрованных рабочих жидкостей (загрязнения в виде твердых частиц, металла, шлака, песка, и т.д., которые проникают между соприкасающимися деталями). При высоком значении скорости потока износ могут вызывать и чужеродные вещества, захваченные жидкостью.

– Усталостный износ вызывают кавитационные процессы в жидкости. Также в следствии присутствия воды в рабочей жидкости.

– Во время длительных простоев гидроприводов и применения неподходящих рабочих жидкостей может появиться коррозийный износ. Фактор влажности вызывает появление коррозии на поверхностях скольжения, что ведет к усиленному износу гидравлических компонентов.

2.1.2 Вязкость

Вязкость является важнейшей характеристикой при выборе рабочей жидкости.

Вязкость позволяет определить, будет ли рабочая жидкость при заданной температуре текучая или густая, будет ли трение между слоями жидкости незначительным или большим.

В системе СИ вязкость измеряется в $мм^2/с$, она изменяется с изменением температуры. Зависимость вязкости от температуры на графике с двойным логарифмическом масштабом по оси вязкости выглядит в виде прямой линии.

Для определения областей применения гидропривода важно принимать во внимание указанные в документации изготовителей компонентов допустимые границы изменения вязкости.

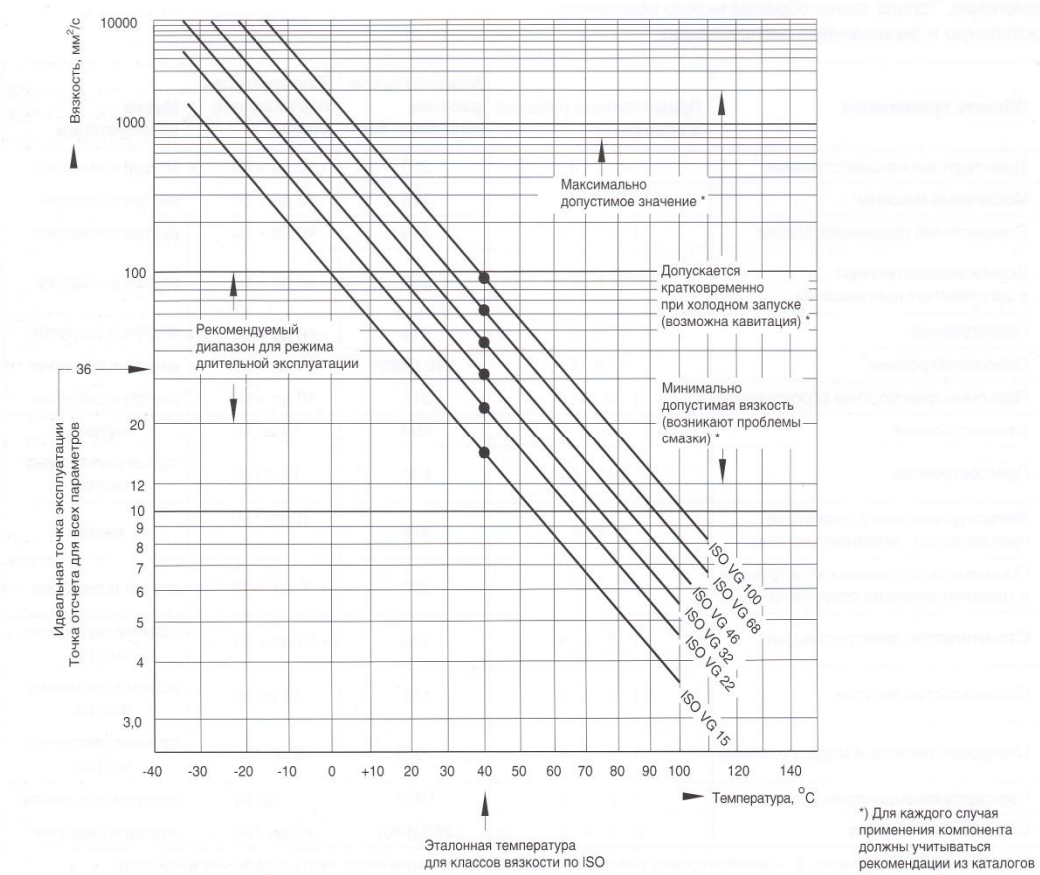


Рисунок 2.1 - Диаграмма зависимости вязкости от температуры с границами областей применения для гидроприводов

2.1.3 Индекс вязкости

При колебаниях температуры даже в больших пределах рабочая жидкость не должна становиться "слишком тягучей или слишком слишком густой", т.к. при этом изменяются условия дросселирования, и, следовательно, - скорость движения гидродвигателей.

Индекс вязкости - это относительная величина, показывающая степень изменения вязкости масла в зависимости от температуры в градусах Цельсия и определяющая пологость кривой кинематической вязкости от температуры.

Индекс вязкости определяется в соответствии со стандартом DIN ISO 2909. Жидкость с наилучшим индексом вязкости характеризуется более пологим углом наклона на диаграмме зависимости от температуры.

Рабочие жидкости с высоким индексом вязкости необходимы для применения, прежде всего, в условиях больших температурных перепадов, например в гидроприводах мобильных машин, автомобилей и самолетов.

2.1.4 Зависимость вязкости от давления

Вязкость рабочих жидкостей изменяется при повышении давления. При давлениях свыше 200 бар это обстоятельство необходимо учитывать в процессе проектирования гидропривода. При давлении около 400 бар вязкость уже удваивается.

2.1.5 Совместимость с различными материалами

Рабочие жидкости должны хорошо совмещаться с другими используемыми в гидроприводах материалами, например, для подшипников, уплотнений, окраски и т.д.

2.1.6 Стабильность сдвигов

В процессе дросселирования в гидроаппаратах рабочая жидкость механически нагружается: поток жидкости "срезается". Этот процесс ограничивает срок службы рабочей жидкости.

Если в рабочую жидкость введены присадки, улучшающие индекс вязкости, ее чувствительность к срезу увеличивается. Допустимая нагрузка на срез в гидроаппаратах и насосах приводит к временному падению вязкости, которая, однако, затем снова нормализуется. Если же напряжение среза приводит к разрушению присадок, предшествующее значение вязкости более не восстанавливается. Это приводит к постоянному снижению вязкости.

2.1.7 Термическая стабильность

В процессе эксплуатации гидропривода рабочая жидкость может нагреваться (по возможности не выше 80°C). При остановке жидкость снова охлаждается. Такие повторяющиеся процессы оказывают влияние на срок службы рабочей жидкости. В этой связи многие гидроприводы оснащаются

теплообменниками - устройствами нагрева и охлаждения, которые поддерживают эксплуатационную температуру на постоянном уровне.

При этом достигается стабилизация вязкости и увеличение срока службы рабочей жидкости. Отрицательным аспектом являются высокие расходы на установку/приобретение теплообменников и высокие эксплутационные расходы (электроэнергия для нагрева и вода/воздух для охлаждения).

2.1.8 Антиокислительная стабильность

На процесс старения минеральных масел оказывают влияние его взаимодействие с кислотами (окисление), нагрев, воздействие света и катализ. Повышенное поглощение кислорода, кроме того, активизирует коррозионные процессы в элементах конструкции. Минеральные масла с высоким уровнем сопротивляемости старению содержат ингибиторы окисления, которые предотвращают быстрое поглощение кислорода.

Медь, свинец, бронза, латунь и сталь имеют особенно высокий каталитический эффект и влияют на срок службы рабочей жидкости.

Эти материалы или их комбинации применяются в гидравлических компонентах.

2.1.9 Незначительная сжимаемость

Находящийся в рабочей жидкости воздух определяет ее степень сжатия. Это оказывает влияние на точность позиционирования гидроприводов. В процессе управления гидроприводами без обратной связи или с обратной связью сжимаемость снижает быстродействие. Если большие объемы находящиеся под давлением, быстро разгружаются, возникают удары в гидросистеме.

Сжимаемость - свойство жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия βp, который выражает относительное изменение объема жидкости $V0$, отнесенное к единице давления p и определяется по формуле

$$\beta p=(-dV/V0)\cdot(1/dp) \qquad (2.1)$$

Коэффициент объемного сжатия зависит от типа жидкости, увеличивается с ростом температуры и уменьшается с повышением давления.

В качестве контрольной величины для минеральных масел при теоретических расчетах можно принимать коэффициент сжимаемости от 0,7 до 0,8 % на каждые 100 бар. Для воды этот коэффициент составляет 0,45% на каждые 100 бар.

Сжимаемость значительно возрастает, если вместе с жидкостью перемещаются воздушные пузырьки. Из-за ошибок в выборе размеров бака, его конструкции или варианта подключения трубопроводов может быть затруднено отделение воздуха (деаэрация) от рабочей жидкости, что приводит к значительному ухудшению коэффициента сжимаемости. Дальнейшие негативные последствия - появления шума, резких движений и сигнального нагрева в гидросистеме (эффект Дизеля).

Под эффектом Дизеля понимают самовоспламенение воздушно-газовой смеси. Если минеральное масло, содержащее много мелких воздушных пузырьков, быстро сжимается в условиях высокого давления, пузырьки нагреваются так сильно, что может возникнуть эффект самовоспламенения. Таким образом, возникает высокое местное давление и повышение температуры, которые могут повредить уплотнения гидравлических компонентов. При этом также снижается срок службы рабочей жидкости.

2.1.10 Незначительное тепловое расширение

Если рабочая жидкость нагревается в условиях атмосферного давления, ее объем увеличивается. Когда в гидросистеме имеются большие заполняемые объемы, необходимо принимать во внимание эксплуатационные температуры.

Пример:

Объем минерального масла увеличивается на 0,7% на каждые 10 °C повышения температуры.

2.1.11 Малое пенообразование

Воздушные пузырьки, всплывающие в баке на поверхность, образуют пену. Процесс пенообразования может быть минимизирован путем правильной установки сливных линий в баке и оптимизации его конструкции, например за счет установки соответствующих перегородок. Минеральные масла содержат химические присадки, уменьшающие пенообразование. Склонность к

пенообразованию возрастает в результате старения рабочей жидкости, ее загрязненности и наличия конденсата.

Если насос засасывает вспененное масло, это может привести к серьезным неисправностям в гидросистеме и к быстрому отказу насоса.

2.1.12 Малое поглощение воздуха и его хорошее отделение

Рабочая жидкость должна по возможности меньше поглощать и транспортировать воздух и с другой стороны - хорошо отдавать захваченный воздух. На эти способности оказывают позитивное влияние соответствующие химические присадки. Отделение воздуха или степень аэрации определяется в соответствии со стандартом DIN 51381.

Способность отделения воздуха ухудшается с повышением температуры рабочей жидкости.

2.1.13 Высокая точка кипения и низкое давление пара

Чем выше точка кипения применяемой рабочей жидкости, тем выше может эксплуатационная температура гидропривода.

Чем ниже давление насыщенного пара, тем шире диапазон рабочих давлений гидропривода.

2.1.14 Высокая плотность

Под плотностью рабочей жидкости понимают отношение ее массы к занимаемому объему. Плотность должна быть как можно выше, чтобы иметь возможность передавать большую мощность при равных объемах рабочей жидкости. Для гидростатических приводов это менее существенно, чем для гидродинамических. Плотность минеральных масел находится в пределах от 0,865 до 0,9 $г/см^3$.

Плотность используется при преобразовании кинематической вязкости в динамическую и наоборот.

На практике эталонной температурой для плотности является 15 °C.

2.1.15 Хорошая теплопроводность

Выделяющиеся в насосах, гидроаппаратах, гидромоторах, гидроцилиндрах и трубопроводов тепло должно переноситься рабочей жидкостью в бак. Последний через свои стенки частично отдает подведенное тепло в

окружающую среду. Если излучающей способности стенок недостаточно, должны предусматриваться дополнительные теплообменные устройства (маслоохладители) во избежание перегрева гидросистемы.

2.1.16 Хорошие диэлектрические характеристики (непроводимость)

Рабочая жидкость должна по возможности не передавать электрическую энергию (например, при коротком замыкании, обрыве кабеля и т.д.). Во многих случаях электромагниты находятся в рабочей жидкости с целью улучшения теплоотвода.

2.1.17 Негигроскопичность

Для гидроприводов, работающих на минеральном масле, необходимо принимать меры, исключающие возможность попадания воды в масло, поскольку в этом случае возникают неполадки вплоть до полного выхода из строя. Вода может проникать в гидросистему через уплотнения гидроцилиндров и приводных валов, через негерметичные водяные охладители и в форме конденсата, образующегося на стенках бака из-за повышенной влажности воздуха. Вода (конденсат) может быть и в свежей рабочей жидкости. заливаемой в бак. Если содержание воды превышает 0,2% от общего объема, необходимо заменить рабочую жидкость. Отделить воду от рабочей жидкости можно с помощью сепараторов или центрифуг во время работы гидропривода (в основном для больших гидросистем).

В гидроприводах, работающих на открытом воздухе в условиях высокой влажности и возможно дождя, после воздушного фильтра может устанавливаться воздухосушитель, который осушает засасываемый в бак объем воздуха.

Поскольку вода имеет более высокий удельный вес, она скапливается на дне бака и может удаляться в периоды простоя гидропривода (минеральное масло и вода не образуют химического соединения и могут снова разделяться).

Когда в баке имеется индикатор уровня на полную глубину, воду можно отчетливо видеть. Если осторожно открыть сливной кран, то сначала сливается вода.

В крупных баках в наиболее низких точках часто устанавливаются сигнализаторы воды, выдающие предупредительный электросигнал. Определение текущей степени присутствия воды на практике невозможно.

2.1.18 Негорючесть

Гидроприводы должны работать также в нагретых или горячих зонах предприятий, в условиях производства с открытым огнем или при очень высокой температуре. Для снижения риска, связанного с возможностью растрескивания трубопроводов или шлангов, применяются рабочие жидкости с высокой точкой воспламенения, трудновоспламеняющиеся или вообще негорючие.

2.1.19 Нетоксичность жидкости, паров и продуктов утилизации

Для предотвращения ущерба здоровью или окружающей среде, необходимо принимать во внимание соответствующие рекомендации производителей рабочей жидкости.

2.1.20 Хорошие антикоррозийные средства

Изготовители насосов, гидроаппаратов, гидромоторов, гидроцилиндров испытывают свою продукцию на минеральных маслах, обеспечивающих коррозийную защиту. Способность минеральных масел противостоять коррозии обеспечивается за счет химических присадок, которые образуют на металлических поверхностях водоотталкивающую пленку и при старении минерального масла нейтрализуют продукты распада, вызывающие коррозию.

После испытаний гидравлических компонентов оставшееся в них масло снова возвращается в бак. Пленка минерального масла, остающаяся на всех компонентах защищает от коррозии вплоть до ввода в эксплуатацию. При длительном складировании компонентов необходимо осуществлять специальные мероприятия по коррозийной защите (например с помощью консервирующего масла).

2.1.21 Невыделение клейких субстанций

Во время длительных периодов простоя, при эксплуатации, нагреве и охлаждении и в результате процессов старения рабочие жидкости не должны

образовывать веществ, которые вызывают "склеивание" подвижных частей гидравлических компонентов.

2.1.22 Хорошая фильтруемость

Рабочая жидкость в период эксплуатации гидропривода постоянно фильтруется напорными или сливными фильтрами (или в обоих направлениях) с целью удаления абразивных частиц.

В зависимости от типа рабочей жидкости и ее вязкости выбираются размер фильтра и фильтрующих материал.

С увеличением вязкости рабочей жидкости увеличивается перепад давлений на фильтроэлементе (Δp), поэтому требуется установка большего по размерам фильтра. При использовании агрессивных рабочих жидкостей должны применяться соответствующие фильтрующие среды.

Содержащиеся в рабочей жидкости присадки не должны задерживаться фильтрами. Если в гидросистемах применяются фильтры тонкой очистки (5 мкм и менее), рабочая жидкость должна проверяться на допустимость использования в таких условиях.

2.1.23 Совместимость и взаимозаменяемость с другими гидравлическими жидкостями

Из-за переконфигурации или переустановки производственных линий, изменившихся условий окружающей среды из-за введения новых законов может потребляться замена рабочей жидкости. В этих случаях необходимо запросить производителей рабочих жидкостей и гидравлических компонентов на предмет возможности такой замены.

Кроме того, все гидравлические компоненты, уплотнения и шланги должны быть очищены от остатков старой рабочей жидкости. Неправильное проведение работ может полностью вывести гидропривод из строя.

2.1.24 Образование шлама

Рабочая жидкость и введенные в нее присадки не должны разлагаться в течение всего времени эксплуатации и не должны приводить к образованию шлама (эффект залипания).

2.1.25 "Дружественное" по отношению к оператору обслуживание

Высокие затраты на обслуживание требуют рабочие жидкости, которые, например, после длительного простоя должны быть тщательно перемешаны перед последующей эксплуатацией. Рабочие жидкости, у которых присадки быстро теряют свои свойства, должны чаще подвергаться химической и/или физической проверки.

Проверка рабочих жидкостей должна производиться наиболее простым способом. В сомнительных случаях поставщики рабочих жидкостей и фильтров могут произвести анализ проб и принять решение о целесообразности замены рабочей жидкости.

2.1.26 Экологическая допустимость

Наилучшим способом защиты окружающей среды при эксплуатации гидроприводов являются их квалифицированное конструирование, правильные сборка, эксплуатация и техобслуживание.

Применение экологически чистых жидкостей не является заменой вышеуказанных мероприятий.

Экологически чистые рабочие жидкости должны удовлетворять следующим требованиям:

- Хорошая биологическая способность к разложению
- Легкость утилизации
- Нетоксичность для рыб
- Нетоксичность для бактерий
- Отсутствие водозагрязнения
- Отсутствие загрязнения пищевых продуктов
- Отсутствие загрязнения пищи для скота
- Отсутствие раздражения кожи и слизистой оболочки в результате воздействия рабочих жидкостей в твердом, жидком или газообразном состоянии
- Отсутствие запаха или, по крайней мере, приятный запах.

До сих пор не существуют нормативные документы или законодательные акты, устанавливающие свойства "экологически безвредных " (или лучше - "экологически приемлемых") рабочих жидкостей.

2.1.27 Цены и доступность

В основном должны применяться рабочие жидкости, сравнительно недорогие и широко распространенные. Это особенно важно для областей применения гидроприводов, не являющихся промышленными.

Трудно дать полную оценку таким жидкостям. Выбор рабочей жидкости с экономической точки зрения может быть осуществлен только после анализа эксплутационных расходов и последующих затрат. Важно иметь информацию о физических и химических свойствах рабочей жидкости, чтобы при разработке конструкции, замене или ремонте избегать ошибок.

2.2 Обзор типовых гидравлических жидкостей

DIN (сокр.) — Deutsches Institut für Normung e.V.— Немецкий институт по стандартизации.

Главной задачей DIN является разработка нормативно-технической документации (стандарты, технические условия, правила и т.п.). Для этой цели DIN организовывает работу 26 тыс. экспертов из различных областей науки и техники.

Классификация DIN 51524 распространяется на гидравлические масла и делится на несколько частей.

Таблица 2.2. Рабочие жидкости и их класс водозагрязнения (WGK)

Гидравлическое масло на основе минерального	GK	Трудно воспламеняющиеся рабочие жидкости	GK	Экологически чистые рабочие жидкости	GK	Специальные рабочие жидкости	GK

DIN 51524, часть 1 Гидравлическое масло HL Рабочая жидкость на базе минерального масла с присадками для повышения коррозийной защиты и сопротивляемости старению **DIN 51524, часть 2** **Гидравлическое масло HLP** Как масло HL, однако имеет дополнительные присадки для уменьшения задирного износа в зоне полусухого трения **DIN 51524, часть 2** **Гидравлическое масло HLP-D** Как масло HLP, однако имеет дополнительные диспергирующие и моющие присадки. В отличие от масел HLP нет никаких требований к		Чистая вода Типы HFA (95/5) HFA-E (эмульсия) HFA-M (микроэмульсия) HFA-S (раствор) HFA-V (концентрированный) 80% H_2O+20% концентрат HFB (эмульсии вода в масле) 40% H_2O+60% минеральное масло HFC (водный гликоль) 40% H_2O+60% гликоль HFD-R (фосфатный эфир) HFD-U (другие комбинации) (в основном полиэфир)	-1 1 -1 -(2) 1	Базовые жидкости Растительные масла (HTG) (триглицериды) Полигликоль (HPG) Синтетический эфир (HE)	-1 -1 -1	Синтетические масла (например, поли-α, олефины и гликоли) Авиационные рабочие жидкости Жидкости, совместимые с прокатными маслами и т.д.	

величине воздухо- и водоотдачи **DIN 51524, часть 1** **Гидравлическое масло HLP** Как масло HLP, однако имеет дополнительные присадки для улучшения соотношения вязкость – температура							

Таблица 2.3 Показатели и классы водозагрязнения WGZ

Показатель водозагрязнения	От 0 до 1,9	От 2 до 3,9	От 4 до 5,9	>6
WGK Класс водозагрязнения	0	1	2	3
Примечание	В основном не загрязняет воду	Слабо загрязняет воду	Загрязняет воду	Сильно загрязняет воду

2.3 Пример выбора подходящих гидравлических компонентов

Цеховая крановая установка должна иметь гидропривод ходовой части и гидравлическую лебедку. Для разгрузки грузовых автомобилей кран должен иметь возможность выезда из помещения. Режим эксплуатации кранов - непрерывный.

Для данного случая применения необходимо учитывать температурный диапазон:

- Температура окружающей среды от -10 до +40 ◦C
- Температура рабочей среды от 0 до +60◦C.

Из имеющейся номенклатуры рабочих жидкостей должна применяться жидкость с индексом ISO VG32.

Из рисунка 2.1 для жидкости VG32 можно определить вязкость для указанных температур рабочей жидкости:

- при $0^\circ C$=300 $мм^2/с$
- при +60=15 $мм^2/с$

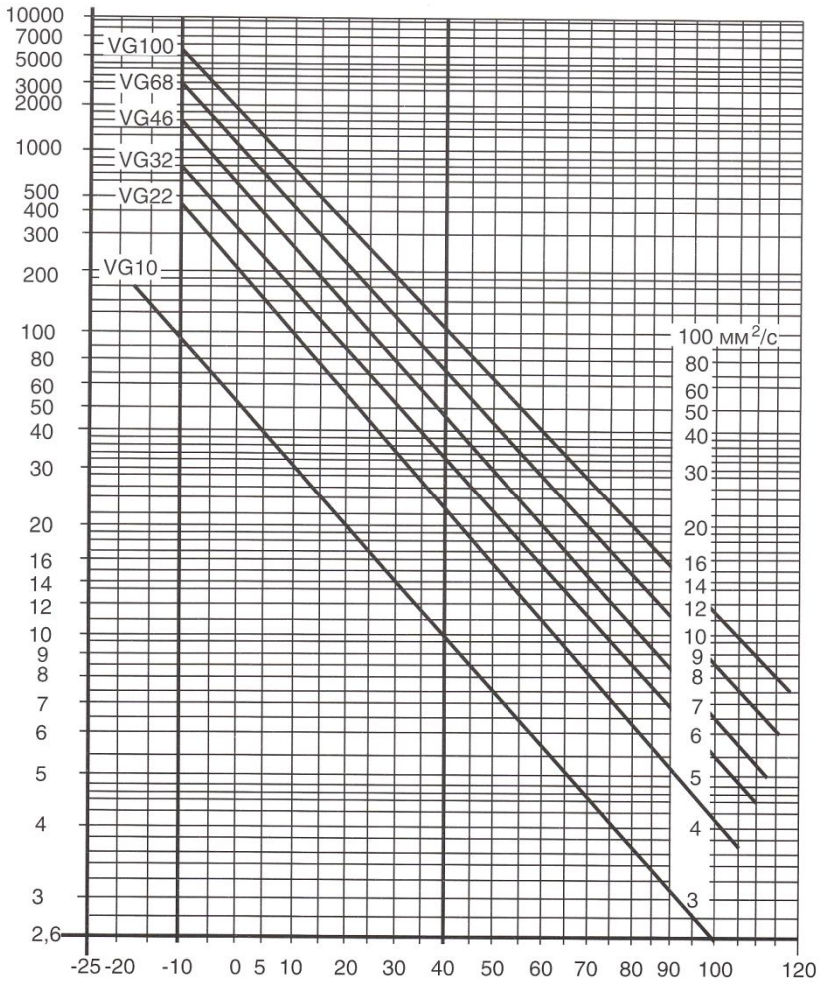


Рисунок 2.1 Диаграмма зависимости вязкости от температуры

Для выбора подходящих гидравлических компонентов величины требуемых температуры и вязкости необходимо сравнивать с данными в каталогах гидравлических компонентов и выбрать в соответствии с возможностью применения.

2.3.1 Диапазон температур и вязкостей жидкостей для различных гидравлических компонентов

Предельные каталожные значения температур и вязкостей рабочих жидкостей для некоторых гидравлических компонентов приведены в таблице 2.4 в результате сравнения этих значений с эксплутационными требованиями была сделана попытка оценки возможных областей применения.

2.3.2 Оценка

Предварительные оценки, приведенные в таблице 2.4, показывают, что существуют ограничения только по пластичным насосам.

При проектировании или замене гидрооборудования необходимо произвести пробную оценку пригодности. При этом необходимо принять во внимание, что в каталогах на конкретные изделия возможно указание дополнительных ограничений или наоборот - расширение интервалов при условии соблюдений определенных эксплутационных параметров (например, давления, частоты вращения).

Таблица 2.4 Допустимые значения температуры и вязкости рабочей жидкостей, применяемых в отдельных компонентах

Компоненты	Допустимая температура рабочей жидкости, $^\circ$C	Допустимая вязкость рабочей жидкости, $мм^2/с$	Оценка возможностей применения
Шестеренный насос	-15 до +80	10 до 300	Границы применения соответствуют требованиям
Пластинчатый насос (регулируемый)	-10 до +70	16 до 160	·Интервал температур достаточен ·Диапазон значений вязкости недостаточен, поэтому пластичные насосы в данном случае не могут

			применяться
Аксиально-поршневой насос (регулируемый)	-25 до +90	10 до 1000	Границы применения лежат за пределами требований
Обратный клапан	-30 до +80	2,8 до 500	
Гидрораспределитель	-30 до +80	2,8 до 500	
Гидроклапан давления	-30 до +80	10 до 800	

3 Сведения о фильтрации жидкостей

Фтльтрация - процесс отделения твердых частиц от жидкостей или газов путем пропускания их через соответствующий фильтр, как то: фильтровальная бумага, стеклянная вата или водопроницаемый песок.

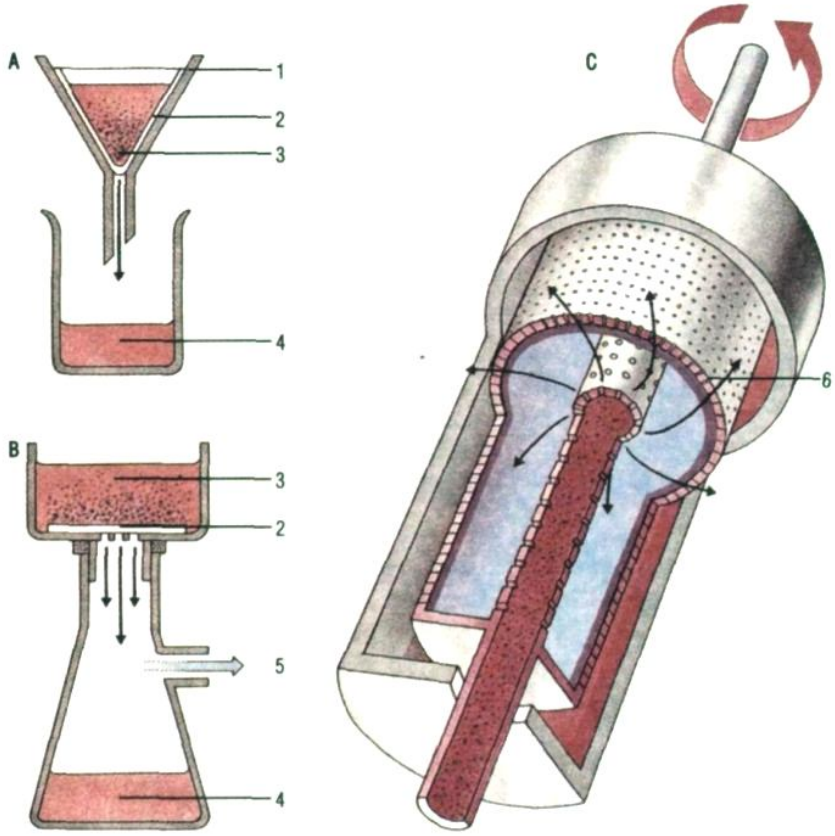


Рисунок 3.1 Виды фильтров

В процессе фильтрации твердые частицы отделяются от жидкости. Смесь (А) помещают в воронку фильтра (1), после чего фильтруют через специальную бумагу (2), не пропускающую осадок (3), но пропускающую фильтрат (4). В воронке Бюхнера (В) тот же самый процесс осуществляется путем всасывания (5). В промышленном ротационном фильтре (С) вращательным движением барабана смесь переводится в тонкий сеточный фильтр (6).

3.1 Общие сведения об очистке рабочей среды. Тонкость фильтрации

Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидроагрегатов, причем влияние качества очистки (фильтрации) жидкостей на работу гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки жидкостей в несколько (до десятка) раз. Частицы загрязнителя, как правило, повышают

трение и могут привести к заклиниванию подвижных деталей гидроагрегатов, а также быть причиной скачкообразного движения выходного звена при плавном изменении сигнала управления. Твердые же, и в особенности абразивные частицы, попавшие в зазор, вызывают износ рабочих поверхностей скользящей пары при ее движении.

Фильтром называют устройство, в котором жидкость подвергается очистке от твердых и вязких загрязняющих примесей, попадающих в гидросистему извне (в частности, с атмосферной пылью), а также образующихся в результате износа деталей гидроагрегатов и старения жидкостей. Из твердых частиц наиболее разрушительными для гидроагрегатов являются частицы, входящие в состав атмосферной пыли, которые попадают в бак через различные каналы.

Очевидно, достигнуть абсолютной чистоты жидкостей при существующих методах их очистки невозможно. Ввиду этого при решении вопроса о требованиях к качеству (тонкости) фильтрации приходится руководствоваться опытными данными и рекомендациями. Практически фильтрацию считают удовлетворительной, если размер капиллярных каналов фильтрующего материала не превышает наименьшего зазора в скользящих парах гидроагрегата, для которого предназначен фильтр. Этим требованиям в общем случае удовлетворяют фильтры с тонкостью очистки 5 *мкм* и для ответственных гидросистем (систем управления с сервозолотниками и пр.) с тонкостью очистки 3 *мкм.*

Материал фильтровальных элементов должен быть максимально проницаемым, однако способным задерживать малые частицы механических включений. В соответствии с этим он должен иметь мельчайшую однородную сетку с максимальной площадью проходных ячеек (пор). Количество этих ячеек на единицу поверхности определяет тонкость фильтрации.

Под *тонкостью фильтрации* понимается минимальный размер частиц загрязнителя фильтруемой среды, улавливаемой фильтровальным элементом, т.

е. способность фильтра задерживать (удалять) из жидкости частицы определенных размеров.

3.2 Классификация фильтров и маркировка

По тонкости очистки различают фильтры:

1) грубой очистки (задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром более 100 мкм);

2) нормальной очистки (более 10 мкм);

3) тонкой очистки (более 5 мкм);

4) особо тонкой очистки (задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром более 1 мкм).

По методу очистки различают:

1) механическую фильтрацию, когда она осуществляется применением различных щелевых и пористых фильтровальных элементов (материалов);

2) силовую фильтрацию с применением силовых полей: магнитного, электрического, центробежного и др.

В промышленных маркировках и в технических условиях на фильтры обычно указывают минимальный (номинальный) размер частиц, которые задерживаются данным фильтром. Так, например, 10 мкм фильтр определяется как фильтр, который должен обеспечивать удаление за один проход 98% (по массе) всех частиц с размером по наибольшему изменению, равным или большим 10 мкм. Лучшие образцы серийных фильтров обеспечивают тонкость фильтрации 5 мкм.

3.3 Механическая фильтрация. Основные типы фильтров

В гидросистемах машин применяют преимущественно механический метод очистки, при котором от жидкости при проходе ею через фильтровальный элемент отделяются частицы вследствие различия размеров этих частиц и проходных капиллярных каналов фильтровального материала.

По применяемым типам фильтроэлементов механические фильтры подразделяются на:

1. сетчатые;
2. бумажные;
3. глубинные;
4. комбинированные.

Рассмотрим их поподробнее.

3.3.1 Сетчатые фильтры

В тех случаях, когда к фильтрам не предъявляется высоких требований по тонкости очистки, применяют металлические, тканые, сетки квадратного переплетения из проволоки (преимущественно латунной) круглого сечения.

Фильтрующие качества этих фильтров (тонкость фильтрации и расход жидкости) характеризуются размером ячейки в свету и «плотностью» или площадью живого (проходного) сечения ячеек в единице площади поверхности. Последний параметр выражают через коэффициент живого сечения , представляющий собой отношение площади проходных ячеек *Fo* к общей площади *F* сетки:

$$b = \frac{F_o}{F} = (\frac{a}{a+d})^2 \qquad (3.1)$$

где *d*- диаметр проволоки сетки;

a- размеры стороны ячейки сетки в свету.

Уменьшение при всех прочих одинаковых условиях величины ячейки сопровождается уменьшением коэффициента живого сечения сетки, и, как вследствие, увеличением гидравлического сопротивления фильтра. Фильтроэлементы из сеток выполняются в виде цилиндров с гофрированной или гладкой поверхностью, а также в виде набора (пакета) сетчатых дисков (рис. 3.4) и пр. Для того чтобы предотвратить разрушение сетки в случае ее засорения отфильтровываемыми включениями, в корпусе фильтра размещается перепускной клапан *a,* который при засорении фильтроэлемента и повышении

при этом перепада давления на нем открывается, и жидкость поступает к выходному штуцеру, минуя фильтроэлемент.

Сетчатые фильтры часто выполняют также с несколькими (двумя и тремя) слоями фильтрующих сеток с постоянными во всех сетках размерами ячеек или сетками, размер ячеек которых уменьшается от слоя к слою по потоку жидкости (рис. 3.3). Применение фильтров с многослойными сетками значительно повышает эффективность и тонкость очистки.

Тонкость фильтрации этими фильтрами зависит от размера ячейки сетки в свету, минимальное значение которого для сеток простого переплетения равно 0,08—0,1 *мм.*

В гидросистемах некоторых машин (самолетов и пр.) применяют никелевые фильтрующие сетки сложного плетения (саржевого и пр.), лучшие образцы которых отфильтровывают частицы размером 2—3 *мкм.* Эти сетки состоят из нескольких (5—10) слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки. Диаметр проволоки часто равен нескольким микрометрам.

3.3.2 Фильтры с бумажными элементами

Фильтры с бумажными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную (75%) часть твердых включений размером более 4-5 *мкм.* Фильтры снабжают перепускным клапаном (рисунок 3.5).

Для того чтобы исключить возможность попадания в систему в случае открытия перепускного клапана нефильтрованного масла, фильтры снабжают дополнительным элементом грубой очистки. Схема такого фильтра с комбинированным элементом, состоящим из элементов тонкой 2 и грубой очистки, представлена на рисунке 3.5 а и б. До открытия перепускного клапана (рис. 3.5, а) жидкость последовательно проходит через оба элемента. При засорении же элемента (рисунок 3.5, б) тонкой очистки открывается перепускной клапан 3, и жидкость через элемент грубой очистки поступает к выходному штуцеру, минуя элемент тонкой очистки.

Бумажный элемент обычно выполняется в, виде цилиндра, стенки которого для увеличения фильтрующей поверхности собирают в складки той или иной формы, поддерживаемые металлическим каркасом.

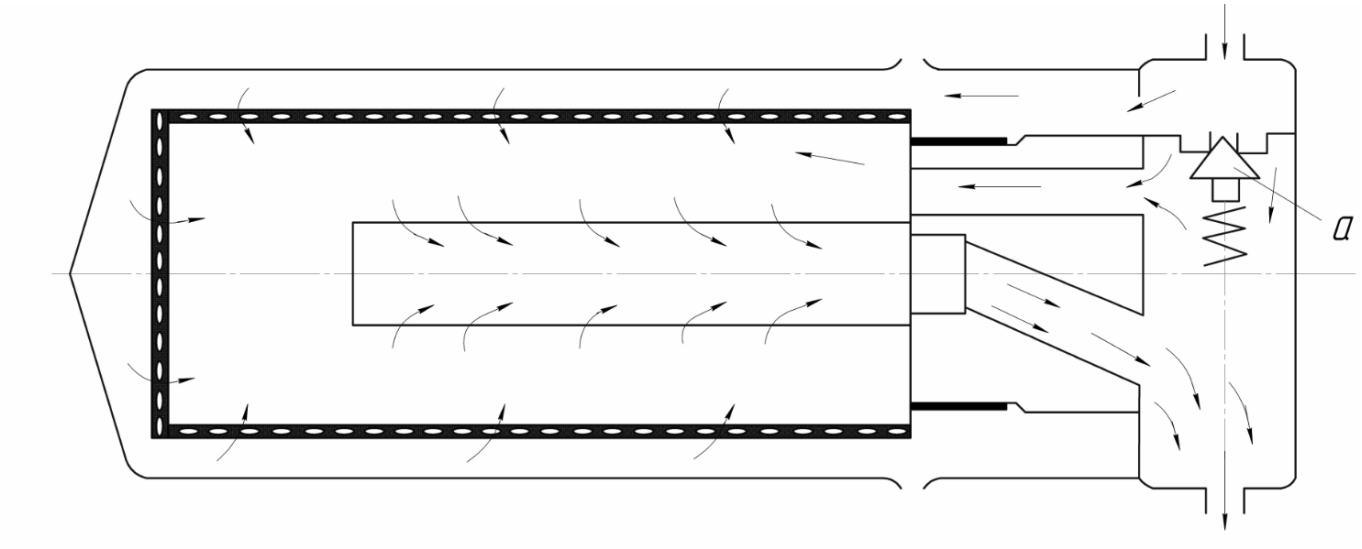


Рисунок 3.2 Схема сетчатого фильтра

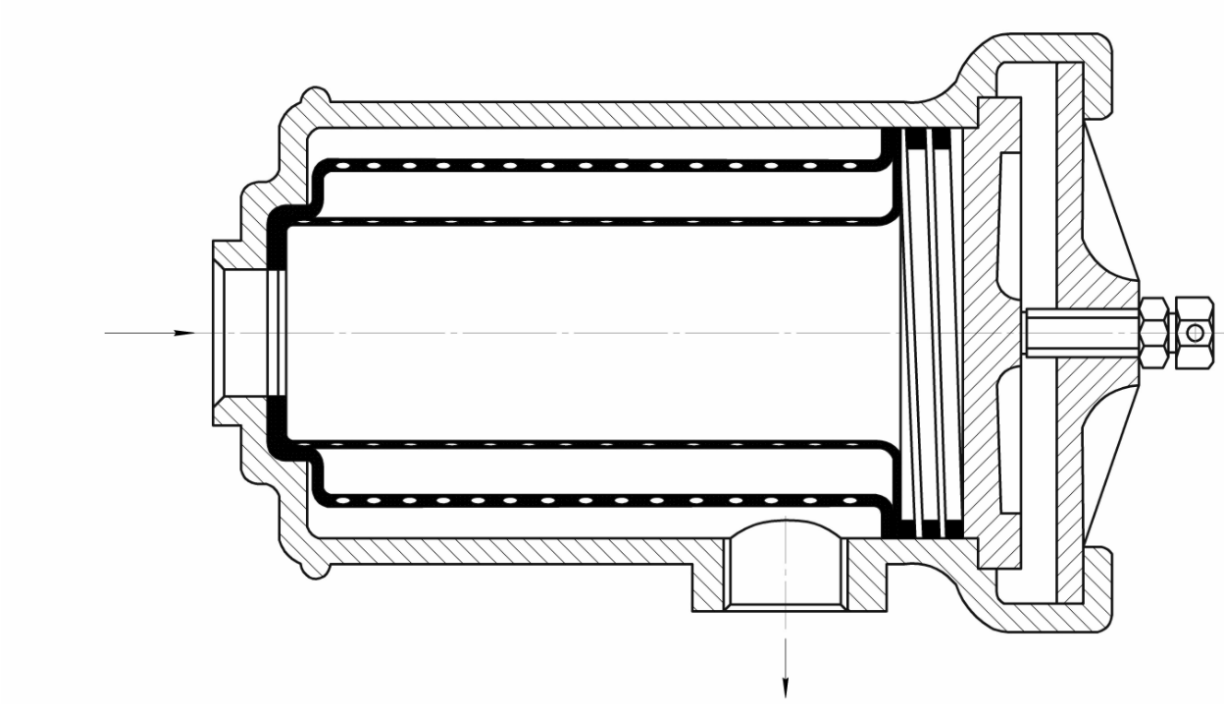


Рисунок 3.3 Схема двухслойного сетчатого фильтра

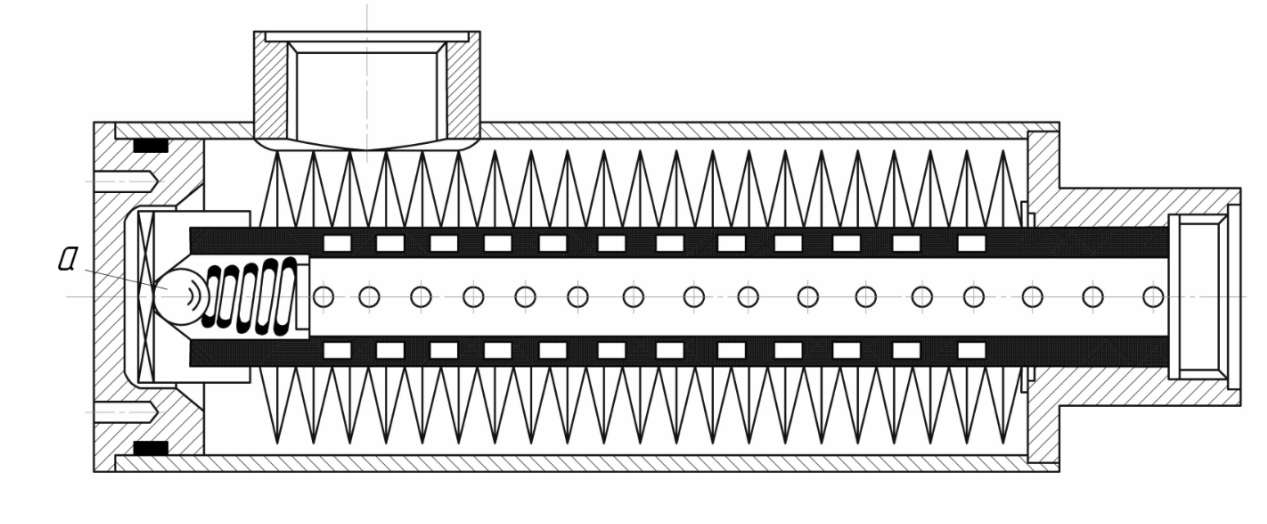


Рисунок 3.4 Фильтр из сетчатых дисков

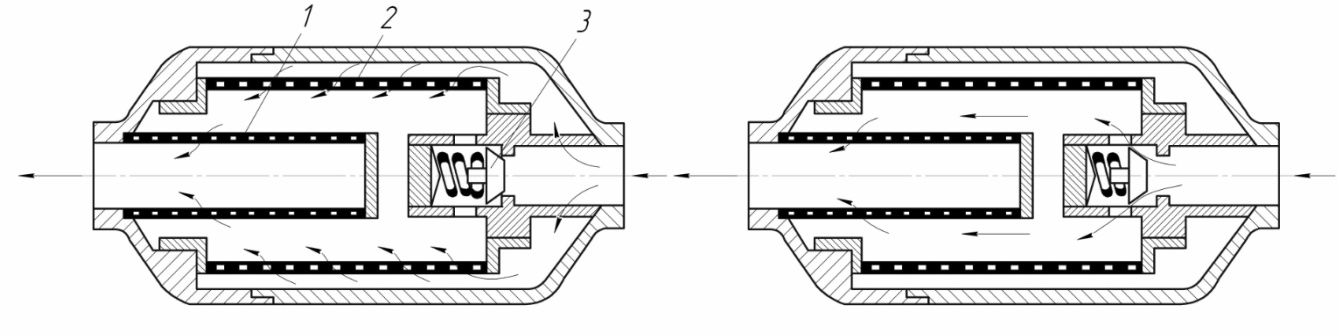


Рисунок 3.5 Комбинированный фильтр из элементов грубой и тонкой очистки

3.3.3 Глубинные фильтры

Фильтры, в которых жидкость проходит через толщу пористого материала (наполнителя), называют глубинными. Фильтры этого типа, каждый капилляр которых имеет большое количество последовательно расположенных пор, доходящее до сотни и более, можно сравнить по эффективности фильтрования с многослойными фильтрами поверхностных типов с той же длиной капилляров и количеством пор в них. Так как загрязнитель задерживается в этих фильтрах в основном в порах толщи материала, эти фильтры при одинаковой загрязненности жидкости имеют по сравнению с поверхностными фильтрами более высокие грязеемкость и сроки службы.

Широко распространены фильтры глубинного типа с наполнителями из пористых металлов и керамики, получаемыми путем спекания металлических сферических и несферических порошков.

Схема пористой структуры металлокерамического фильтроматериала представлена на рисунке 3.6. Жидкость очищается, протекая по длинным и извилистым каналам между шариками, причем задержанный загрязнитель распределяется практически равномерно по этим каналам и порам, благодаря чему фильтры отличаются высокой грязесъемностью.

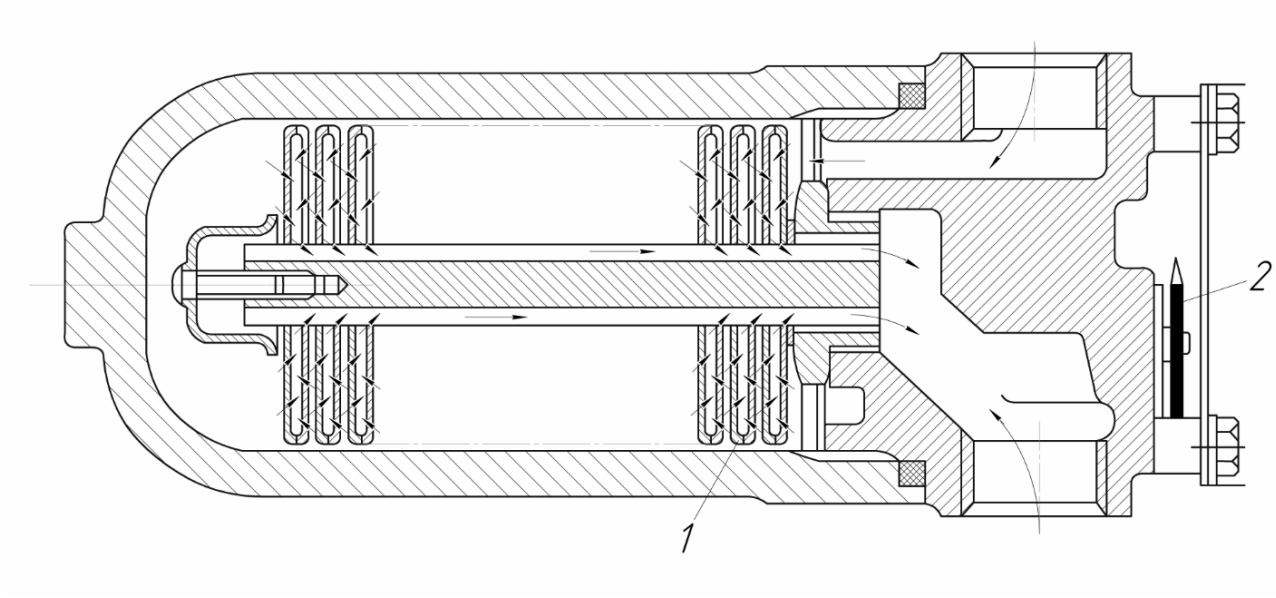


Рисунок 3.6 – Глубинный фильтр

Размеры пор элементов из металлических порошков и керамики выбирают исходя из максимального условного диаметра частицы загрязнителя, которая может пройти в зазоре между тремя плотно уложенными шариками. При сферической форме исходного порошка и точечном контакте шариков максимальный линейный размер пор (максимальный условный диаметр частицы загрязнителя, которая может пройти через пору) можно вычислять по выражению (рисунок 3.7)

$$d = 0.155D \qquad (3.2)$$

где D — диаметр зерна (шарика) исходного порошка.

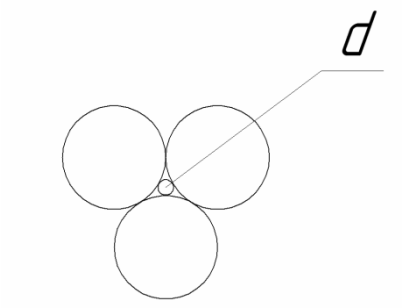


Рисунок 3.7 - максимальный условный диаметр частицы загрязнителя

В действительности линейный размер пор вследствие шероховатости зерен, отклонения от их правильной шарообразной формы меньше указанного. С учетом этого фактический размер пор

$$d = 0{,}1D \qquad (3.3)$$

Представляется возможным получить минимальный размер (диаметр D) сферы металлического исходного материала примерно 5 *мкм,* что соответствует условному диаметру *d* пор элемента 0,5 *мкм.*

Этот условный диаметр поры и определяет номинальную тонкость очистки жидкости. Однако опыт показывает, что эти фильтры задерживают значительное количество частиц, размеры которых меньше номинального (условного) размера пор. Последнее обусловлено тем, что частицы с размером меньше номинального размера пор задерживаются в сужающихся лабиринтах пространственной решетки (пористой структуры) материала.

К преимуществам металлических фильтроматериалов относится также то, что они допускают механическую обработку, опрессовку, спекание, а большинство — пайку, благодаря чему из них можно изготовлять элементы любой требующейся формы.

В большинстве случаев эти элементы изготовляют в виде соответствующей формы брикетов или листов толщиной 0,4—1,0 *мм,* из которых может быть изготовлен элемент, аналогичный по конструкции бумажным.

3.3 Расчет механических фильтров

Расчет фильтра сводится к определению расхода жидкости и гидравлического сопротивления (потерь) на единицу площади поверхности фильтроматериала. Ввиду сложности пористой структуры большинства фильтроматериалов, состоящей из соединенных между собой пор и сложной сети каналов (капилляров) различной формы и размеров, которые к тому же в ряде случаев изменяются под действием перепада давления, установить для большинства фильтроматериалов закономерность и дать аналитическое выражение для характеристики потока жидкости практически невозможно. Ввиду этого гидравлические характеристики фильтроматериала определяются, за исключением отдельных случаев, экспериментальным путем.

Удельная пропускная способность *q л/(мин *см2)* и соответственно расход жидкости в фильтре *Q л/мин* могут быть выражены зависимостями, вытекающими из закона Пуазейля:

$$q = k\frac{\Delta p}{\mu} \qquad (3.4)$$

$$Q = qk\frac{\Delta pF}{\mu} \qquad (3.5)$$

где $k = \frac{q\mu}{\Delta p}$ - коэффициент пропорциональности, представляющий собой удельную

пропускную способность единицы площади поверхности фильтроматериала в *л/(мин*смъ)* при перепаде давления 1 *Г/см2* и динамической вязкости жидкости 1 *пз;*

μ - динамическая вязкость фильтруемой жидкости, *пз;*

Δp - перепад давления на фильтре, *кПсм2;*

F - площадь поверхности элемента , *см* .

Опыт показывает, что коэффициент k для данного фильтроматериала сохраняется при всех прочих равных условиях практически постоянным в

широком диапазоне расходов и перепадов давления, благодаря чему представляется возможным использовать его в качестве сравнительной оценки гидравлического сопротивления этого материала. Значение этого коэффициента приводится в заводских характеристиках материалов.

3.4 Силовая фильтрация.

Рассмотрим некоторые наиболее часто использующиеся на практике методы силовой фильтрации.

3.4.1 Магнитные фильтры жидкости.

Для улавливания ферромагнитных частиц применяют также магнитные фильтры, которые обычно комбинируют с каким-либо щелевым (пористым) фильтром. Первой ступенью таких комбинированных фильтров является магнитный элемент, задерживающий (улавливающий) ферромагнитные частицы, а второй — пористый фильтр, который задерживает диамагнитные загрязняющие частицы, а также ферромагнитные частицы, оторвавшиеся от первой (магнитной) ступени. Применение магнитного поля в подобном комбинированном фильтре повышает также тонкость фильтрации пористого фильтра.

Магнитное поле обычно создается несколькими (двумя-тремя) постоянными магнитами, прикрепляемыми с внешней стороны корпуса фильтра, который в этом случае изготовляется из материала с высокой магнитной проницаемостью.

Комбинированный фильтр, состоящий из сетчатого фильтровального пакета и двух установленных на входе и выходе постоянных магнитов, улавливающих ферромагнитные частицы. Жидкость проходит через пазы нижнего магнита внутрь цилиндра с сетчатым пакетом и выходит через пазы верхнего магнита.

Магнитные фильтры задерживают мельчайшие ферромагнитные частицы (0,4 *мкм* и менее), которые невозможно отделить механическими фильтрами. Одновременно с этим магнитные фильтры улавливают также и

неметаллические частицы загрязнителя, которые соединяясь, в магнитном поле вместе с ферромагнитными частицами образуют легко отделимые крупные частицы.

3.4.2 Центробежные фильтры жидкости.

В гидросистемах ряда машин применяются центробежные фильтры жидкости (центрифуги), которые очищают жидкость от загрязняющих частиц с плотностью, превышающей плотность жидкости.

Принципиальная схема центробежного фильтра представлена на рис. 3.7. Жидкость, подлежащая очистке, подается через полую ось под давлением 0,3—0,6 МПа во вращающийся ротор 1, в котором она раскручивается до некоторой скорости, близкой к скорости ротора. При этом грязевые примеси (частицы) с плотностью, превышающей плотность масла, отбрасываются действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них.

Центробежная сила, действующая на частицу загрязнителя, вращающуюся вместе с заполненным жидкостью ротором,

$$F_ц = (m - m_ж) r\omega^2 = V(\rho - \rho_ж) r\omega^2 \qquad (3.6)$$

где $m = Vp$ и $mж = Vpж$ - масса частицы загрязнителя и жидкости;

p и $pж$ - плотность частицы загрязнителя и жидкости;

V - объем частицы загрязнителя;

r - текущий радиус, т. е. мгновенное расстояние центра тяжести частицы до оси вращения ротора;

ω - угловая скорость вращения частицы вокруг оси ротора. Принимая, что угловые

скорости жидкости и ротора равны, можем написать

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \qquad (3.7)$$

где n — частота вращения ротора в *об/мин.*

Под действием центробежной силы частица загрязнителя, преодолевая сопротивление жидкости *Fc,* перемещается в радиальном направлении с некоторой скоростью осаждения *Vp* (рис. 3.7, а*)*. Одновременно частица перемещается вместе с жидкостью через ротор в осевом направлении со скоростью

$$V_p = \frac{Q}{S} \qquad (3.8)$$

где *Q* - расход жидкости через ротор;

S - площадь проходного сечения ротора (площадь его сечения в свету).

В итоге частица перемещается с результирующей скоростью *V* под некоторым углом к оси ротора, приближаясь к его стенке. При достижении стенки она оседает на ней. При этом движении частица испытывает гидравлическое сопротивление, радиальная составляющая *Fc* которого может быть вычислена для сферической частицы по формуле Стокса (силами инерции частицы пренебрегаем)

$$F_c = 3\pi\mu V_0 d \qquad (3.9)$$

где *p* — динамическая вязкость жидкости;

d — условный диаметр частицы.

Для случая равномерного движения частицы справедливо равенство

$$F_ц = F_c \qquad (3.10)$$

В соответствии с этим

$$V(\rho - \rho_{ж})\omega^2 r = 3\pi\mu V_0 d \qquad (3.11)$$

При условии *Fц = Fc* частица не осаждается на стенке центрифуги.

Минимальный диаметр *d* сферической частицы загрязнителя, осаждающейся при данной скорости в роторе очистителя за один проход через него жидкости, находим из выражения:

$$d = \frac{V\omega^2 r}{3\pi\mu V_0 d}(\rho - \rho_{ж}) \qquad (3.12)$$

Практический интерес, и в частности при высоких скоростях вращения центрифуги, может представить расчет давления жидкости на ее стенки. При условии, что жидкость вращается с той же угловой скоростью, что и центрифуга, каждая частица, находящаяся на расстоянии *r* от центра вращения, подвержена действию центростремительного ускорения:

$$a = r\omega^2 \qquad (3.13)$$

Давление *p,* развиваемое на радиусе *r,* вычисляется по выражению

$$p = \frac{(\rho - \rho_{ж})\omega^2 r^2}{2} = \frac{(\rho - \rho_{ж})u^2}{2} \qquad (3.14)$$

где $u = \omega r$- окружная (линейная) скорость жидкости на радиусе *r.*

В центрифуге жидкость заполняет не цилиндр, а кольцевое пространство (рисунок 3.7, б). В этом случае давление в любой точке вращающейся кольцевой массы жидкости (отмечено точками)

$$p = \frac{(\rho - \rho_{ж})(r^2 - r_0^{\,2})\omega^2}{2} \qquad (3.15)$$

По типу привода центрифуги (ротора) фильтры могут быть и с гидрореактивным и с механическим приводом, причем наиболее распространены центрифуги с гидрореактивным приводом, построенным по принципу сегнерова колеса (рис. 3.7, в). Очищенная жидкость из ротора через полую выходную ось ротора поступает к двум расположенным тангенциально к оси ротора и диаметрально противоположно друг к другу насадкам (соплам) *а.* Реактивные силы потока жидкости, вытекающей из этих сопел, создают момент, приводящий ротор с заполняющей его жидкостью во вращение с частотой, которая может быть доведена до 6000—7000 *об/мин.*

Реактивная сила потока жидкости, вытекающей из одного сопла, согласно выражению (3.16)

$$R = \frac{m}{2}(u - v_{con}) = \frac{Q}{2} p(u - v_{con}) \qquad (3.16)$$

где $M = QP$ — массовый секундный расход жидкости на привод сопел (вытекающей из обоих сопел);

Q —расход жидкости на привод центрифуги (расход через оба сопла в секунду);

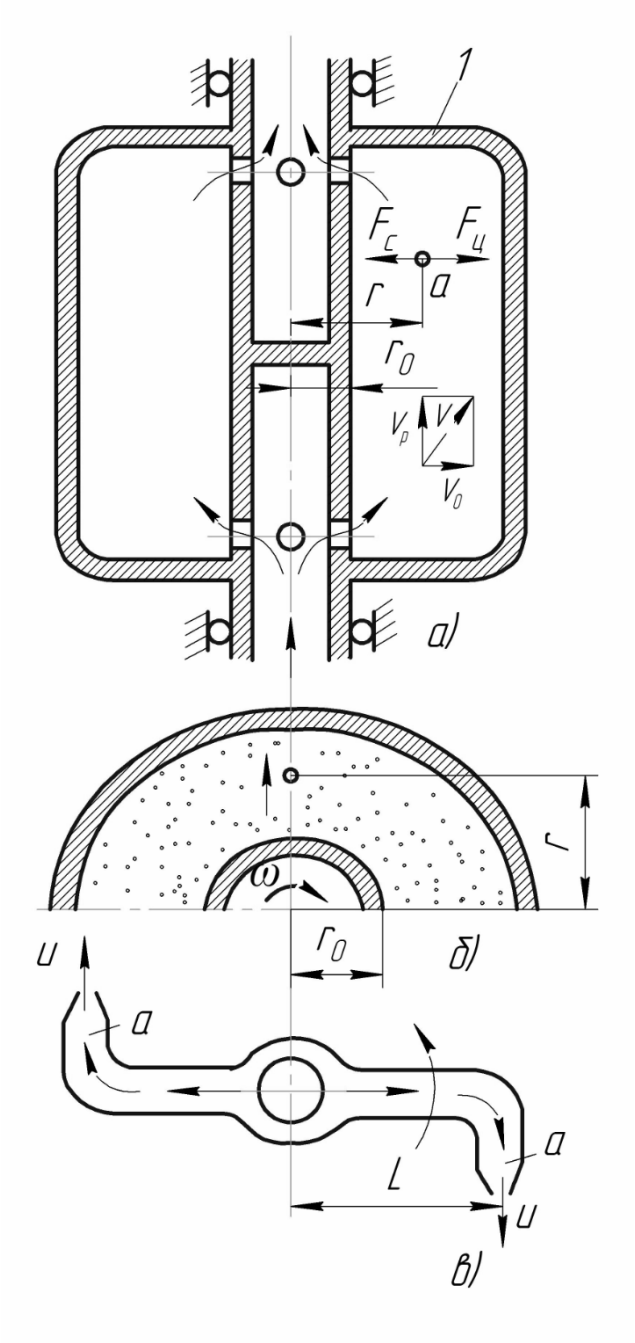


Рис. 3.7 Схема центробежного фильтра

p - плотность жидкости;

u - скорость струи потока жидкости на выходе из сопла;

v_{con} - окружная скорость сопла.

Принимая во внимание равенство (3.7), получим

$$v_{con} = \omega L = \frac{\pi n}{30} L \qquad (3.17)$$

и можем написать

$$R = -\frac{Q}{2} p(\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} - \frac{\pi n}{30} L) = \frac{Q}{2} p(\frac{Q}{2\mu f} - \frac{\pi n}{30} L) \qquad (3.18)$$

где m - коэффициент расхода сопла (можно принять m= 0,9);

f - площадь сечения выходного отверстия сопла;

n — частота вращения ротора (центрифуги) в *об/мин;*

L — расстояние от оси сопла до оси вращения ротора.

Крутящий момент, развиваемый гидрореактивным приводом, состоящим из двух сопел:

$$M_p = 2RL = m(u - v_{con})L = QpL(\frac{Q}{2\mu f} - \frac{\pi n}{30} L) \qquad (3.19)$$

Поскольку практически невозможно получить большие значения реактивной силы, фильтры с гидрореактивным приводом не могут обеспечить высоких угловых скоростей ротора (частота вращения ротора с гидрореактивным приводом лимитирована 6000—7000 *об/мин),* а следовательно, не могут обеспечить высокой тонкости очистки жидкости, которая практически равна 20—30 *мкм.* Ввиду этого применяют центрифуги с механическим и электрическим приводом, скорости ротора которых доводятся в некоторых конструкциях, если это допустимо по условиям раскрутки жидкости в роторе, до 20000 *об/мин.*

Фильтруют либо весь поток жидкости, либо часть его. Первую схему называют схемой последовательного, а вторую—схемой параллельного включения фильтра.

Схема последовательного включения фильтра обеспечивает фильтрацию всей жидкости, участвующей в циркуляции. Фильтр в этом случае должен быть рассчитан на полный расход жидкости.

Фильтрацию части потока обычно применяют в том случае, когда предъявляются требования особенно тщательной очистки жидкости, поступающей в ответственные гидроагрегаты, а также для профилактической тонкой очистки жидкости гидросистемы. Для фильтрации части потока обычно применяют глубинные фильтры тонкой очистки.

В большинстве случаев целесообразно применять одновременно обе схемы фильтрации: для фильтрации всего потока применять фильтр, имеющий относительно высокую пористость, а для защиты особо ответственных агрегатов — фильтры тонкой очистки.

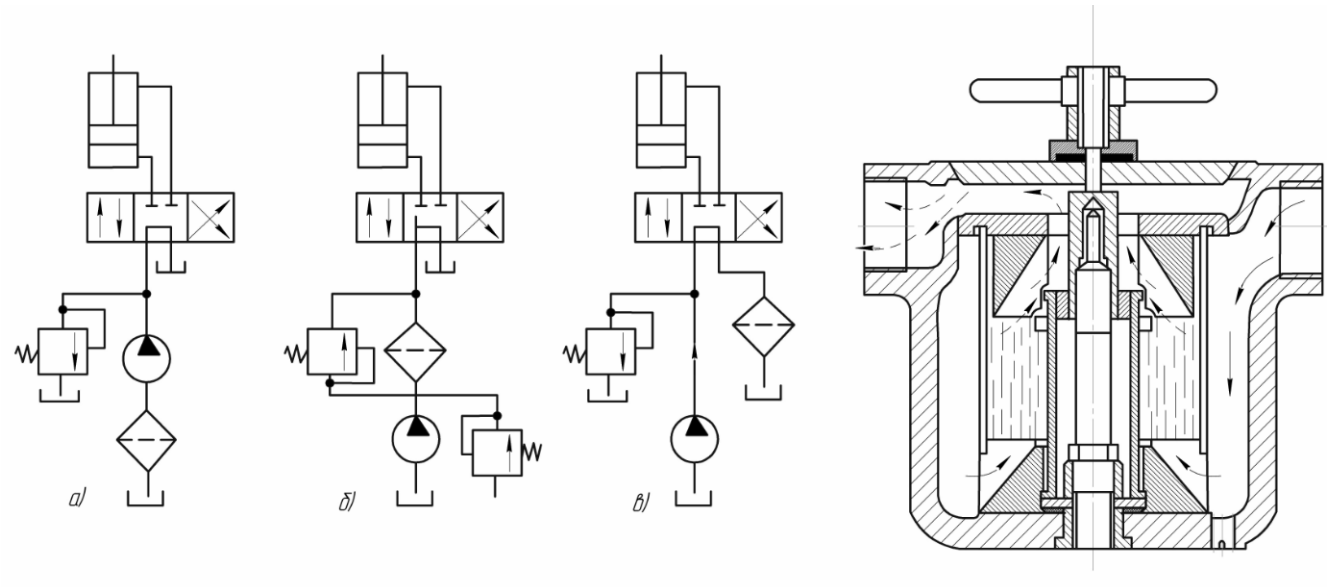


Рисунок 3.8 Схемы размещения фильтра в гидросистеме Рисунок 3.9 Щелевой фильтр с магнитными вставками

При выборе места для установки фильтра полного расхода руководствуются следующими соображениями. Для предохранения насоса,

который наиболее чувствителен к загрязнениям жидкости, фильтр желательно устанавливать на всасывающей линии насоса (рисунок 3.8, *а)*. Однако ввиду того, что фильтр увеличивает сопротивление всасывающей линии и ухудшает условия заполнения насоса жидкостью, этот способ установки фильтра в гидросистемах с самовсасывающим насосом не распространен.

При установке фильтров на линии нагнетания (рисунок 3.8, б) могут быть допущены более высокие сопротивления. Корпус фильтра в этом случае будет находиться под рабочим давлением.

Применяют также установку фильтра в сливной магистрали (рисунок 3.8, *в),* в которой через фильтр проходит жидкость также и в периоды разгрузки насоса.

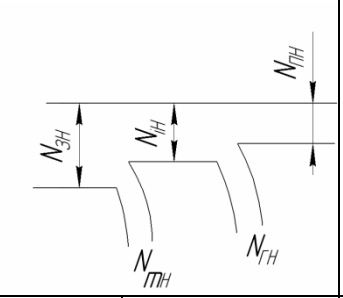
4 Основы расчета объемных гидромашин

Величины, характеризующие рабочий процесс обемных гидромашин

В таблице 4.1 приведены основные параметры объемных насосов и гидродвигателей.

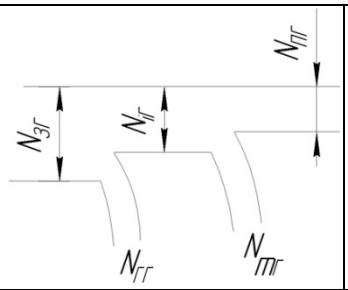
Таблица 4.1 Основные переметры объемных насосов и гидродвигателей

	Понятия и определения	Обозначение	Размерность	Основные соотношения
	2	3	4	5
	Рабочий объем - суммарное изменение рабочих камер за один оборот машины, представляет собой идеальный (без учета утечек и сжимаемости) объем жидкости, который машина способна переместить из подводящей линии в отводящую за один оборот.	V_0	$\frac{м^3}{об}$	$V_0 = V_k \cdot z$, где V_k - изменение объема одной рабочей камеры за один оборот; Z - число камер.
	Характерный объем - изменение объема рабочих камер при повороте ротора на один радиан.	W_0	$\frac{м^3}{рад}$	$W_0 = \frac{V_0}{2\pi}$
	Насос			
	Средняя идеальная подача насоса (обусловлена только геометрическими размерами его рабочих органов).	$Q_{ин}$	$\frac{м^3}{с}$	$Q_{ин} = V_{он} \cdot n_н$, где $n_н = \frac{\omega_н}{2\pi}$ частота вращения приводного вала.
	Средняя подача насоса поступающая в отводящую линию.	$Q_н = Q_{2н}$	$\frac{м^3}{с}$	$Q_н = Q_{ин} - q_н - q_{де}$, где $q_н$ -расход утечек жидкости; $q_{де}$ - расход сжатия.
	Коэффициент подачи, характеризующий относительное влияние	$\varepsilon_н$	-	$\varepsilon_н = \frac{Q_н}{Q_{ин}}$

	утечек и сжимаемости на величину подачи.			
	Коэффициент неравномерности а подачи.	σ	-	$\sigma = \frac{Q_{н\max} - Q_{н\min}}{Q_н}$
	Средний расход жидкости, поступающей в насос из подводящей линии	$Q_{1н}$	$\frac{м^3}{с}$	
	Давление насоса	$P_н$	Па	$P_н = [(z_2 - z_1)\rho g + (P_{2н} - P_{1н})] + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2) = P_{ст} +$
	Полезная мощность насоса, сообщенная жидкости, поданной потребителю	$N_{пн}$	Вт	$N_{пн} = N_Q + N_{хн} \approx N_Q =$ где N_Q - полезная мощность вытеснения $N_{хн}$ - мощность. сообщения жидкости при ее сжатии до давления $p_{2н}$
	Затраченная мощность (затрачиваемая двигателем и потребляемая насосом)	$N_{зн}$	Вт	$N_{зн} = M_н \omega_н$, где $M_н$ - момент на валу насоса.
	Баланс энергии насоса			$N_{зн} = N_{iн} + N_{тн}$ 
0	Индикаторная мощность - мощность, сообщенная жидкости в рабочей камере	$N_{iн}$	Вт	$N_{iн} = N_{пн} + N_{гн}$
1	Мощность индикаторных потерь-потери энергии гидравлического происхождения, обусловленные утечками и потерями давления,	$N_{гн}$	Вт	

	расходуемая на преодоление потоком перемещаемой жидкости сопротивлений внутри насоса			
2	Мощность механических потерь - мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении замыкающих органов и в приводном механизме	N_{mh}	Вт	$N_{мн} = N_{зн} - N_{ін}$
3	Коэффициент полезного действия насоса - отношение полезной мощности к затраченной	$\eta_н$	-	$\eta_н = \frac{N_{пн}}{N_{зн}} = \eta_{ін} \cdot \eta_{тн} \approx \eta_$
4	Индикаторный КПД насоса - отношение полезной мощности к мощности, сообщенной жидкости в камере (выражает влияние всех потерь гидравлического происхождения на эффективность работы насоса)	$\eta_{ін}$	-	$\eta_{ін} = \frac{N_{пн}}{N_{ін}} = \frac{N_{ін} - N_{гн}}{N_{ін}}$
5	Механический КПД насоса - отношение индикаторной мощности к мощности, потребляемой насосом (выражает влияние потерь на трение в механизме на эффективность работы насоса)	$\eta_{тн}$	-	$\eta_{тн} = \frac{N_{ін}}{N_{3н}} = \frac{N_{зн} - N_{т}}{N_{зн}}$
Гидродвигатель (гидромотор)				
	Средний полезный расход ,равный идеальному расходу, используемый для перемещения рабочих органов	$Q_{2Г}$	$\frac{м^3}{с}$	$Q_{2Г} = Q_{ин}$
	Средняя частота	$n_Г$	$\frac{об}{с}$	$n_Г = \frac{Q_{иГ}}{V_{оГ}} = \frac{\omega_Г}{2\pi}$

	вращения выходного вала гидромотора			
	Подводимый расход	$Q_{1Г} = Q_Г$	$\frac{м^3}{с}$	$Q_{1Г} = Q_{иГ} + q_Г + q_{хГ}$, где $q_Г$ - величина утечек; $q_{хГ}$ - расход сжатия жидкости в рабочих камерах при их соединении с линией высокого давления.
	Средняя идеальная частота вращения выходного вала гидромотора (частота, получаемая при полном использовании подводимого расхода для перемещения рабочих органов)	$n_{иГ}$	$\frac{об}{с}$	$n_{иГ} = \frac{Q_{1Г}}{V_{оГ}} = \frac{\omega_{иГ}}{2\pi}$
	Коэффициент использования расхода - отношение идеального расхода к подведенному	$\varepsilon_Г$	-	$\varepsilon_Г = \frac{Q_{иГ}}{Q_Г} = \frac{n_Г}{n_{иГ}}$
	Затраченное давление - падение давления в гидродвигателе	$P_Г$	Па	$P_Г = P_{iГ} - P_{зГ}$
	Затраченная мощность - мощность, затраченная потоком жидкости на привод гидромотора	$N_{зГ}$	Вт	$N_{зГ} = Q_Г \cdot P_Г + N_{хГ} \approx Q$, где $N_{хх}$ - мощность сжатия подводимой жидкости
	Идеальный момент гидромотора, который мог бы развить гидромотор при отсутствии гидравлических и механических потерь	$M_{иГ}$	Нм	$M_{иГ} = \frac{V_{оГ} P_Г}{2\pi}$
	Полезная мощность	$N_{пГ}$	Вт	$N_{пГ} = M_Г \cdot \omega_Г$

	гидромотора, развиваемая на ведомом валу. Баланс энергии гидромотора			$N_{эГ} = N_{iГ} + N_{rГ} = N_{nГ} + N_{mГ} + N_{rГ}$
0	Индикаторная мощность гидромотора - мощность, развиваемая рабочими органами под воздействием жидкости	$N_{iГ}$	Вт	$N_{iГ} = N_{nГ} + N_{mГ}$, где $N_{mГ}$ $N_{rГ}$
1	Коэффициент полезного действия гидромотора	$\eta_{Г}$	-	$\eta_к = \frac{N_{iГ}}{N_{эГ}} = \eta_{iГ} \cdot \eta_{mГ}$
2	Индикаторный КПД. Выражает влияние всех потерь гидравлического происхождения на эффективность работы гидромотора	$\eta_{iГ}$	-	$\eta_{iГ} = \frac{N_{nГ}}{N_{эГ}} = \frac{N_{эГ} - N_{rГ}}{N_{эГ}}$
3	Механический КПД. Выражает влияние потерь на трение в механизме на эффективность работы гидромотора	$\eta_{mГ}$	-	$\eta_{mГ} = \frac{N_{nГ}}{N_{iГ}} = \frac{N_{nГ}}{N_{nГ} - N_{n}}$

Примечание: индекс 1 относится к входным параметрам гидромашины; индекс 2 - к выходным.

Для гидродвигателя возвратно-поступательного движения (гидроцилиндров) могут быть получены аналогичные выражения, если вместо моментов рассматривать развиваемые усилия R, а вместо угловых скоростей и частот вращения - скорости перемещения поршня V_r.

4.2 Основные расчетные уравнения

В основу расчета кладутся понятий рабочего и характерного объемов гидромашины и разделение всех потерь на механические и объемные;

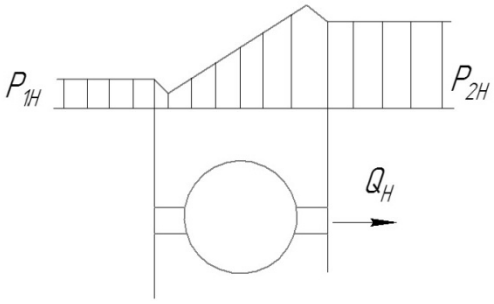


Рисунок 4.1

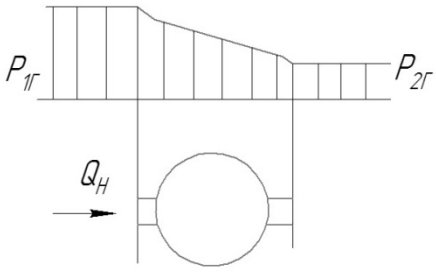


Рисунок 4.2

$$P_н = P_{2н} - P_{1н} \quad (4.1)$$

$$Q_н = Q_{ин} - q_н = Q_{ин} \cdot \eta_{он} \quad (4.2)$$

$$P_r = P_{2r} - P_{1r} \quad (4.3)$$

$$Q_r = Q_{ин} + q_н = \frac{Q_{ir}}{\eta_{or}} \quad (4.4)$$

4.2.1 Связь между внешними и внутренними параметрами роторных гидромашин (ГМ)

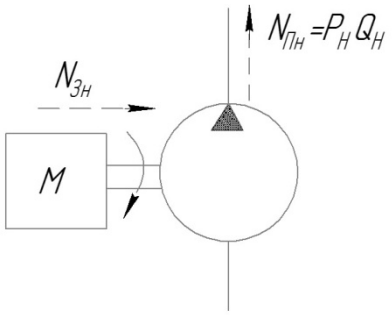


Рисунок 4.3

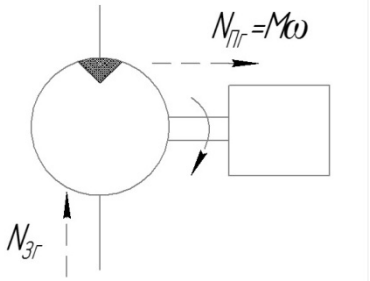


Рисунок 4.4

$$N_{зн} = M \cdot \omega \quad (4.5)$$

$$N_{пн} = P_H \cdot Q_н \quad (4.6)$$

$$\eta_н = \frac{P_H \cdot Q_н}{M \cdot \omega} \quad (4.7)$$

$$N_{зГ} = P_Г \cdot Q_Г \quad (4.8)$$

$$\eta_Г = \frac{M \cdot \omega}{P_Г \cdot Q_Г} \quad (4.9)$$

Момент, необходимый для привода насоса

$$M = \frac{P_н \cdot Q_н}{\eta_н \cdot \omega} = \left| \begin{matrix} Q_н = V_{он} n \eta_{он} = \\ V_{он} \frac{\omega}{2\pi} \eta_{он} \end{matrix} \right| = \frac{P_н V_{он}}{\eta_{тн} 2\pi} \quad (4.10)$$

Момент, развиваемый гидромотором

$$M = \frac{P_r V_{or} \eta_{mr}}{2\pi} \quad (4.11)$$

Так как роторные ГМ принципиально обратимы, то и расчетные уравнения для них записываются в одинаковой форме с той лишь разницей, что при обращении насоса в гидромотор или обратно знак при показателе степени КПД меняется на обратный, так же как и знаки слагаемых, соответствующих объемным и механическим потерям.

4.2.2 Связь между внутренними и внешними параметрами для гидроцилиндров

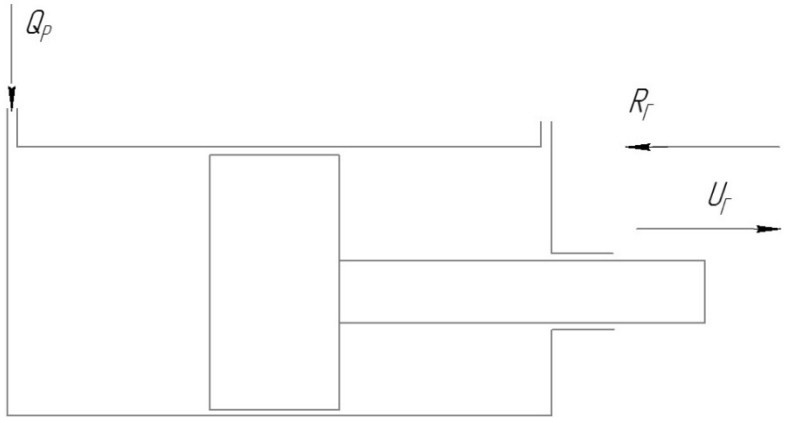


Рисунок 4.5 – Схема распределения сил

$$Q_Г = F_Г V_Г \frac{1}{\eta_{оГ}} \qquad (4.12)$$

$$R_Г = P_Г F_Г \eta_{тГ} \qquad (4.13)$$

4.3 Характеристики объемных гидромашин

Главной особенностью объемных гидромашин является свойство жесткости их характеристик.

Жесткость характеристики насоса выражается в том, что при хорошем уплотнении камер подача $Q_н$ насоса мало зависит от развиваемого давления $P_н$ и определяется размерами рабочих органов при постоянной частоте вращения приводного вала. При повышении давления $P_н$ насоса производительность $Q_н$ насоса понижается практически линейно (рисунок 4.6). В соответствии с этим линейной будет зависимость от $P_г$ и утечек $q_н$ жидкости в насосе (допускаем, что зазоры с изменением давления не меняются, и пренебрегаем потерями жидкости на сжимаемость, т.е. $q_{хн} \approx 0$, так как составляют всего несколько процентов от $q_н$.

Результаты опытов показывают, что изменение объемного КПД насоса практически тоже находится в прямой зависимости от давления насоса.

Минимальное значение числа оборотов насоса определяется его герметичностью (утечками жидкости). При уменьшении числа оборотов расчетная производительность насоса пропорциональна уменьшается, в то время как утечки сохраняются при прочих равных условиях. В результате при каком-то числе оборотов производительность и объемный КПД могут упасть до нуля.

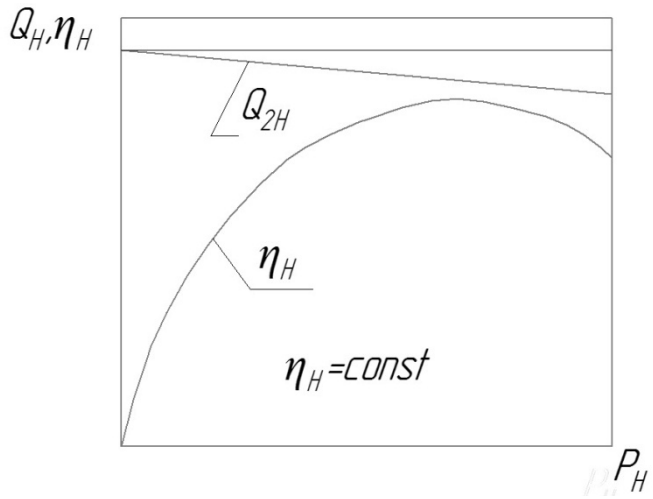


Рисунок 4.6 Характеристика объемного насоса при $n_H = const$

Максимальное значение числа оборотов насоса определяется надежностью заполнения рабочих камер жидкостью.

Жесткость характеристики гидроматора выражается в малой зависимости момента M_r, который он способен развивать при $p_r = const$, от частоты вращения n_r. При хорошем уплотнении рабочих камер расхода гидроматора Q_r и величина n_r находятся в линейной зависимости. величина M_r определяется моментом сопротивления приводимой машины.

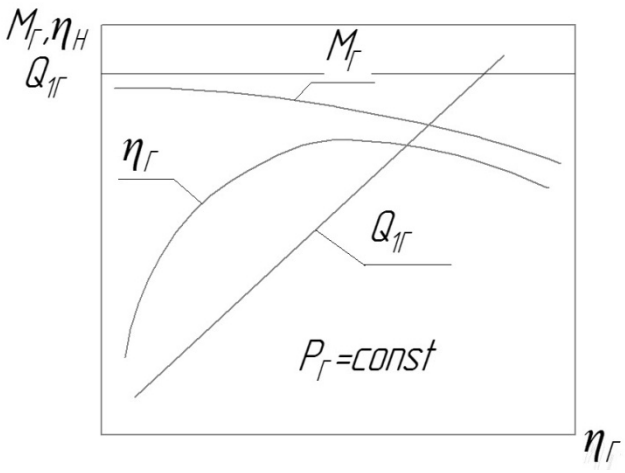


Рисунок 4.7 Характеристика объемного гидромотора при $P_Г = const$

Следовательно, величина n_r практически не зависит от гидродвигателей. Минимальное число оборотов гидродвигателя определяется устойчивым режимом смазки, обеспечиваемым достаточным расходом гидродвигателя может сравниваться с мощностью потерь и произойдет самозатормпживание двигателя.

4.4 Зависимость потерь мощности в насосах и гидроматорах от различных факторов

Поэтому помимо линейных характеристик строятся универсальные (топографические) характеристики гидромашин, которые имеют два определяющих параметра ($Q_н$ и $P_н$ - для насоса, Мг и n_r - для гидромотора) и представляют собой зависимость данного показателя от двух независимых переменных (характерного размера гидромашины $D = \sqrt[3]{W}$ вязкости и жидкости при постоянной температуре).

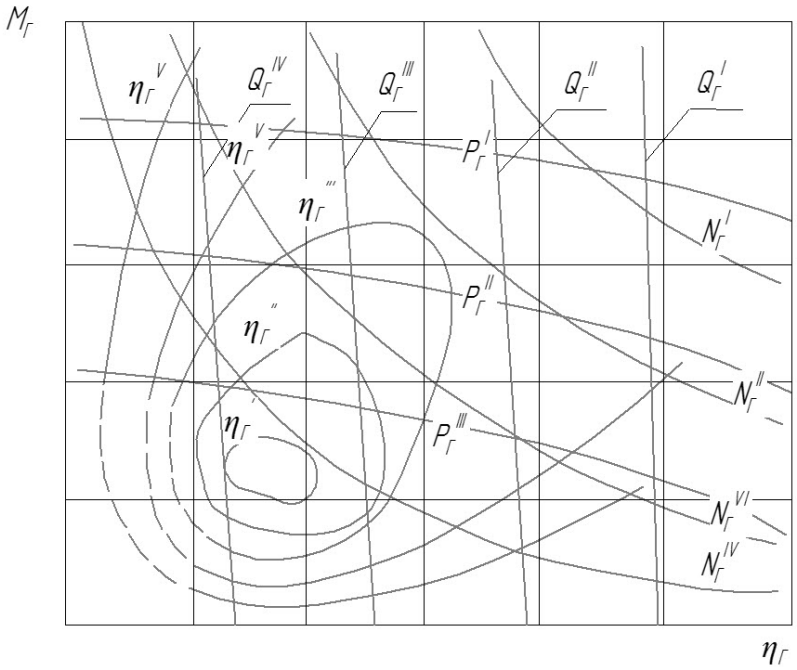


Рисунок 4.8 топографическая характеристика объемного гидромотора.

Обычно на такой характеристике наносятся линии постоянных перепадов давления рг (изобары) и линии постоянных расходов. На таком изображении каждой точке графика соответствуют легко читаемые значения. Такая характеристика называется универсальной. Если на ней нанести еще линии постоянных, то такую характеристику называют топографической.

В случаях, когда какие-либо области поля характеристики не определялись экспериментально (например, при малых скоростях, на которых проведение эксперимента затруднительно, а устойчивость движения иногда невозможно обеспечить), осуществляют экстраполяцию изобар, линий равных расходов и равных КПД, отличая эти участки пунктирными изображениями.

Топографические характеристики насосов строятся аналогично.

(к примеру, кран 2 перекрыт). Во избежание поломки насоса или другой аппаратуры системы нельзя использовать гидросистему с объемным насосом без предохранительного клапана 3, ограничивающего давление $P_{н\max}$.

Совместная характеристика насоса и предохранительного клапана называется располагаемой характеристикой насосной установки $P_{н.у} = f\left(Q_{н.у}\right)$. Зависимость давления P_c, затрачиваемого в системе потребителя, от перекачиваемого расхода Q называется характеристикой потребителя $P_c = f(Q)$.

Совместное рассмотрение характеристик $P_{н.у} = f(Q_{н.у})$ и $P_c = f(Q)$ позволяет найти $P_{эн}$ и $Q_н$.

Система с объемным, гидродвигателем изображена на рис. 1.10. Система, состоящая из первичного двигателя 1 с объемным насосом 2 и одного или нескольких объемных гидродвигателей 3 (гидроцилиндров или гидромоторов), питаемых насосом, называется объемной гидропередачей. Клапан 4 устанавливается непосредственно около гидродвигателя, в этом случае при внезапной остановке гидродвигателя из-за перегрузки давление перед ним повышается меньше.

Благодаря свойству жесткости характеристики гидродвигателя скорость движения выходного его звена зависит только от расхода Qr, подводимого к гидродвкгателю, и маго зависит от сопротивления приводимой машины, т.е. от затрачиваемого давления Pr. Это позволяет управлять скоростью ведомого органа гидропередачи, управления (кранов, клапанов, золотников), перепуская с помощью них часть жидкости в линию низкого давления, минуя гидродвигатель.

Изменяя направление подачи к гидродвигателю, можно изменить и направление движения приводимой машины. В этом случае система, содержащая,кроме гидропередачи, и механизмы управления, называется гидроприводом. Гидропривод с реверсивными гидромашинами должен иметь замкнутую систему циркуляции жидкости (рисунок 4.9).

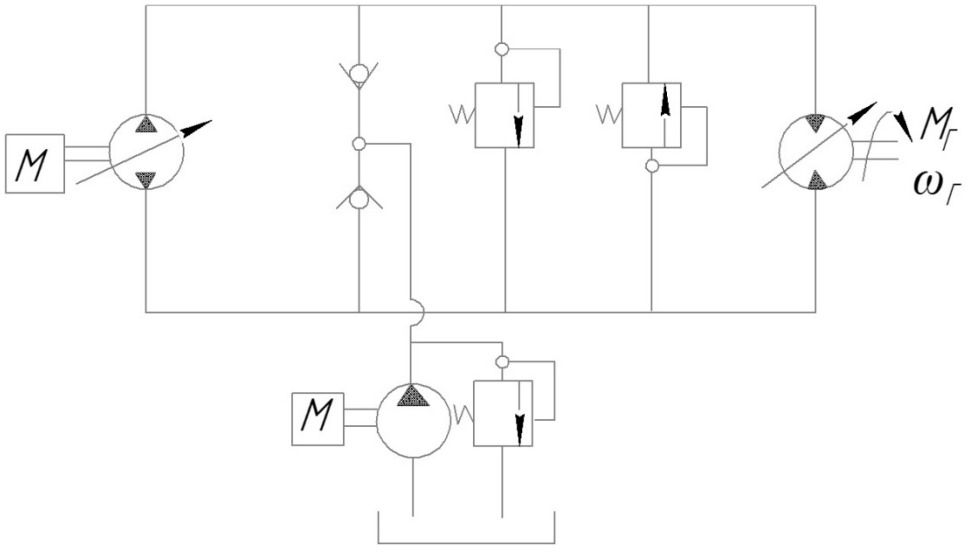


Рисунок 4.9 Схема гидропривода с объемным регулированием

Здесь вся гидросистема должна быть заполнена жидкостью, и для восполнения утечек устанавливается насос подпитки.

Рассмотрим характеристику гидропривода с точностью до потерь.

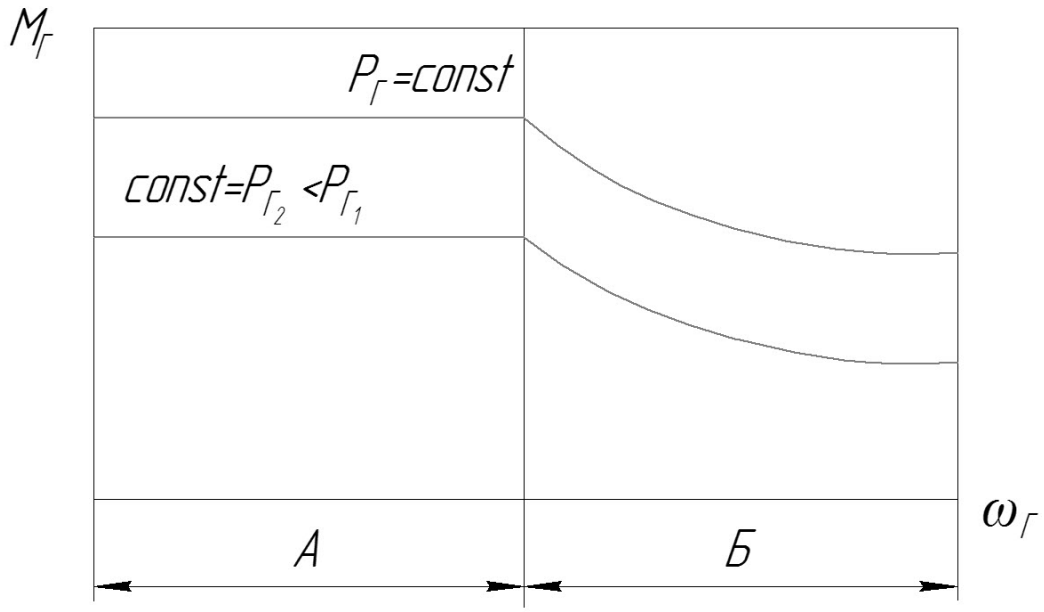


Рисунок 4.10 Характеристика гидропривода объемного регулирования

А - область регулирования угловой скорости гидромотора путем изменения рабочего объема насоса от $V_{он}|_{e=1} = 0$ до $V_{он}|_{e=1} = (V_{он})_{\max}$, рабочий объем гидромотора при этом остается постоянным $V_{or} = (V_{or})_{\max} = const$; $Q_н = Q_r$; $V_{он} n_н = V_{or} n_r$; $n_r = V_{он} \frac{n_н}{V_{or}} = const V_{он}$.

При этом момент на валу гидромотора $M_r = \frac{P_r (V_{or})_{\max}}{2\pi} = const$ при $P_r = const$

Б - область регулирования угловой скорости гидромотора путем изменения рабочего объема гидромотора от $(V_{or})_{\max}|_{e=1}$ до $V_{or}|_{e=0}$,

При этом $n_r = \frac{1}{V_{or}} \frac{n_н}{V_{он}} = \frac{const}{V_{or}}$.

А $M_r = \frac{P_r Q_r}{\omega} = \frac{const}{\omega}$ изменяется по гиперболе для $P_r = const$.

4.5 Роторные гидромашины

Роторные гидромашины - один из наиболее распространенных классов объемных гидромашин, получивших почти повсеместное распространение в гидропередачах в качестве основных преобразователей энергии.

Роторные гидромашины должны удовлетворять пяти определяющим признакам:

1. Гидромашина должна обладать обязательно тремя видами рабочих органов: статором, ротором и замыкателем.

Статор - неподвижный рабочий орган, обладающий приемной и отдающей камерами.

Ротор - вращающийся вокруг неподвижной в пространстве оси рабочий орган, связанный с валом гидромашины.

Замыкатель - рабочий орган, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную камеру от отдающей.

Никакими другими рабочими органами, участвующими в процессе перемещения рабочей жидкости, роторная машина не должна обладать (не должно быть- приемных и отдающих клапанов, вращающихся золотников).

Гидромашина. должна работать по объемному принципу. Поэтому приемная и отдающая камеры всегда должны бчть разделены совокупными герметнчны линиями касания ротора, статора и замыкателей.

3.Перемещение рабочей жидкости через гидромашину должно совершаться путем перемещения замкнутого объема рабочей клетки,при этом траектория частиц рабочей жидкости не должна иметь изломов.

Замыкатель при своем движении должен иметь лишь одну степень свободы относительно ротора или статора и, по крайней мере, с одним из них составлять низшую кинематическую пару.

Замыкатель при своем движении относительно ротора и статора должен совершать строго циклическое движение, период которого пропорционален периоду вращения ротора.

Следствия, вытекающие из основных признаков роторных гидромашин:

– роторная гидромашина принципиально обратима;

– роторная гидромашина благодаря "прямоточному" движению рабочей жидкости и наличию главным образом вращающихся деталей приспособлена к работе с большой частотой вращения ;

– отсутствие каких-либо иных рабочих органов, кроме трех перечисленных, приводит к конструкции распределения жидкости в виде соответствующих окон или канавок на распределительных поверхностях, т.е. к большому развитию поверхностей трения. Вот почему в роторных гидромашинах потери на трение и утечки превалируют над остальными видами потерь.

4.5.1 Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашины

Критерии оценки стационарных режимов работы роторной гидромашины основываются на использовании величины W_0 кубический корень из которого $D = \sqrt[3]{W_0}$ называют характерным размером гидромашины. Этот параметр позволяет обобщить методы сравнения различных образцов ГМ, конструктивно не похожих друг на друга, для определения степени совершенствоваало какому-то конкретному параметру.

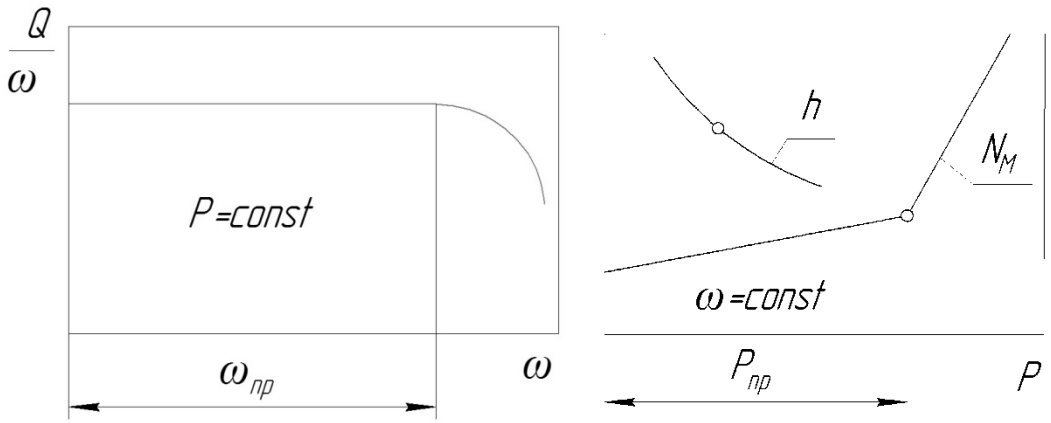
При испытании гидромашины на различных частотах вращения по достижении определенного значения угловой скорости величина подачи на один радиан резко падает из-за наступления кавитационных режимов работы. С появлением кавитации не только понижается производительность насоса, но и наблюдаются резкие колебания давления в нагнетательной линии и ударные нагрузки на детали насоса, вызывающие преждевременный выход его из строя. Во избежание возникновения таких режимов необходимо, чтобы коэффициент скорости не превосходил пределбного значения. Предельно допустимым с этой точки зрения числом оборотов является такое число, при которое абсолютное давление жидкости на входе в насос будет способно преодолеть без разрыва потека сумму потерь на всем пути от входа до рабочего элемента.

Критерием бескавитационного режима работы является условие, когда коэффициент скорости в любой из трех применяемых форм не превосходит допустимого значения:

$$C_\omega = \omega\sqrt[3]{W_0} = \omega D \le (C_\omega)_{пр} \qquad (4.14)$$

$$C_n = n\sqrt[3]{V_0} \le (C_n)_{пр} \qquad (4.15)$$

$$C_D = n\sqrt[3]{W_0} \le (C_D)_{пр} \qquad (4.16)$$



а б

Рисунок 4.11 Предельные режимы работы:

а – по кавитационной работоспособности

б – по износной работоспособности

Существование трех форм коэффициента скорости определяется тем, что при расчетах конструкции гидромашины обычно пользуются параметрами V_0 и n, а при расчетах динамики - параметрами W_0 и ω. Предпочтение обычно отдается выражению C_ω, а для перехода к остальным двум выражениям используют переводные множители:

$$C_n = 0,209C_\omega \qquad (4.17)$$

$$C_D = 0,159C_\omega \qquad (4.18)$$

Коэффициент $(C_\omega)_{пр}$ определяется наибольшим допустимым значение $\omega_{пр}$, при котором еще отсутствует кавитация, и называется критерием кавитационной работоспособности. Однако если в любом из узлов при $\omega_{пр}$ в смысле кавитации возникают недопустимо большие скорости, то предельное значение $(C_\omega)_{пр}$ соответственно снижают $(C_\omega)_{пр} = const$ для серии геометрически подобных гидромашин (эта величина изменяется незначительно, главным образом, за счет влияния вязкости). Следовательно, чем больше гидромашина, тем меньше число оборотов она должна иметь на номинальном режиме работы.

Современные гидроприводы работают на гидромашинах с C_ω= 453 - 400, аксиально-поршневые гидромашины "Лукас" имеют C_ω до 680.

При испытании гидромашины на частотс вращения оборотов и переменном перепаде давления можно определить мощность механических потерь $N_m = f(p)$, которая при некотором значении давления $P_{пр}$ меняет свои закономерность, что свидетельствует о разрушении масляной пленки на наиболее слабой поверхности трения и замене жидкостного трения полусухим или даже сухим (рисунок 4.11) В этом случае наступает предел износной работоспособности, определяемый предельным значением коэффициента мощности

$$C_N = p\omega\sqrt[3]{W_0} = pC_\omega \le (C_N)_{пр} \qquad (4.19)$$

Однако если мы должны выполнить условие получения заданного ресурса опор качения $h_н$, то необходимо снизить предельное значение номинального давления. И тогда предел работоспособности гидромашины, а также ее коэффициент мощности будут определяться опорами качения.

Критерий работоспособности опор качения

$$C_N = ph^{\frac{3}{m}} \qquad (4.20)$$

где m - показатель степени экспериментально установленной зависимости между числом циклов напряжений и временном пределом контактной усталости. В СССР принято m=10, за рубежом m=9.

Большое значение при оценке ГМ имеет . весовые характеристики:

удельный вес ГМ

$$\bar{G} = \frac{G}{N}\left(\frac{H}{кВт}\right) \qquad (4.21)$$

вес, приходящийся на единицу развиваемого момента

$$\bar{G}_{м} = \frac{G}{M}\left(\frac{H}{Н \cdot м}\right) \qquad (4.22)$$

металлоемкость (отношение объема стали, имеющей вес гидромашины, к ее характерному объему

$$V = \frac{G}{\rho W_0} \qquad (4.23)$$

4.5.2 Основы линейной теории подобия роторных гидромашин

Роторные машины, которые используются в качестве основных элементов в объемных гидропередачах и гидроприводах, характеризуются большими поверхностями трения, и для этих машин объемные и механические потери превалируют над остальной. Поэтому в качестве математической модели роторной машины принимается такая, в которой рассматривается потери только в зазорах между упомянутыми поверхностями. Такая модель не исключает существование и других видов потерь (гидравлических, в уплотнениях, на перемешивание рабочей жидкости и т.д.), но отдельно они обычно не рассматривается. Поэтому поступают следующим образом. Поскольку коэффициенты потерь определяются экспериментально, то соответствующей их корректировкой можно с достаточной для практических целей точностью описывать рабочий процесс, используя принятую математическую модель.

Обычно вблизи оптимальных по КПД режимов работы числовые значения коэффициентов потерь меняются незначительно, поэтому аналитические выражения потерь можно описывать линейными уравнениями, область работы гидромашин, для которой возможно использование линейных уравнений, называется квазилинейной.

Впервые так оценивать потери было предложено профессором из МВТУ, которым были разработаны законы подобия роторных гидромашин в конце 30-

х годов. Эта теория получила севе развитие и экспериментальную проверку Вильсоном (США) в конце 40-х годов.

Рабочий процесс серии подобных гидромашин описывается номинальным характерным размером $D = \sqrt[3]{W_0}$, некоторым эквивалентным зазором δ D (т.е. с потерями, как в гидромашине) и определяется тремя переменными факторами: падением давления p, угловой скоростью гидромашины ω и динамическим коэффициентом вязкости μ.

Для каждого типоразмерного ряда эквивалентный зазор связан с характерным размером гидромашины степенной зависимостью

$$\delta = A\sqrt[\varphi]{D} \qquad (4.24)$$

Поскольку в этом выражении показатель корня у не обязательно равен единице, приходится говорить лишь о номинальном подобии, так как абсолютное подобие может быть реализовано лишь при $\varphi = 1$.

Дадим выражение для потерь через определяющие параметры и факторы:

потери мощности на вязкое трение в соответствии с законом Ньютона

$$N_b = F_{TP} \cdot V \qquad (4.25)$$

где F_{TP} сопротивление относительному сдвигу поверхностей, образующих щель $F_{TP} = \mu \frac{V}{\delta} S$ здесь V - скорость относительного смещения поверхностей $v = \omega D$.

S - площадь поверхностей образующих щель $S = D^2$.

Тогда

$$N_b = k_b \mu \frac{D^4}{\delta} \omega^2 \qquad (4.26)$$

где k_b - коэффициент, определяемый экспериментально;

2) потери мощности на кулоново трение ("сухое трение")

$$N_c = f P_{np} V \qquad (4.27)$$

где f - кулоново трение;

$P_{пр} = pD^2$- сила гидростатического прижима трущихся поверхностей.

Тогда $N_c = cp\omega D^3$

(4.28)

где с - коэффициент, включающий в себя коэффициент трения;

3) потери мощности на утечки аналогичны выражению мощности потерь на утечки в узкой щели

$$N_y = Q_y p = k_y \frac{p^2 \delta^3}{\mu} \qquad (4.29)$$

где $Q_y = \frac{p\delta^3}{\mu}$; k_y коэффициент, определяемый экспериментально.

Если было бы выполнено абсолютное подобие, то k_y, k_b были бы const для серии геометрически подобных машин. Поскольку они не являются постоянными, то предлагаемую модель следует рассматривать в качества аппроксимирующей и перейти к укрупненным коэффициентам потерь, которые оценивали бы эти потери в долях от индикаторной мощности.

Выражение для индикаторной мощности

$$N_i = Qp = \omega W_0 p = \omega D^3 p \qquad (4.30)$$

Тогда, получим

$$N_b = k_b \frac{D}{\delta} \omega D^3 p \frac{\omega\mu}{p} = C_b \delta N_i \qquad (4.31)$$

где $C_b = k_b \frac{D}{\delta}$ - коэффициент потерь на вязкое трение;

$$\delta = \frac{\omega\mu}{p} \qquad (4.32)$$

где δ - функция Зоммерфельда - критерий изогональности, для геометрически подобных машин =const и обеспечивает подобие ламинарных потоков в зазорах, т.е. δ - критерий подобия потока вязкой жидкости в эквивалентной щели.

Соответственно для

$$N_c = cN_i \qquad (4.33)$$

$$N_y = K_y \frac{\delta^3}{D^3} p\omega D^3 \frac{p}{\omega\mu} = C_y \frac{1}{\delta} N_i \qquad (4.34)$$

В связи с затруднениями в оценке μ непосредственно в зазорах (следует иметь в виду, что значение μ. для эквивалентной щели не равно его значению для рабочей жидкости в магистралях, а тем более в сборном баке, т.к. в узких щелях температура жидкости обычно - значительно выше) часто пользуются выражением $\frac{C_y}{\mu}$ и μC_b, тем более, что ряд закономерностей для ОГМ определяется произведением $\frac{C_y}{\mu}\mu C_b = C_b C_y$ непосредственно не зависящим от μ.

С учетом полученных зависимостей для установившегося режима работа насоса

$$\eta_н = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_c + N_b} = \eta_{он}\eta_{мн} = (1 - C_y\frac{1}{\delta})\frac{1}{1 + C + C_b\delta} \quad (4.35)$$

для гидромотора

$$\eta_r = \frac{N_i - N_c - N_b}{N_i + N_y} = \frac{1 - C - C_b\delta}{1 + C_y\frac{1}{\delta}} = \eta_{or}\eta_{mr} \quad (4.36)$$

Дифференцируя выражения (4.35 и 4.36) по δ и приравнивая выражения к нулю, можно получить выражения экстремального значения δ*, соответствующего режиму работы гидромашины с оптимальным КПД η*;

$\delta_н^* = \sqrt{\frac{C_y}{C_b(1+C)}}$ - в Режиме насоса (4.37)

$\delta_r^* = \sqrt{\frac{C_y}{C_b(1-C)}}$ в режиме гидродвигателя (4.38)

$$(1+C)\eta_н^* \approx \frac{1 - \sqrt{\frac{C_b C_y}{1+C}}}{1 + \sqrt{\frac{C_b C_y}{1+C}}}; \quad \frac{\eta_r^*}{1-C} \approx \frac{1 - \sqrt{\frac{C_b C_y}{1-C}}}{1 + \sqrt{\frac{C_b C_y}{1-C}}} \quad (4.39)$$

Остается выяснить вопрос, как определить φ и А. Так как машины в системе гидропривода работают на рабочей жидкости постоянной вязкости, а предельное значение р. для всей гаммы гидромашин постоянно, то для этих условий в. качестве функционала можно взять выражение $\omega^* = \frac{\rho}{\mu}\delta^*$, которое для ОГМ в режиме насоса равно

$$\omega^* = \frac{\rho}{\mu}\sqrt{\frac{K_y}{K_b}\frac{1}{1+C}}\left(\frac{\delta}{D}\right)^2 \qquad (4.40)$$

Получим разрешающее уравнение для нахождения показателя степени

$$\omega^* = \frac{\rho}{\mu}A^2 D^{2(\frac{1}{\varphi}-1)}\sqrt{\frac{K_y}{K_b}\frac{1}{1+C}} \qquad (4.41)$$

Чтобы все ГМ одного типоразмерного ряда имели наибольшее КПД при одном и том же ω^* , необходимо, чтобы φ=1, т.е. обеспечить полное геометрическое подобие.

Но в этом случае ГМ малых размеров будут выполнены с 'большим запасом по коэффициенту скорости, поскольку у них значения коэффициентов скорости будут пониженными.

Отсюда естественно требовать, чтобы все ГМ одного типоразмер . имели наибольшее значение КПД при одном и том же ω^* для этого обе части уравнения (4.30) умножим на D;

$$\omega^* D = C_\omega = \frac{\rho}{\mu}A^2 D^{2(\frac{1}{\varphi}-1)+1}\sqrt{\frac{K_y}{K_b}\frac{1}{1+C}} \qquad (4.42)$$

Отсюда видно, что ω^*=const при φ=2, т.е. при независимости C_ω, от D

В сушествующих аксиально-поршневых и аксиально-плунжерных машинах

φ=1,215-1,49.

Несовпадение значений φ с двумя полученными выше можно объяснить тремя причинами:

I) конструктор при проектировании не ставил тех задач, которые были положены в основу решений, дающих значения φ=1 и φ=2;

2)технологическими трудностями выполнения заданных значений зазоров;

3)выражение (4.40) функционально недостаточно точно соответствует происходящим в ГМ процессам.

4.5.3 Экспериментальное определение коэффициентов

Проще всего числовые значения коэффициентов определять по изобарам и линиям постоянных расходов на топографической характеристике гидромашины (рисунок 4.12).

В области квазилинейных режимов работы ГМ изобары и линии постоянных расходов есть прямые линии (из-за линейности уравнений потерь).

Запишем выражение для мощности на выходном валу гидромотора

$$N_r = N_i - N_b - N_c \qquad (4.43)$$

и от мощности перейдем к моменту, поделив члены уравнения (4.43) на ω:

$$M_r = M_i - M_b - M_c = pW_0 - C_b\delta\, pW_0 - C_p W_0 \qquad (4.44)$$

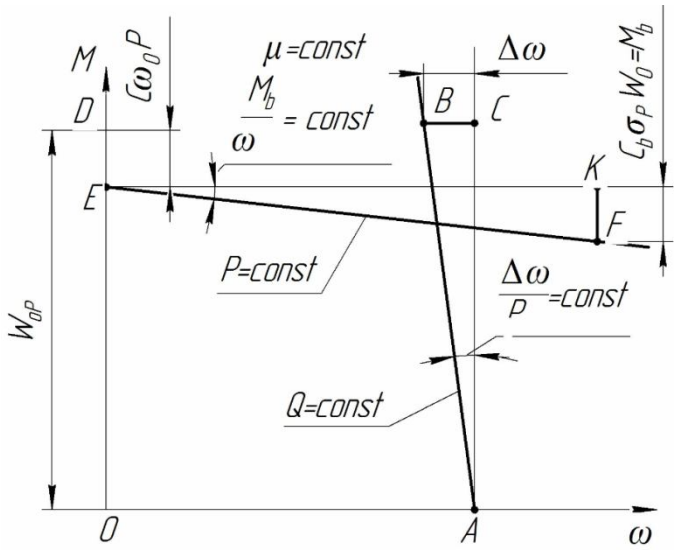


Рисунок 4.12 Схема для расчета коэффициентов C_y, C_b, C

На рисунке 4.12:

OD - величина индикаторного момента (таким бы был момент на выходном валу гидромотора, если бы в нем отсутствовали потери на вязкое и сухое трение) ;

DE - величина момента, затраченного на преодоление сухого трения. Эта величина зависит от качества обработки трущихся поверхностей и от усилия прижатия;

KF - величина момента, затрачиваемого на преодоление вязкого трения (при заданном ω);

EF - изменение момента на выходном валу гидромотора в зависимости от ω.

$$C = \frac{DE}{OD} = \frac{C_p W_0}{p W_0} = \frac{p_c}{p} \qquad (4.45)$$

где p_c - доля давления, затрачиваемого на преодоление момента сухого трения.

Тогда получим: $$\mu C_b = \frac{M_b}{M_i}\frac{p}{\omega} = \frac{FK}{OD}\frac{p}{\omega} = \frac{p_b}{\omega} \qquad (4.46)$$

где p_b - доля давления, затрачиваемого на преодоление момента вязкого трения.

Легко видеть, что уклон изобары в определенном масштабе изображает величину μC_b.

На рисунке 4.12: AC - линия постоянной угловой скорости;

OA - такой была бы угловая скорость вращения гидромотора при отсутствии потерь на утечки;

AB - линия изменения действительной угловой скорости гидромотора;

CB - величина потерянной угловой скорости при определенном p=const.

Получим: $$\frac{C_y}{\mu} = \frac{M_y}{M_i}\frac{\omega}{p} = \frac{Q_y P}{QP}\frac{\omega}{p} = \frac{\Delta\omega}{p} \qquad (4.47)$$

где $\Delta\omega$ - величина потерянной угловой скорости. Уклон линии AB в определенном масштабе дает величину $\frac{C_y}{\mu}$.

Место для формулы.

5 Гидромашины возвратно - поступательного действия

Типичным представителем объемных гидромашин является поршневой насос с кривошипно-шатунным приводом, применяемый для перекачки различных жидкостей, вытеснение которых производится поршнем, двигающимся возвратно-поступательно в цилиндре (рисунок 5.1). Для этих насосов характерно наличие всасывающих и напорных клапанов, регулирующих давление жидкости через рабочую камеру. Они самодействующие: открываются под действием перепада давления, а закрываются под действием собственного веса или пружины.

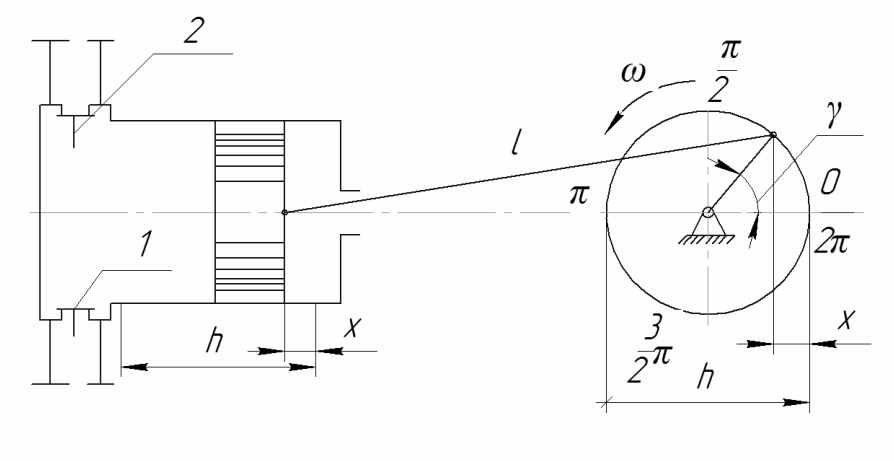


Рисунок 5.1 - Схема поршневого насоса с кривошипно-шатунным приводом

5.1 Мгновенная и средняя подачи насоса

Мгновенная идеальная подача насоса

$$Q = V \cdot F, \qquad (5.1)$$

где V - мгновенное значение скорости движения поршня в цилиндре;

F - Площадь поршня

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \frac{dx}{d\gamma} \cdot \omega, \qquad (5.2)$$

где ω - угловая скорость вращения кривошипа (величина постоянная);

x - величина перемещения поршня за время поворота кривошипа на угол γ :

$$x = (\ell + r) - (\ell \cos\alpha + r\cos\gamma).$$

Обычно $r \approx 0.2\ell$ и даже меньше, поэтому можно принять, что $\alpha = 0$. Тогда

$x = r(1 - \cos\gamma)$. Отсюда $V = \omega \dfrac{d}{d\gamma}\left[r(1-\cos\gamma)\right] = \omega r \sin\gamma.$

Тогда

$$Q = \omega r F \sin\gamma. \qquad (5.3)$$

Следовательно, подача однопоршневого насоса одностороннего действия, схема которого дана на рисунке 5.1, неравномерная по величине и прерывистая. Диаграмма идеальной подачи такого насоса показана на рисунке 5.2. $oabc$ график изменения подачи насоса за время полного цикла, т.е. при повороте кривошипа на угол $\gamma = 2\pi$.

При ходе поршня вправо (на всасывание) поступление жидкости в напорный трубопровод не происходит, и подача насоса в течение этого хода равна нулю. На графике этот процесс изображен отрезком bc

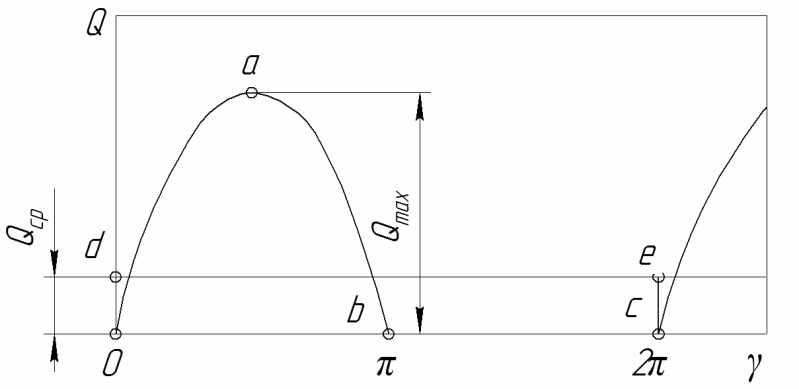


Рисунок 5.2 - График подачи поршневого насоса одностороннего действия

Наибольшая подача насоса будет для $\sin\gamma = 1$, при этом

$$Q = Q_{MAX} = \omega r F. \qquad (5.4)$$

Если бы подача одноцилиндрового насоса одностороннего действия совершалась равномерно и не за одни ход поршня, а за два его хода (туда и обратно), то ее можно было бы изобразить площадью прямоугольника $oced$, равновеликого площади, ограниченной ветвью синусоиды и ее основанием.

Высота прямоугольника соответствует воображаемой средней идеальной подаче насоса

$$Q_{ин} = Q_{ср} = V_0 \cdot n, \qquad (5.5)$$

где $V_0 = F \cdot h$ - рабочий объем одно поршневого насоса одностороннего действия;

$h = 2r$ - величина хода поршня на нагнетание за одни оборот кривошипа;

n - частота вращения кривошипа.

5.2 Неравномерность подачи и способы ее выравнивания

Отношение $\frac{Q_{MAX}}{Q_{ср}} = \delta_H$ называется степенью неравномерности подачи насоса. Для одноцилиндрового насоса одностороннего действия $\delta_H = \pi.$

Неравномерность подачи вызывает возникновение инерционных сил в потоке. Сила инерции жидкости, движущейся безотрывно за поршнем, пропорциональна его ускорению

$$j = \ddot{x} = \frac{d^2x}{d\gamma^2} \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = \omega^2 r \cos\gamma. \qquad (5.6)$$

Поэтому при высоких значениях ω инерционные силы могут достигать большой величины, вызвать разрыв сплошности потока и нарушить нормальную работу насоса. Кроме того, силы инерции ложатся лишней нагрузкой на приводную часть насоса.

Для уменьшения неравномерности подачи можно предположить два способа:

Применение многопоршневых машин с общим приводом и с общим магистральным трубопроводом, однако увеличение числа цилиндров усложняет конструкцию и эксплуатацию насоса;

Установка воздушных колпаков (гидропневматических аккумуляторов) на всасывающей и нагнетательной линиях насоса.

В первом случае неравномерность подачи можно снизить до 1.57 (у двух поршневого насоса одностороннего действия) или до 1.047 (у трех поршневого

насоса одностороннего действия). Графики изменения идеальной подачи таких насосов показаны на рис. 5.3.

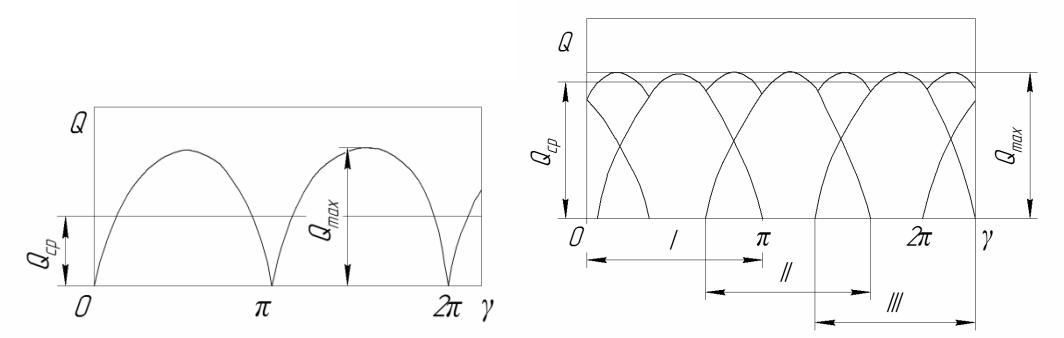


Рисунок 5.3 - Графики подач поршневых насосов: а – двух поршневого одностороннего действия; б – трех поршневого одностороннего действия.

В случае выравнивание подачи с помощью воздушных колпаков (схема для этого случая дана на рисунке. 5.4) колпаки устанавливаются в непосредственной близости от насоса.

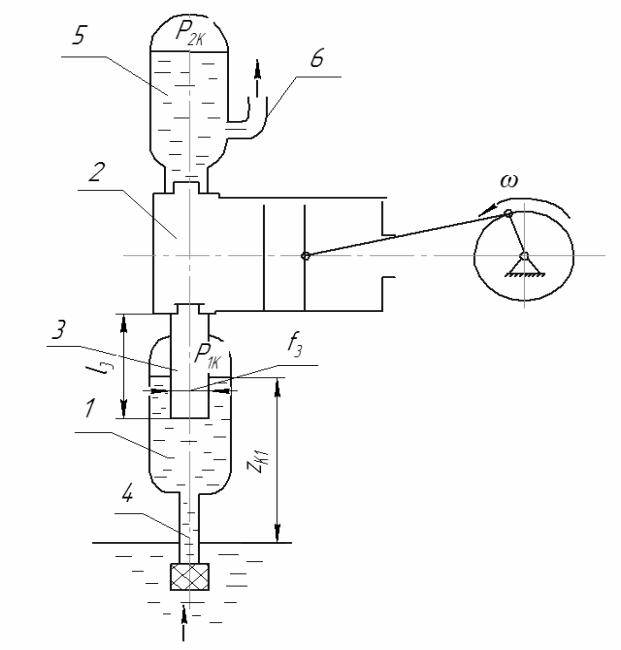


Рисунок 5.4 - Установки воздушных колпаков

Колпак 1 установлен на линии всасывания. Сверху в него опускается приемный патрубок 3 (короткая труба), идущий от клапанной коробки насоса. В нижней части колпака присоединяется труба 4, идущая из приемного резервуара.

Предположим, что уровень жидкости в колпаке $z_{K1.}$. Над этим уровнем находится разреженный воздух под давлением $p_{K1.}$. Во время хода поршня на всасывание жидкость по патрубку 3 втягивается в насос, вследствие чего уровень в колпаке стремится понизиться и, следовательно, давление воздуха в нем уменьшится. Это вызовет подъем жидкости из приемного резервуара в колпак. Хотя при неравномерном движении поршня количество засасываемой жидкости из колпака и меняется, но при достаточно больших его размерах уровень жидкости в нем будет меняться незначительно и приток по трубе 4 будет почти равномерным. Силы инерции возникают лишь в коротком патрубке 3.

Инерционное повышение давления в патрубке (перед входом в насос)

$$p_{U1} = \rho j_3 \ell_3 = \rho j \frac{F}{f_3} \ell_3. \qquad (5.7)$$

В нагнетательном колпаке 5 находится некоторый запас воды, а над ней воздух под давлением $p_{2K.}$, предназначенный для выравнивания подачи и колебаний давления в напорном трубопроводе.

Когда мгновенная подача жидкости превышает среднюю величину, избыток жидкости накапливается в колпаке и сжимает воздух, т. е. давление $p_{2K.}$ возрастает. Когда мгновенная подача становится меньше или совсем прекращается, воздух в колпаке расширяется и вытесняет накопленный избыток жидкости в напорный трубопровод.

Таким образом, в трубах поддерживается непрерывное движение жидкости, и величина инерционных пульсаций давления резко снижается. Подача насоса будет при этом непрерывной, и колебаться вокруг среднего значения.

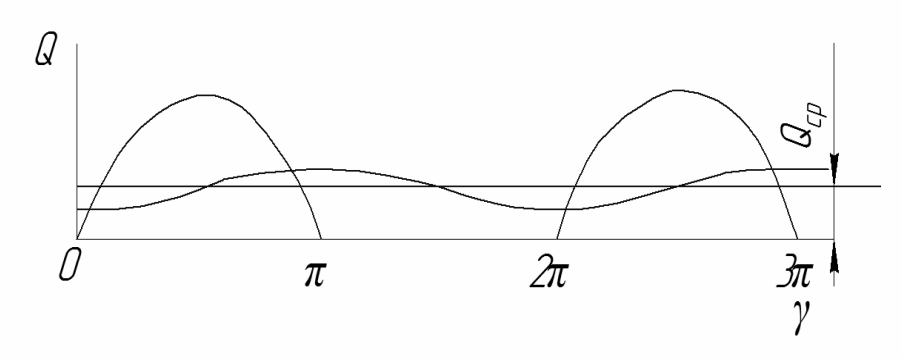


Рисунок 5.5 - Выравнивание подачи насоса с помощью воздушных колпаков

Чем больше объем газовой подушки по сравнению с поступающим в колпак объемом жидкости, тем больше степень выравнивания подачи и давления в напорной магистрали. Поэтому обычно колпаки большие по размеру и 2/3 их объема занимает воздух.

Но при увеличении давления воздух растворяется в жидкости и уносится ее потоком. Поэтому требуется его постоянное восполнение (от компрессора или от баллона со сжатым воздухом). Замедлить восполнение газа помогают поплавки на поверхности жидкости.

Для правильного функционирования воздушного клапана подвод и отвод жидкости в нем необходимо организовать таким образом, чтобы вся жидкость проходила через колпак, изменяя в нем направление своего движения и теряя скорость.

Вопрос о целесообразности установки воздушных клапанов у мелких насосов решается проектировщиками в каждом отдельном случае, в отличие от крупных, которые поставляются вместе с насосами

5.3 Клапаны поршневого насоса

Клапаны служат для периодического изолирования камеры от нагнетательной и всасывающей полостей. Клапаны, попеременно соединяющие рабочую камеру со всасывающим и напорным трубопроводами, принадлежат к наиболее ответственным элементами насоса.

Требования к клапанам:

- обеспечивать герметичность в закрытом состоянии;

- своевременно открывать и закрывать отверстия, через которые протекает жидкость;

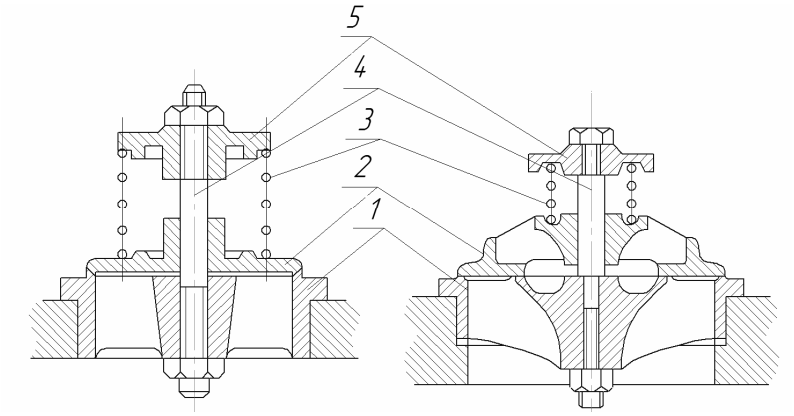
- оказывать малое гидравлическое сопротивление прохождению жидкости;

- быть достаточно прочным и износоустойчивыми;

- закрываться без удара.

Наиболее распространение получили автоматические клапаны с пружиной, которые открываются под давлением протекающей через них жидкости, а закрываются под действием пружины и собственного веса.

Конструктивное выполнение клапанов довольно разнообразно. Чаще всего насосы снабжаются тарельчатыми (рисунок 5.6, а) или однокольцевыми (рис. 5.6, б) клапанами, нагруженными по центру пружиной.



а) б)

Рисунок 5.6 - Клапаны поршневых насосов: а) тарельчатый, б) кольцевой

1 – седло; 2 – тарелка; 3 - пружина; 4 – направляющий стержень; 5 – ограничитель хода пружины.

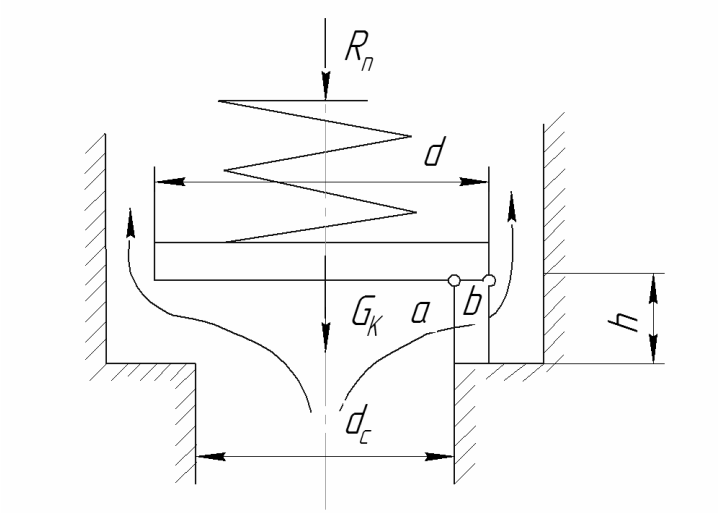


Рисунок 5.7 – Схема тарельчатого клапана

При открытии клапана тарелка 2 образует с седлом 1 кольцевую щель высотой *h*, которая благодаря действию пружины $R_п$ и веса клапана G_K способна пропускать жидкость только в одном направлении.

Уплотняющие пояски (рисунок 5.7) должны быть тщательно притерты к седлу, чтобы обеспечить герметичность закрытого клапана. Чтобы клапаны насоса выдерживали без заметного износа большое число рабочих циклов, они должны садиться на седло без удара, что достигается шириной поясков, при которой жидкость из щели высотой *h* при сближении поверхностей выдавливается достаточно медленно.

Разность давлений при открытии клапана $P_{КО}$ определяется силами начального поджатия *Rno* и весом клапана G_K.

$$R_{ПО} + G_K = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} \cdot p_{КО} = f_C \cdot p_{КО}, \qquad (5.8)$$

где $f_C = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4}$ – площадь тарельчатого клапана по диаметру седла d_C.

При условии, что максимальный подъем клапана h_{MAX} и ширина уплотняющих поясков ab значительно меньше d_C, можно принять, что характеристика клапана $p_K = f(Q_K)$ представляется собой горизонталь, где Q_K – расход через клапан.

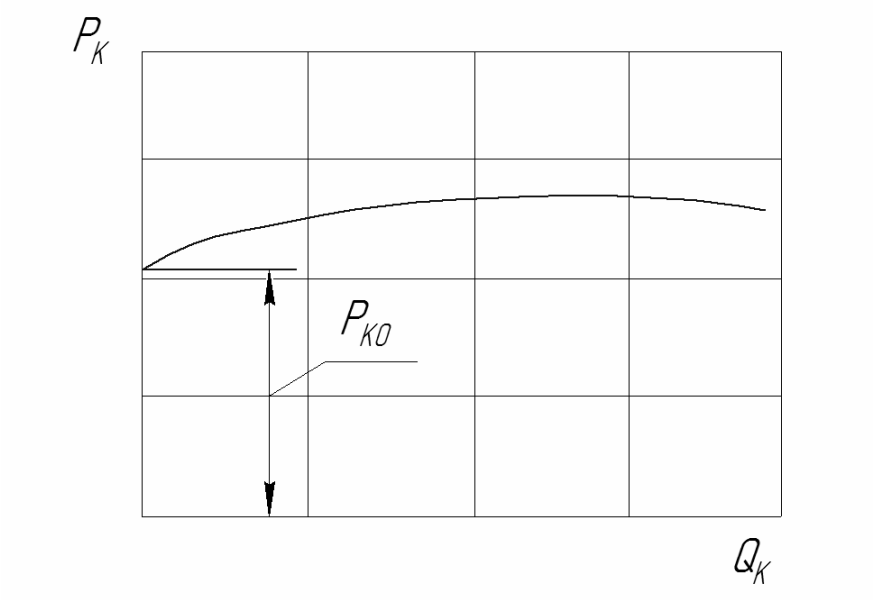


Рисунок 5.8 - Характеристика клапана

В поршневых насосах распределение движения жидкости осуществляется самодействующими всасывающим 1 и нагнетательным 2 клапанами (рис. 5.1). Клапаны поднимаются под действием разности давлений p_K. Поэтому при ходе заполнения давление в цилиндре $p_{1Ц}$ всегда меньше давления p_{1H} в подводящей линии перед клапаном 1:

$$P_{1H} - P_{1Ц} = P_K \qquad (5.9)$$

При ходе вытеснения $P_{2Ц}$ больше P_{2H} за клапаном 2:

$$P_{2Ц} - P_{2H} = P_K \qquad (5.10)$$

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления клапанов, преобразуется в тепло. Поэтому стараются делать клапан таким, чтобы $P_K \langle\langle P_H$,

где P_H – давление насоса.

Объем жидкости, вытекающей из-под клапана, будет зависеть от величины его подъема h.

Тогда для истечения жидкости из кольцевой щели можно записать

$$Q_K = \mu f_{Щ} \sqrt{\frac{2P_K}{\rho}}, \qquad (5.11)$$

где $f_{щ} = \pi dh$ – площадь щели клапана; d - диаметр клапана; μ - коэффициент расхода щели.

За время dt из-под клапана выйдет жидкости в количестве $dQ_K = \mu\pi dhcdt$. ($C = \sqrt{2P_K / \rho}$ – теоретическая скорость истечения жидкости из-под клапана). Это количество жидкости равно количеству жидкости, вытесненной поршнем за это же время, $dQ = FVdt$ (F – площадь поршня, V – скорость движения поршня).

Из этого равенства получим выражение для h

$$h = \frac{FV}{\mu\pi dc}, \qquad (5.12)$$

Откуда видно, что высота подъема клапана h пропорциональна скорости движения поршня V в предположении, что μ мало зависит от величины h и в крайних положения поршня (V=0) клапан садится на седло (h=0).

Для кривошипно-шатунного привода, для которого $V = \omega r \sin\gamma$, высота подъема клапана будет изменяться тоже по синусоиде:

$$h = \frac{F\omega r \sin\gamma}{\mu\pi dc}, \qquad (5.13)$$

Скорость подъема клапана:

$$h = \frac{dh}{dt} = \frac{F\omega r}{\mu\pi dc}\cos\gamma\frac{d\gamma}{dt} = \frac{F\omega^2 r}{\mu\pi dc}\cos\gamma \qquad (5.14)$$

И ускорение:

$$\ddot{h} = -\frac{F\omega^3 r}{\mu\pi dc}\sin\gamma. \qquad (5.15)$$

Из уравнения (рисунок 5.9) видно, что при подъеме клапана ускорение отрицательно и в момент открытия равно нулю. Это находится в противоречии с предыдущим выражением (рисунок 5.8) для скорости подъема клапана, величина которой получилась конечной уже для первого момента открытия клапана, что теоретически неизбежно ведет к необходимости бесконечно большого ускорения.

Подобное противоречие можно объяснить лишь тем, что процесс поднятия клапана не может в точности протекать так, как указывает теория. Диаграммы

подъема клапана, снятые во время работы насоса, указываются на правильность подобного заключения (рисунок 5.9).

В результате запаздывания посадки нагнетательного клапана всасывающий клапан может открыться только в точке В вместо мертвой точки А, где поршень закончил ход нагнетания.

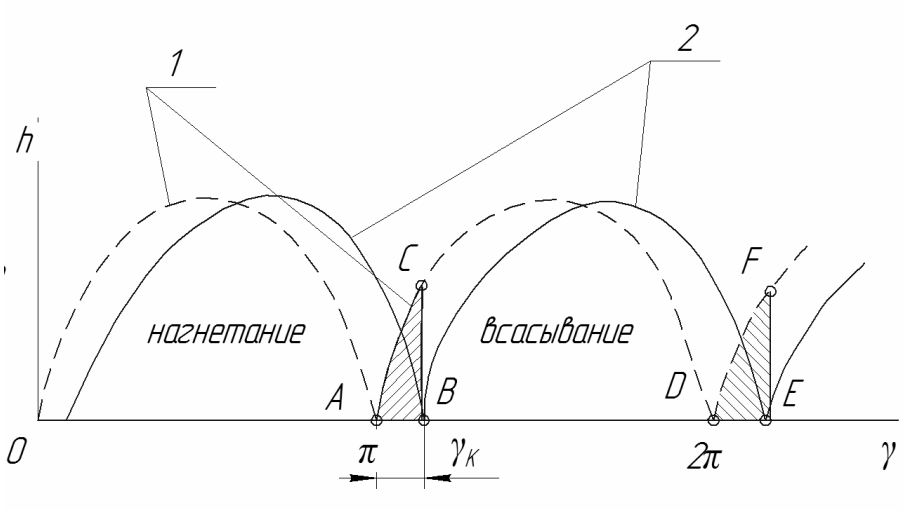


Рисунок 5.9 - График подъема клапана:1 – перемещение поршня; 2 – диаграмма фактического подъема клапана

Это связано с тем, что при открытом нагнетательном клапане давление в цилиндре не может упасть ниже P_{1H} и, следовательно, не может возникнуть разность давления $P_{1H} - P_{1Ц} = P_{K.}$, открывающая всасывающий клапан. Поэтому объем жидкости АСВ (рисунок 5.9), ранее поданной в отводящую линию, вернется в цилиндр за время АВ посадки нагнетательного клапана и не будет подан потребителю. Аналогично запаздывание закрытия всасывающего клапана на участке DE ведет к запаздыванию подъема нагнетательного клапана, который откроется в точке Е вместо точки D. Поэтому объем жидкости DEF, поступивший в цилиндр, вернется в подводящую линию вместо того, чтобы быть поданной потребителю.

При возрастании частоты вращения насоса n_H, когда время работы цикла уменьшается, время запаздывания по отношению к нему возрастает. Значение γ_K (рисунок 5.9) при этом увеличивается, и подача насоса снижается.

Запаздывание уменьшается с уменьшением массы клапана, уменьшением его площади и высоты подъема h_{MAX}. Поэтому для повышения частоты вращения без снижения использования рабочего объема насоса приходится применять меньшие клапаны и допускать их меньший подъем.

Для увеличения ресурса клапанов необходимо, чтобы их посадка в седло осуществлялась без удара. Если скорость посадки клапана мала, жидкостная пленка выдавливается из щели под уплотняющей поверхностью ab (рисунок 5.7) и скорость снижается до нуля к моменту соприкосновения поверхностей клапана и седла. С возрастанием скорости посадки способность жидкости, выдавливаемой из щели, к демпфированию уменьшается и при достижении некоторого критического значения скорости соприкосновение клапана с седлом происходит при некоторой конечной скорости. Связывая эту скорость с максимальной высотой подъема клапана h_{MAX} и частотой вращения насоса n_H, профессор И. И. Куколевский получил следующую эмпирическую формулу:

$$h_{MAX} \cdot n = 500...600, \qquad (5.16)$$

где h_{MAX}, мм;

n, об/мин.

5.4 Индикаторная диаграмма насоса.

В поршневых насосах использование подведенной мощности анализируют с помощью индикаторных диаграмм, которые представляют собой запись давления в цилиндре насоса при любом положении поршня.

Индикатор давления представляет собой датчики давления (преимущественно индуктивного и тензометрического типов), присоединяемое к цилиндру. В этом случае диаграммы могут записываться при любых значения n_H и p_H.

Рассмотрим основные величины, позволяющие на основании индикаторных диаграмм оценить качество рабочего процесса поршневого насоса. Сначала рассмотрим случай, когда при работе насоса на небольших

давления ($p_H \langle 10\ МПа$) и отсутствии в жидкости пузырьков газа можно пренебречь сжимаемостью среды в цилиндре (рисунок 5.10).

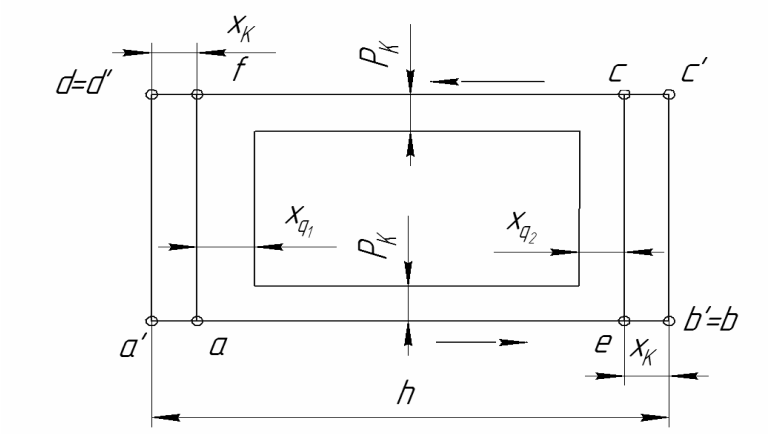


Рисунок 5.10 – Идеальная индикаторная диаграмма

При движении поршня от мертвой точки a' до точки a всасывания не будет происходить, так как из-за запаздывания не закроется еще нагнетательный клапан. На участке ab происходит всасывание жидкости. Поршень дошел до точки b и пошел влево на нагнетание, но так как не закрылся еще всасывающий клапан, то жидкость на участке be (на длине X_K хода поршня) будет вытесняться из цилиндра обратно во всасывающий трубопровод. Линия EC представляет собой процесс сжатия жидкости до давления открытия нагнетательного клапана (точка С). На участке cd жидкость вытесняется из цилиндра. От точки d поршень идет на всасывание, но из-за запаздывания закрытия нагнетательного клапана жидкость на участке df (на длине X_K хода поршня) из нагнетательного трубопровода будет поступать обратно в цилиндр. В точке f закрывается нагнетательный клапан, жидкость, находящаяся в цилиндре, расширяется (линия fa), и в точке a открывается всасывающий клапан.

В результате полезный ход поршня составит $h-2x_K$. Подача вытесняемой из цилиндра жидкости Qb будет меньше идеальной подачи на величину перетечек через клапаны, которые открывающиеся и закрываются не одновременной с началом хода поршня на всасывание и нагнетание.

$$Qb = Q_{ИН} - \delta Q = F(h - 2x_K)n_H. \qquad (5.17)$$

Зависимость подачи от запаздывания клапанов и от частоты вращения является особенность клапанных насосов.

Подача потребителю $Q_{2H} \langle Qb$ на величину утечек q_H через уплотнения камеры (нагнетательный и всасывающий клапаны в закрытых положениях и уплотнения поршня).

Из рассмотрения рисунка 5.10 видно, что при прямолинейной индикаторной диаграмме работа, совершенная поршнем за один оборот приводного вала, может быть вычислена как:

$$A = FP_{jн}(h - 2x_K).$$

Это позволяет определить индикаторную мощность:

$$N_{jH} = A \cdot n_H = P_{jH} \cdot Q_b \qquad (5.18)$$

Величина $P_{jн}$ может быть найдена по диаграмме, тогда для потерь давления в насосе можно записать:

$$P_{PH} = P_{jн} - p_H = 2P_K. \qquad (5.19)$$

Если давления на протяжении ходов вытеснения и заполнения постоянны, мощность потери давления

$$N_{PH}\left[(P_{2Ц} - P_{2H}) - (P_{1Ц} - P_{1H})\right]F(h - 2x_K)n_H = P_{PH}(Q_{2H} + q_H). \qquad (5.20)$$

На рисунке 5.10 условно выделены части X_{q_2} и X_{q_1} полезного хода X_{ac}. Количественно они соответствуют вытеснению утечек q_2 при ходе нагнетания и заполнению камеры утечками q_1, из области высокого давления при ходе заполнения. Тогда для мощности объемных потерь можно записать

$$N_{qH} = F(X_{q_1} + X_{q_2})n_H P_H = (q_1 + q_2)P_H = q_H P_H. \qquad (5.21)$$

Значение q_H, необходимое для вычисления N_{qH}, находят из формул:

$$Q_{2H} = Q_{ИН} - q_H - \delta Q;$$
$$q_H = Q_{ИН} - Q_{2H} - \delta Q, \qquad (5.22)$$

Где величины Q_{2H} и δQ определяют при испытаниях опытным путем. Величину $Q_{ИН}$ вычисляют по формуле (5.5), для чего значения h и F следует

находить непосредственным измерением во избежание влияния неточностей изготовления деталей насоса на результаты его испытаний.

Таким образом, мощность индикаторных потерь $N_{ГН} = N_{РН} + N_{qн}$ при прямолинейной индикаторной диаграмме может быть разделена на $N_{РН}$ и $N_{qн}$.

Главной причиной отклонения индикаторной диаграммы от прямолинейной формы является сжатие перекачиваемой среды. При работе на высоких давлениях причиной сжимаемости служит упругость жидкости, при работе на малых давлениях – присутствие пузырьков нерастворенного газа. В этих случаях (рисунок 5.11) процессу ЕС – сжатия жидкости в запертом цилиндре – соответствует заметная доля хода поршня X_{x_2}.

После закрытия нагнетательного клапана в точке f происходит расширение жидкости на участке fa за ход X_{x_1}.

Полезная часть хода вытеснения сократится из-за процесса сжатия до величины X_{cd}, а вытесняемая подача станет равна $Q_b = F(h - 2x_K - X_{x_2})$

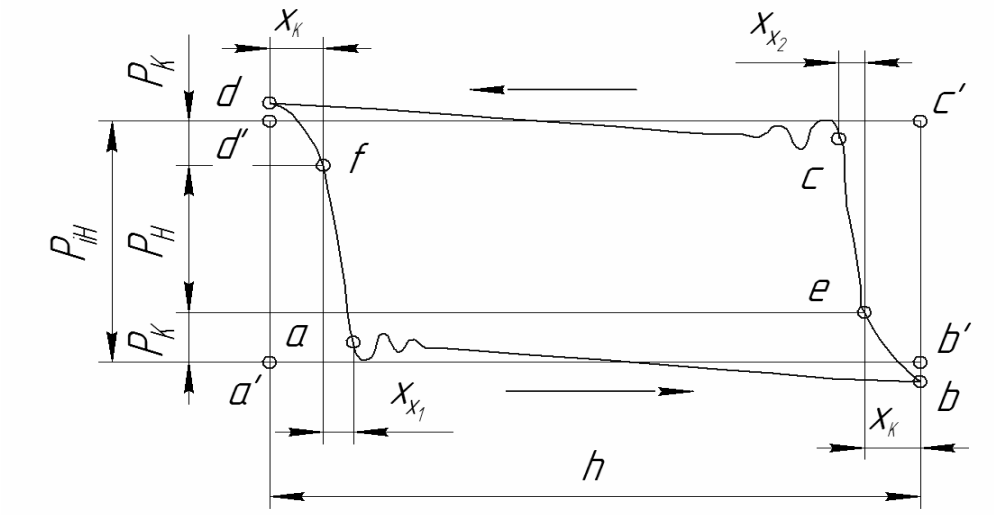
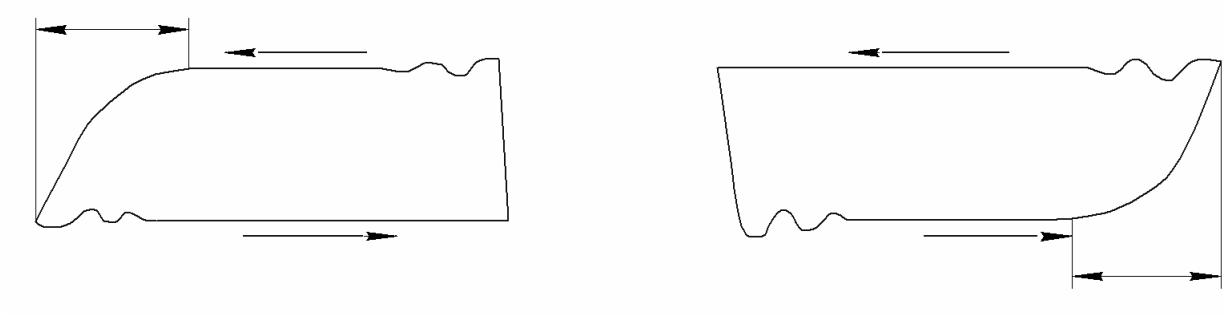


Рисунок 5.11 - Реальная индикаторная диаграмма

При значительном влиянии сжимаемости, из-за переменности давления $P_{jн}$ на протяжении хода поршня выделить из состава индикаторных потерь $N_{ГН}$ величины $N_{qн}$ и $N_{РН}$ затруднительно. Их рассматривают совместно как индикаторные потери, обусловленные утечками и потерями давления.

Форма индикаторной диаграммы дает возможность судить о степени совершенства рабочего процесса насоса.

Если всасывающий клапан пропускает жидкость (рисунок 5.12 а), то в начале и в конце хода вытеснения, когда мгновенное значение подачи мало, изменение давления в цилиндре происходит медленно из-за соизмеримости подачи и утечек через закрытый всасывающий клапан. Не плотность нагнетательного клапана вызывает аналогичные явления и при ходе заполнения (рисунок 5.12, б).



а б

Рисунок 5.12- Примеры искаженных индикаторных диаграмм: а) всасывающий клапан пропускает жидкость; б) не плотность нагнетательного клапана

6 Радиально - плунжерные гидромашины, их классификация

Кинематически данный класс машин (насосы и гидромоторы) построен на базе обычного кривошипного механизма (рисунок 6.1).

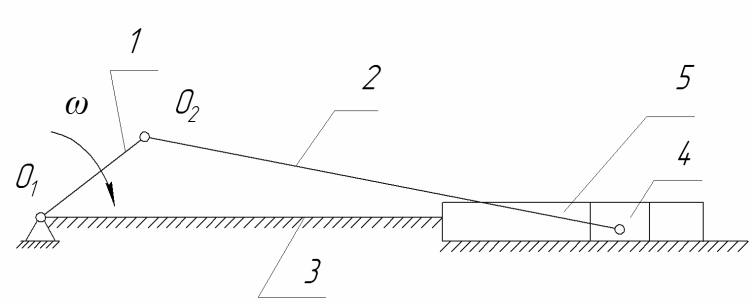


Рисунок 6.1 - Принципиальная схема поршневого насоса

При вращении кривошипа 1 вокруг оси O_1 поршень 4, связанный с шатуном 2, будет перемещаться в неподвижном цилиндре 5. За каждый оборот кривошипа поршень совершает два хода, один из которых используется для всасывания жидкости, другой - для нагнетания.

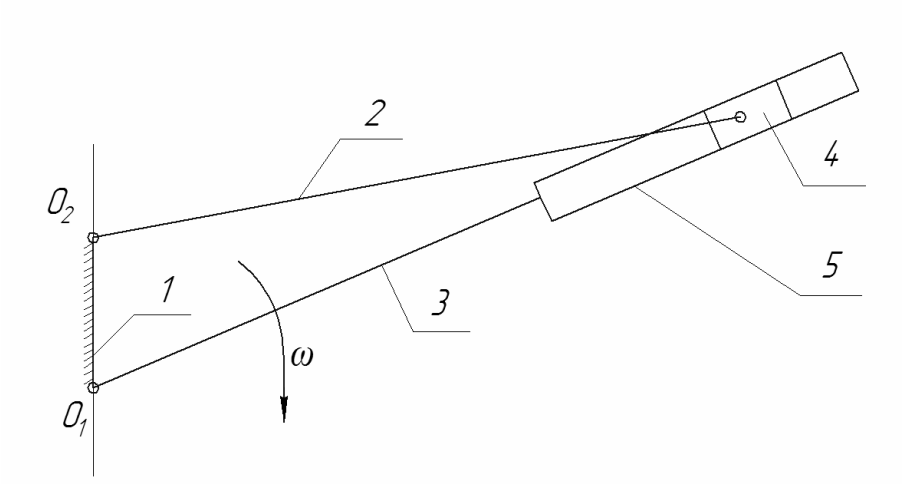


Рисунок 6.2 - Схема поршневого насоса с подвижной кулисой

В данном четырехзвенном механизме можно сделать неподвижным кривошип, а кулисе 3, жестко связанной с цилиндром 5, придать равномерное вращательное движение вокруг оси O_1 (рисунок 6.2). Кулиса 3, вращаясь вокруг оси O_1, будет вращать и поршень 4. Но так как последний связан с шатуном, он будет увлекать его, заставляя вращаться вокруг оси O_2, а сам при

этом будет совершать возвратно-поступательное движение в цилиндре 4, производя цикл всасывания и нагнетания.

Для снижения неравномерности подачи можно использовать многопоршеньковую схему, расположив цилиндры звездообразно.

Кинематическая схема насосов и моторов радиального типа, полученная путем инверсии кривошипного механизма, представлена на рисунок 6.3.

Так как рабочие полости (цилиндры) перемещаются относительно неподвижной цапфы, можно осуществить простую систему распределения жидкости через распределительные окна, выполненные на цапфе, с которыми поочередно соединяются цилиндры. В частности, в рассматриваемой распределительной цапфе 4 выфрезерованы входные и выходные окна C_1 и C_2, которые через осевые, каналы a_1 и a_2 цапфы соединяются с всасывающим и нагнетающим трубопроводами.

Передача момента между валом и ротором осуществляется с торца ротора через роликовую муфту с промежуточным кольцом, благодаря чему допускается некоторое смещение между осями ротора и вала.

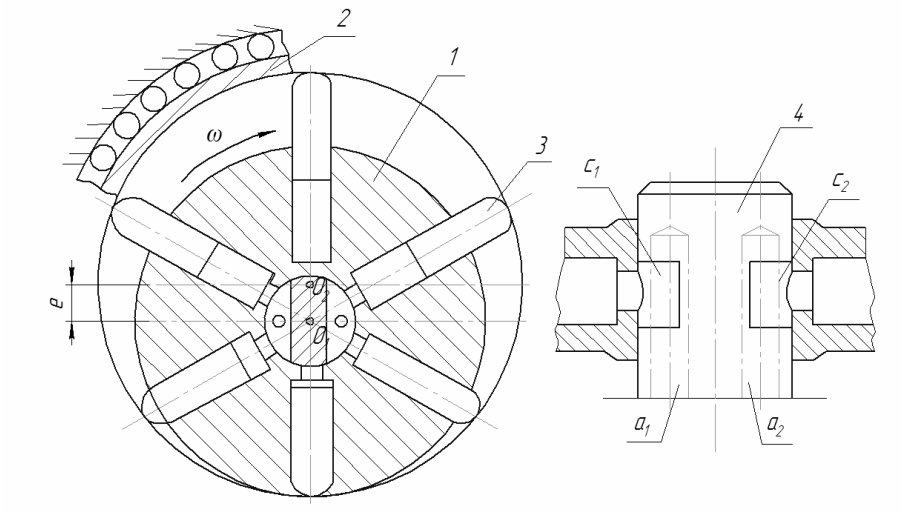


Рисунок 6.3 - Схема радиально-поршневого насоса

Статор гидромашины выполнен в виде барабана 2 (статорного кольца), ось которого смещена относительно оси ротора 1 на величину эксцентриситета ***e***.

Барабан может свободно вращаться, увлекаемый прижатыми к нему поршнями 3 (плунжерами), вступая с ними во фрикционное взаимодействие. Такое конструктивное решение статора позволяет уменьшить потери на трение поршней о направляющую статора, что снижает износ поршней и позволяет довести давление в таких гидромашинах до 21МПа.

Дальнейшее увеличение давления лимитируется прогибом распределительной цапфы, превышение определенной величины которого повлечет возможное заедание ротора на цапфе. Прогиб цапфы вынуждает назначать повышенные зазоры. И чтобы при этом избежать значительных утечек, нужно применять вязкие масла, что ведет к возрастанию потерь на трение и отрицательно сказывается на КПД гидромашины.

Радиальное расположение поршней заставляет выбирать достаточно большой диаметр ротора, т.е. моменты инерций вращающихся частей получаются достаточно большими.

6.1 Классификация радиально-поршневых гидромашин

Наибольшее применение в гидросистемах нашли два типа радиально-поршневых гидромашин:

– гидромашины с цилиндрической направляющей статора и принудительным ведением поршней;

– гидромашины с конической направляющей и прижимом поршней за счет центробежных сил.

Конструкция гидромашины с принудительным ведением поршней представлена на рисунок 6.4.

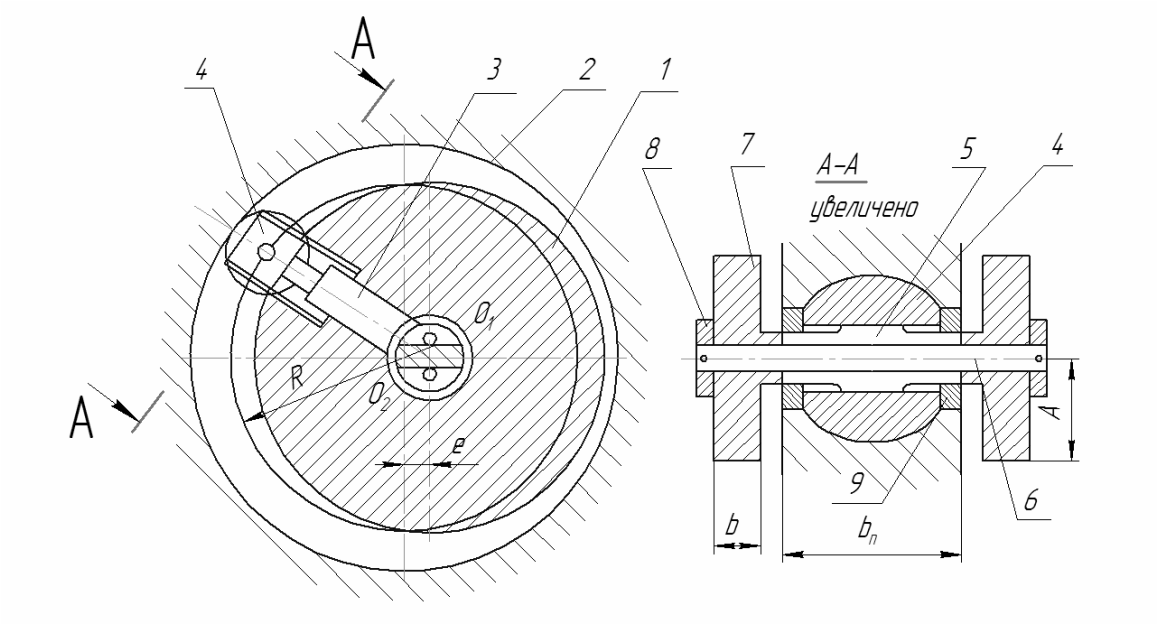


Рисунок 6.4 - Схема гидромашины с принудительным ведением поршней

На конце поршня 3 имеется ползушка 4, одетая через втулку 5 на ось 6. С двух сторон на ось одеваются ролики 7 и закрепляются с помощью шайб 8. Ползушка вместе с поршнем совершает возвратно-поступательное движение в радиальных расточках ротора. Ролики, увлекаемые ползушкой, катятся по своим беговым дорожкам радиуса R . С торцов ротора имеются прорези для установки квадратных шайб 9, которые не дают поворачиваться поршню вокруг своей оси и тем самым предотвращают перекос роликов относительно беговых дорожек (см. рисунок 6.5).

Данная конструкция применяется обычно в самовсасывающих насосах. Здесь поршни полностью разгружены от изгибающих усилий.

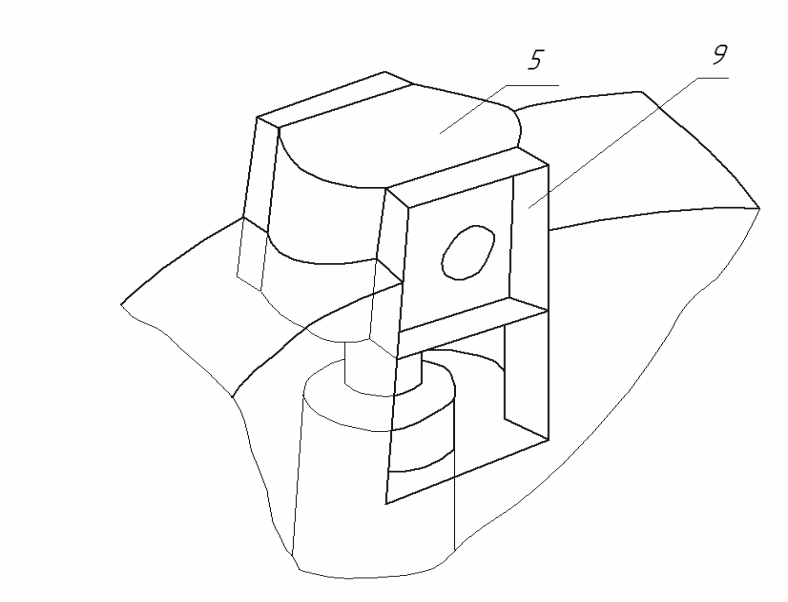


Рисунок 6.5 - Схема установки поршня с ползушкой и квадратными шайбами в расточке ротора

Схема гидромашины с конической направляющей статора и прижимом поршней за счет центробежных сил представлена на рисунке 6.6.

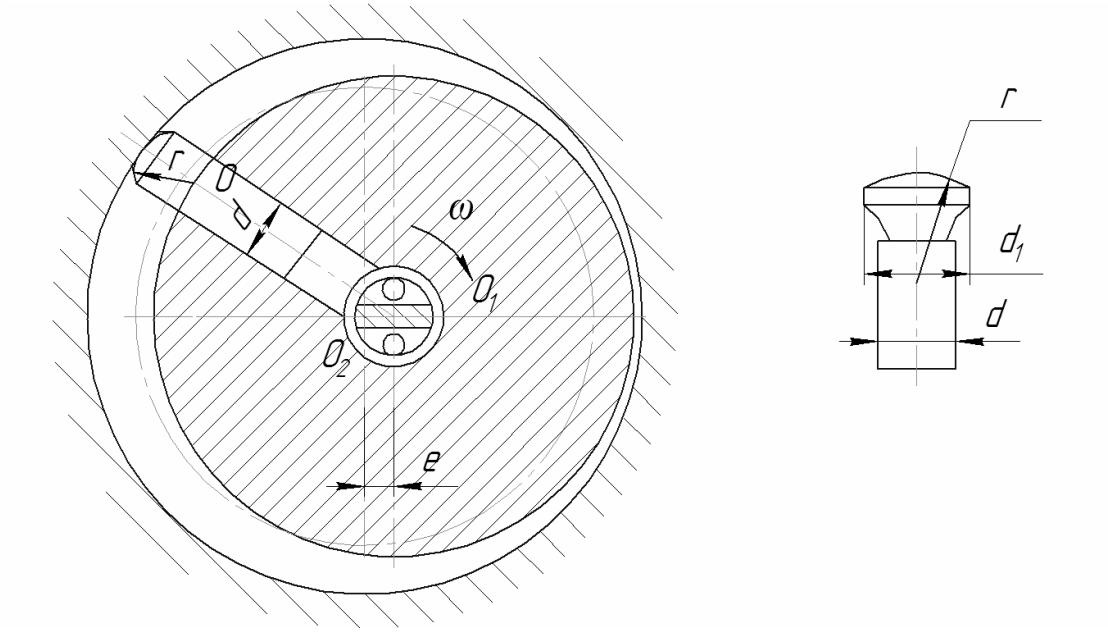


Рисунок 6.6 - Схема гидромашины с конической направляющей статора

Эта конструкция используется в насосах, где давление на всасывании избыточное и поршни прижимаются к направляющей в момент пуска за счет сил избыточного давления жидкости во всасывающей полости. Для машин,

работающих при давлении до 10МПа, могут применяться поршни без грибовидной головки, изготовление которых технологически несколько проще.

6.2 Производительность радиально-поршневых гидромашин

Средняя геометрическая подача насоса

$$Q_{cp} = V_0 \cdot n = \frac{z\pi d^2}{4} \cdot 2e \cdot n \quad , \qquad (6.1)$$

где d - диаметр поршня;

2e - ход поршня за один оборот ротора;

n - частота вращения приводного вала;

Гидромашины регулируемы, где ***e*** - параметр регулирования, изменяя который, можно менять ход поршня и, следовательно, подачу насоса.

6.3 Мгновенная подача насоса. Неравномерность подачи.

Мгновенная подача одного поршня ($q = F \cdot \upsilon$, где υ - скорость движения поршня в данный момент времени, а $F = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поршня.

Скорость поршня $\upsilon = \frac{dh}{dt}$, где h - перемещение поршня. Закон перемещения поршня вдоль его оси, происходящего при вращении ротора с угловой скоростью ω, определяется положением точки О, являющейся центром оси ролика (см. рисунок 6.4) или центром сферической поверхности торца поршня (рисунок 6.6), при повороте ротора от вертикальной оси на угол φ.

Перемещение поршня за время поворота ротора на угол φ можно найти следующим образом. При $\varphi = 0$ расстояние оси O_1 ротора до точки О, перемещающейся по окружности радиуса R относительно оси O_2, равно(R+e). После поворота ротора на угол φ это расстояние станет равным $O_1O = \rho$. Из ΔOO_1O_2 найдем:

$$\rho = e\cos\varphi + \sqrt{R^2 - e^2\sin^2\varphi} = e\cos\varphi + R\sqrt{1 - (\frac{e}{R}\sin\varphi)^2} \qquad (6.2)$$

тогда перемещение поршня при повороте ротора на угол φ будет равно

$$h = (R+e) - \rho = e(1-\cos\varphi) + R\left[1 - \sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}\right] \qquad (6.3)$$

найдем скорость перемещения поршня:

$$\upsilon = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \frac{dh}{d\varphi}\cdot\omega \qquad (6.4)$$

$$\frac{dh}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi}\left\{e(1-\cos\varphi) + R\left[1-\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}\right]\right\} = e\sin\varphi - R\frac{1}{2\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}}(-2\frac{e}{R}\sin\varphi)\cdot\frac{e}{R}\cos\varphi = e\left\{\sin\varphi + \frac{e}{2R}\frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}}\right\} \qquad (6.5)$$

Так как обычно $\frac{e}{R} \le 0{,}1,$ можно принять

$$\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2} \approx 1 \qquad (6.6)$$

тогда

$$\frac{dh}{d\varphi} = e(\sin\varphi + \frac{e}{2R}\sin 2\varphi) \qquad (6.7)$$

$$v = \omega e(\sin\varphi + \frac{e}{2R}\sin 2\varphi) \qquad (6.8)$$

$$q = \frac{\pi d^2}{4} e\omega(\sum_H \sin\varphi_i + \sum_H \frac{e}{2R}\sin 2\varphi_i) \qquad (6.9)$$

$$Q = \sum_H q_i = \frac{\pi d^2}{4} e\omega(\sum_H \sin\varphi_i + \sum_H \frac{e}{2R}\sin 2\varphi_i) \qquad (6.10)$$

где индекс "н" означает суммирование по всем поршням, одновременно находящимся в полости нагнетания. Обычно для четного числа поршней индекс равен $\frac{z}{2}$, а для нечетного $-\frac{z+1}{2}$ или $\frac{z-1}{2}$, где z - число поршней в гидромашине.

Для нечетного числа поршней:

$$\sum_H \sin\varphi_i = \begin{cases} \dfrac{\cos(\dfrac{\beta}{4}-\varphi)}{2\sin\dfrac{\beta}{4}} & при\ 0 \le \varphi \le \dfrac{\beta}{2} \\ \dfrac{\cos(\dfrac{3}{4}\beta-\varphi)}{2\sin\dfrac{\beta}{4}} & при\ \dfrac{\beta}{2} \le \varphi \le \beta \end{cases}$$

$$\sum_H \sin 2\varphi_i = \begin{cases} \dfrac{\cos(2\varphi-\dfrac{\beta}{2})}{2\cos\dfrac{\beta}{2}} & при\ 0 \le \varphi \le \dfrac{\beta}{2} \\ \dfrac{\cos(\dfrac{3}{2}\beta-2\varphi)}{2\cos\dfrac{\beta}{2}} & при\ \dfrac{\beta}{2} \le \varphi \le \beta \end{cases}$$

для четного числа поршней

$$\sum_h \sin\varphi_i = \frac{\cos(\dfrac{\beta}{2}-\varphi)}{\sin\dfrac{\beta}{2}}$$

$$\sum_H \sin\varphi_i = 0$$

Коэффициент неравномерности подачи

$$\delta = \frac{Q_{\max}-Q_{\min}}{Q_{\max}} = \begin{cases} 2\sin^2\dfrac{\pi}{2z}, & если\ z-четное \\ 2\sin^2\dfrac{\pi}{4z}, & если\ z-нечетное \end{cases} \qquad (6.11)$$

Если в уравнении для мгновенного значения подачи гидромашины пренебречь вторым слагаемым, можно неравномерность подачи определять по формуле

$$\delta = \begin{cases} \dfrac{5}{z^2}, & если\ z-четное \\ 1,2 & \\ \dfrac{5}{z^2}, & если\ z-нечетное \end{cases} \qquad (6.12)$$

Значение коэффициентов неравномерности подачи имеет смысл только при z целом и притом больше трех. Интенсивность уменьшения неравномерности подачи с увеличением z постоянно затухает. Поэтому обычно число $z \ge 9$, и только для очень малых размеров гидромашины z = 7.

Максимальное количество поршней лимитируется возможностью их компоновки в цилиндровом блоке.

6.4 Кинематика гидромашины

Вследствие того, что поршни под действием давления рабочей жидкости и центробежной силы прижимаются к барабану, вступая с ним во фрикционное взаимодействие, последний в обеих кинематических схемах следует за ротором. Если исходить из того, что барабан ведется лишь одним поршнем, то угловая скорость барабана определится уравнением

$$\omega_б = \frac{d(\varphi+\alpha)}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} + \frac{d\alpha}{dt} = \omega + \frac{d\alpha}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \omega(1+\frac{d\alpha}{d\varphi}) \qquad (6.13)$$

из $\Delta OO_1O_2 \quad R\sin\alpha = e\sin\varphi$,

Откуда

$$\sin\alpha = \frac{e}{R}\sin\varphi \quad . \qquad (6.14)$$

Продифференцируем это уравнение:

$$\cos\alpha d\alpha = \frac{e}{R}\cos\varphi d\varphi \quad .$$

тогда

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = \frac{e}{R}\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha} = \frac{e}{R}\frac{\cos\varphi}{\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}} \quad . \qquad (6.15)$$

Подставив (6.15) в (6.13), получим

$$\omega_б = \omega\left[1+\frac{e}{R}\frac{\cos\varphi}{\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}}\right] \qquad (6.16)$$

С учетом того, что $\frac{e}{R} \le 0{,}1$, уравнение (6.16) упростится:

$$\omega_б = \omega\left[1+\frac{e}{R}\cos\varphi\right] \qquad (6.17)$$

Из уравнения (6.14) видно, что угловая скорость вращения барабана мало отличается от угловой скорости вращения ротора. Поскольку с барабаном одновременно взаимодействуют z поршней, величина его угловой скорости еще

более приближается к ω, т.е. для всех практических расчетов можно принять $\omega_б \approx \omega$.

6.5 *Радиально-поршневая гидромашина с цилиндрической направляющей и принудительным ведением поршней*

Угловая скорость вращения ролика вокруг оси

$$\omega_{рл} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \cdot \omega \qquad (6.18)$$

поставив вместо $\frac{d\alpha}{d\varphi}$ него выражение из (6.15), получим

$$\omega_{рл} = \omega \frac{\frac{e}{R}\cos\varphi}{\sqrt{1-(\frac{e}{R}\sin\varphi)^2}} \approx \omega \frac{e}{R}\cos\varphi \qquad (6.19)$$

Из уравнения (6.18) видно, что ролик относительно оси О вращается в двух противоположных направлениях (см. рисунок 6.8)

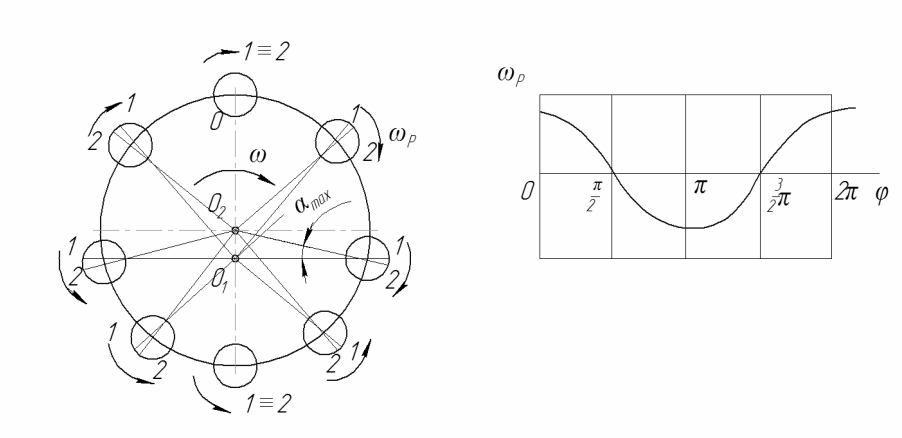


Рисунок 6.8 - Кинематика движения роликов

Из уравнения (6.18) и рисунка 6.8 видно, что при изменении угла поворота ротора от 0 до $\frac{\pi}{2}$ ролик вращается в направлении вращения ротора; при значениях $\varphi = \frac{\pi}{2}$, $\varphi = \frac{3}{2}\pi$ направление вращения ролика меняется. Угол поворота ролика без учета его проскальзывания может быть определен из уравнения

$$\alpha = \frac{e}{R}\int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} \cos\varphi d\varphi = \frac{e}{R}\sin\varphi\Big|_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} = 2\frac{e}{R} \qquad (6.20)$$

Максимальное значение угла поворота ролика $\alpha_{\max} = \frac{e}{R}$. Среднее значение угловой скорости вращения ролика

$$\omega_{рл_{ср}} = \frac{2\alpha_{\max}}{\pi} \cdot \omega \qquad (6.21)$$

6.6 Радиально-поршневая гидромашина с конической направляющей статора

В гидромашине с конической направляющей статора (рисунок 6.6) точка контакта сферической поверхности головки поршня смещена относительно его центра, и при вращении ротора поршень поворачивается вокруг собственной оси. Для определения в этом случае основных кинематических зависимостей дадим схему расчета (рисунок 6.9).

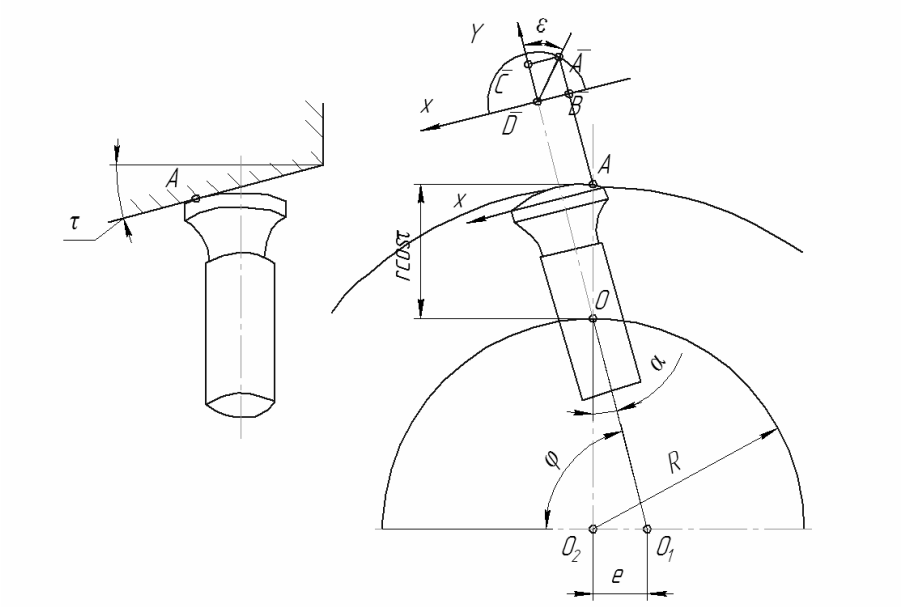


Рисунок 6.9 - Кинематика движения поршня

A - точка контакта головки поршня с конической направляющей; τ - угол наклона конической направляющей.

Расположим оси координат в плоскости, перпендикулярной оси поршня и проходящей через точку A. Начало координат поместим в точку D пересечения оси поршня и плоскости, перпендикулярной оси, проходящей через точку A, а ось У направим параллельно оси вращения ротора.

На основании рисунка 6.9 координаты точки A могут быть записаны так:

$$X_A = \overline{AC} = r \cdot \sin\alpha \cdot \cos\tau \qquad (6.22)$$

из ΔOO_1O_2 $\sin\alpha = \frac{e}{R}\sin\varphi$.

с учетом последнего $X_A = r\frac{e}{R}\sin\varphi\cos\tau$, $Y_A = \overline{AB} = r\sin\tau$.

Угловая скорость поворота поршня относительно собственной оси без учета его проскальзывания будет из $\Delta\overline{DCA}$ $\omega_n = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{d\varepsilon}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varepsilon}{d\varphi}\cdot\omega$

$$tg\varepsilon = \frac{X_A}{Y_A} = \frac{e}{R}ctg\tau\sin\varphi \qquad (6.23)$$

$$\varepsilon = arctg\left[\frac{e}{R}ctg\tau\sin\varphi\right] \qquad (6.24)$$

тогда

$$\omega_n = \omega\frac{d\varepsilon}{d\varphi} = \omega\frac{d}{d\varphi}(arctg\left[\frac{e}{R}ctg\tau\sin\varphi\right]) = \omega\frac{\frac{e}{R}ctg\tau\cos\varphi}{1+(\frac{e}{R}ctg\tau\sin\varphi)^2} \qquad (6.25)$$

С учетом того, что $\frac{e}{R} \le 0{,}1$; 14°<τ<20°, без существенной погрешности можно записать:

$$\omega_n = \omega\frac{e}{R}ctg\tau\cos\varphi \qquad (6.26)$$

Из сравнения уравнений (6.26) и (6.19) следует, что закономерность вращения поршня такая же, как и ролика в схеме рисунок 6.4, и выражается косинусоидой (рисунок 6.8).

Угол поворота поршня при изменении угла поворота ротора от $\varphi = \frac{\pi}{2}$ до $\varphi = \frac{3}{2}\pi$ выразится уравнением

$$\varepsilon = \frac{e}{R}ctg\tau\int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi}\cos\varphi d\varphi = 2\frac{e}{R}ctg\tau \qquad (6.27)$$

аналогичным уравнению (6.28).

При выборе геометрических размеров головок поршней необходима проверка обязательности размещения точки контакта на сферической части головки поршня в достаточном удалении (не менее 1 мм) от границы сферы.

Расстояние от точки А до оси поршня

$$AD = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{(r\frac{e}{R}\cos\tau\sin\varphi)^2 + (r\sin\tau)^2} \qquad (6.29)$$

Максимального значения эта величина достигает при $\varphi = \frac{\pi}{2}$;

$$(AD)_{\max} = r\sqrt{(\frac{e}{R}\cos\tau)^2 + \sin^2\tau} \qquad (6.30)$$

Чтобы точка с координатами $\begin{cases} x = r\frac{e}{R}\cos\tau \\ y = r\sin\tau \end{cases}$ принадлежала поршню, необходимо соблюсти условие $\frac{d_1}{2} \geq (AD)_{\max}$,

Откуда

$$\frac{r}{d_1} \leq \frac{5}{\sqrt{(\frac{e}{R}\cos\tau)^2 + \sin^2\tau}} \qquad (6.31)$$

где d_1 - диаметр окружности контактов на сфере(см.рис.3.30).

Если поршень без грибовидной головки, то условие принадлежности точки контакта сферической поверхности запишется:

$\frac{d_1}{2} \geq (AD)_{\max}$, т.е.

$$\frac{r}{d_1} \leq \frac{5}{\sqrt{(\frac{e}{R}\cos\tau)^2 + \sin^2\tau}}. \qquad (6.32)$$

В некоторых конструкциях сферическая поверхность подрезается так, как показано на рисунке 6.10. Диаметр d_2 определяется из условия, что $\frac{d_2}{2} \leq (AD)_{\min}$. Минимальное значение АД имеет при $\varphi = 0$: $(AD)_{\min} = r\sin\tau$.

Следовательно, должно быть обеспечено $\frac{d_2}{2} \leq r\sin\tau$.

В результате действия давления рабочей жидкости на поршень в точке О, являющейся центром оси ролика (см. рисунок 6.11,а) или центром сферической поверхности торца поршня (рисунок 6.11,б), будет приложена реактивная сила, направление которой (без учета силы трения) нормально к поверхности барабана и пересекает ось барабана.

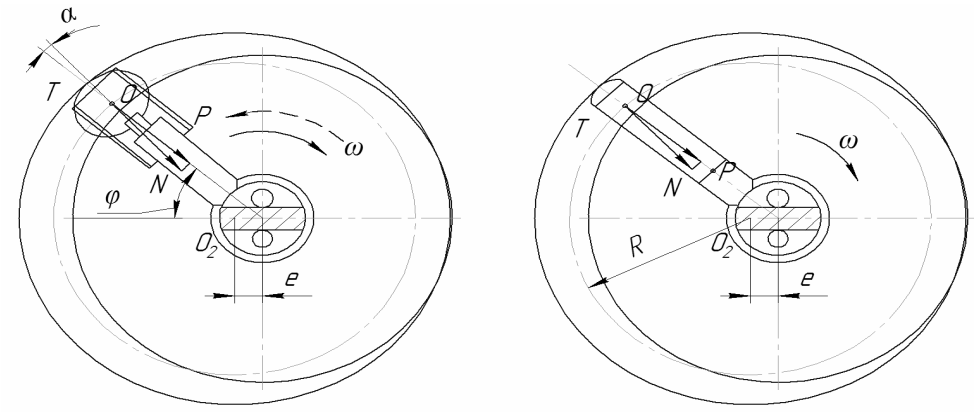


Рисунок 6.10- Схема силовой связи между барабаном и поршнем гидромашины

Для гидромашины с цилиндрической направляющей (рисунок 6.11,а) это есть сила N, лежащая в плоскости, перпендикулярной оси барабана, которую можно разложить на две составляющие Р и Т. Сила Р уравновешивается силой, создаваемой давлением рабочей жидкости на поршень, и определяется уравнением

$$P = p \cdot F \qquad (6.33)$$

Т сила для насоса является нагрузкой, создающей при вращении ротора тормозящий момент, а в гидромоторе сила Т развивает крутящий момент, вращающий ротор в направлении, показанном пунктирной стрелкой. Величина силы Т определяется уравнением

$$T = P \cdot tg\alpha = pFtg\alpha \qquad (6.34)$$

При распространенном отношении $\frac{e}{R} \le 0{,}1$ с ничтожной погрешностью можно принять $tg\alpha = \sin\alpha$, причем величина $\sin\alpha$ определяется уравнением (6.14). Тогда

$$T = pF\frac{e}{R}\sin\varphi \quad . \qquad (6.35)$$

Для гидромашины с конической направляющей (рисунок 6.11,б) передача силы от конического кольца к поршню поясняется рисунок 6.10.

Реакция конического кольца G проходит через центр сферы торцевой поверхности поршня и уравновешивание силой давления жидкости P реакцией R ротора на поршень.

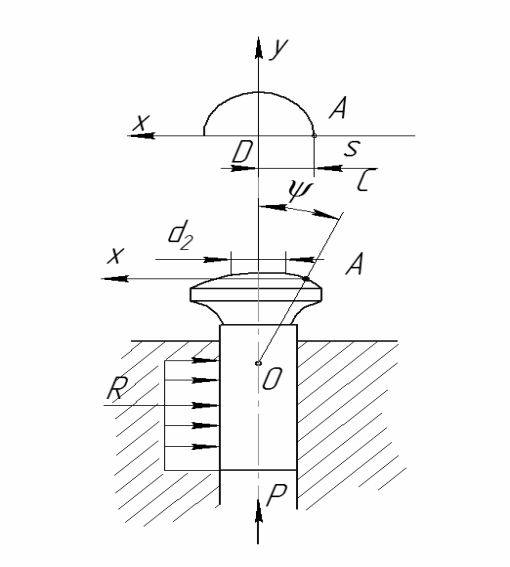


Рисунок 6.11 - Передача силы в гидромашинах с конической направляющей

Из треугольника сил, представленного на рисунке 6.10, видно, что $G = \frac{P}{\cos\psi}$; $\cos\psi = \sqrt{1-(\frac{AD}{r})^2}$, где AD определяется уравнением (6.28).

После подстановки значения AD и преобразований получим $\cos\psi = \cos\alpha\cos\tau$ (6.35) и $G = \frac{PF}{\cos\alpha\cos\tau}$ (6.36).

Наибольшее значение силы G будет при минимальном значении AD, когда $\cos\psi = \cos\tau$. поэтому $G_{\max} = \frac{P}{\cos\tau}$.

Реактивная сила N, лежащая в плоскости, перпендикулярной к оси вращения барабана (рис.6.11.б), является составляющей силы G и равна

$$N = G\cos\tau = \frac{P}{\cos\alpha} = \frac{PF}{\cos\alpha} \quad . \qquad (6.38)$$

Реакция R ротора на поршень (вторая составляющая силы O) выражается уравнением

$$R = Ptg\psi \quad , \qquad (6.39)$$

Сила T, показанная на рис. 6.11,б, является составляющей силы R и лежит в плоскости, перпендикулярной к оси ротора.

Ее можно определить из уравнения

$$T = R\sin\varepsilon = Ptg\psi\sin\varepsilon \qquad (6.40),$$

где $\varepsilon = arctg\frac{X_A}{Y_A} = arctg(ctg\tau\sin\alpha)$.

С учетом последнего, уравнение (6.38) можно представить в виде

$$T = p\frac{\sqrt{1-\cos^2\psi}}{\cos\psi}\cdot\frac{\sin\alpha ctg\tau}{\sqrt{1+\sin^2\alpha ctg^2\tau}} \qquad (6.41)$$

Подставляя в это уравнение значение $\cos\psi$, определяемое уравнением (6.35) , после преобразований получим уравнение (6.36). Второй составляющей силы R будет сила T_0, направленная вдоль оси ротора:

$$T_0 = R\cos\varepsilon = Ptg\psi\cos\varepsilon = P\frac{tg\tau}{\cos\alpha} \qquad (6.42)$$

Так как поршни в гидромашинах с конической направляющей барабана статора размещаются обычно в несколько рядов (от 2-х до 4-х), то для уравновешивания осевых сил T_0 при четном числе рядов образующие конических поверхностей выполняются направленными друг к другу (рисунок 6.12). Если число поршней в гидромашине нечетное (равно трем), оси поршней, расположенных в одном ряду, несколько сдвигаются относительно друг друга в осевом направлении гидромашины, располагаясь в шахматном порядке, благодаря чему силы T_0 и в этом случае практически уравновешиваются (рисунок 6.13).

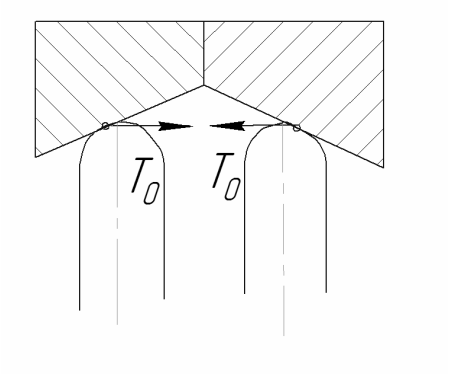


Рисунок 6.12 - Расположение поршней в четное число рядов

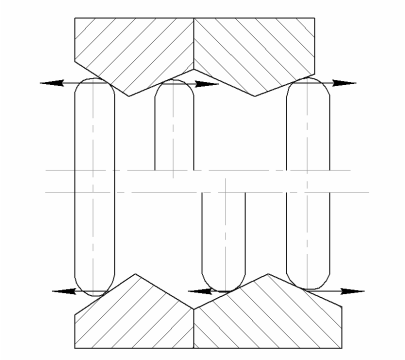


Рисунок 6.13 - Расположение поршней в три ряда

6.8 Гидромашины с цилиндрической направляющей

Схема силовой связи между барабаном и поршнем гидромашины приведена на рис. 6.11,а. Реакция N статорного кольца передается оси ползушки. Составляющая T реакции - это усилие, с которым ползун воздействует на ротор. Площадь опоры ползуна определяем из допустимого напряжения смятия $\delta_{см} = \frac{T}{f} \le [\delta_{см}]$,

где f - площадь опоры ползуна;

$[\delta_{см}] = \begin{cases} 0,95 МПа - при\ нормальной\ нагрузке \\ 1,3 МПа - при\ кратковременной\ перезагрузке \end{cases}$.

Имея в виду, что до 10% опорной поверхности ползуна занимают смазочные канавки, необходимую площадь опоры ползуна определяют из равенства

$$f = \frac{T}{0,9[\delta_{см}]} \qquad (6.43)$$

Напряжение в линии контакта ролика с цилиндрической направляющей определяется по формуле

$$\delta = \sqrt{0{,}175\frac{NE}{2b}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1 + R}\right)} \le [\delta], \qquad (6.44)$$

где N — реактивная сила, максимальное значение которой равно (см. рисунок 6.10),

$$N_{\max} = \frac{pF}{\cos\alpha_{\max}} \qquad (6.45)$$

где E - приведенный модуль упругости материалов ролика и статорного кольца (для стальных деталей E = 2,15·105 МПа);

b, r - ширина и радиус ролика (см.рисунок 6.4);

R - радиус расположения оси ролика (см. рисунок 6.4);

[δ]=3000 МПа, если обе контактирующие детали выполнены из стали ШХ 15.

Ось роликов проверяется на смятие от равномерно распределенной на ширине ползуна (см. рисунок 6.5) нагрузки от давления рабочей жидкости на поршень. Допускаемые напряжения смятия па оси ролика ограничиваются величиной 800 МПа при нормальных режимах работы.

При уточненных расчетах нельзя пренебрегать действием центробежной силы I , величину которой, определяемую по уравнению (6.43) , следует прибавлять к силе давления P жидкости на поршень $I = m\omega^2 r_ц$ (6.43)

где m - масса поршня и сопряженных с ним частей (ползушки, роликов, шайб, оси);

rЦ - радиус центра тяжести поршня и сопряженных с ним частей.

6.9 Гидромашины с конической направляющей

В гидромашинах с конической направляющей ради упрощения конструкции идут на то, что реакция конической направляющей G (см. рисунок 6.10) нагружает изгибающим моментом поршень. Однако эксцентричность ее приложения приводит к возникновению вращательного движения поршня вокруг своей оси, что должно обеспечить гидродинамический эффект в зазоре и уменьшение потерь на трение при движении поршня в цилиндре.

Напряжение в месте контакта головки поршня с коническим кольцом следует определять по формуле

$$\delta = m\sqrt[3]{G_{\max} E^2 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R_k}\right)^2} \qquad (6.46),$$

где m - коэффициент, определяемый отношением $\frac{R_k - r}{R_k}$ (рисунок 6.14);

G - наибольшее значение реакции конического кольца, определяемое уравнением (6.36);

E - приведенный модуль упругости материалов поршня и конического кольца;

$R_k = \frac{R}{\cos\tau} + r$ - радиус кривизны конической поверхности (см. рисунок 6.14).

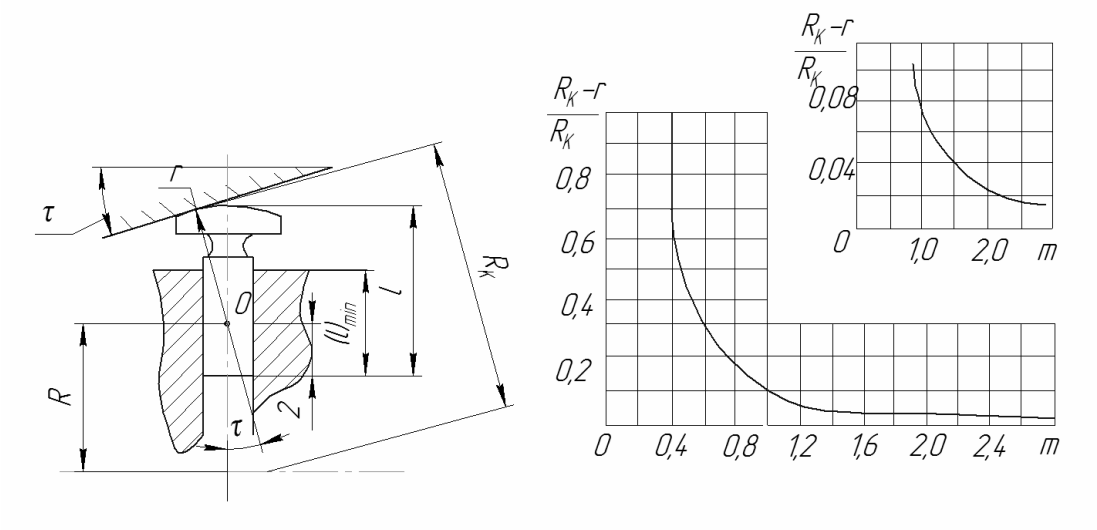


Рисунок 6.14 - Радиус кривизны конической поверхности и график зависимости коэффициента *m* от него

Для насосов с конической направляющей величина центробежной силы, подсчитанная по формуле (6.42) , должна быть достаточной для преодоления действия следующих сил:

– силы трения поршня в роторе;

– силы для разгона поршня;

– силы атмосферного давления на поршень, возникающей в результате образования вакуума под поршнем.

Чтобы удовлетворить изложенному условно, поршень должен иметь массу достаточной величины. Поэтому, как показывают экспериментальные данные и изучение импортных образцов, диаметр поршня не должен быть меньше 16 мм при n=1000 об/мин и 22 мм - при n = 750 об/мин.

Выбор геометрических ферм поршня целесообразно проводить так, чтобы центр О сферической головки (рисунок 6.14) лежал по середине минимальной длины контактной поверхности поршня;

$$l = r + \frac{(l_n)_{\min}}{2} . \qquad (6.47)$$

Обычно принимают

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{(l_n)_{\min}}{l} = 0,6 \\ или \quad r = 0,7l \\ \qquad l = (3\ldots3,5)d \\ \qquad \varepsilon_{\max} = (0,14\ldots0,17)l \end{array}\right\} \qquad (6.48)$$

$\tau = 14\ldots20^{\circ}$ причем уменьшение угла τ приводит к увеличению длины поршня.

6.10 Определение равнодействующей N_p сил, нагружающих ротор

Ротор насоса нагружается силами $N_1, N_2, N_3, \ldots, N_n$ (n - число поршней), одновременно находящихся в зоне нагнетания (рисунок 6.15), величины которых определяются уравнением (6.38) . Равнодействующая N_p этих сил, определенная графически и показанная на рисунок 6.15, может быть разложена на две составляющие X и Y

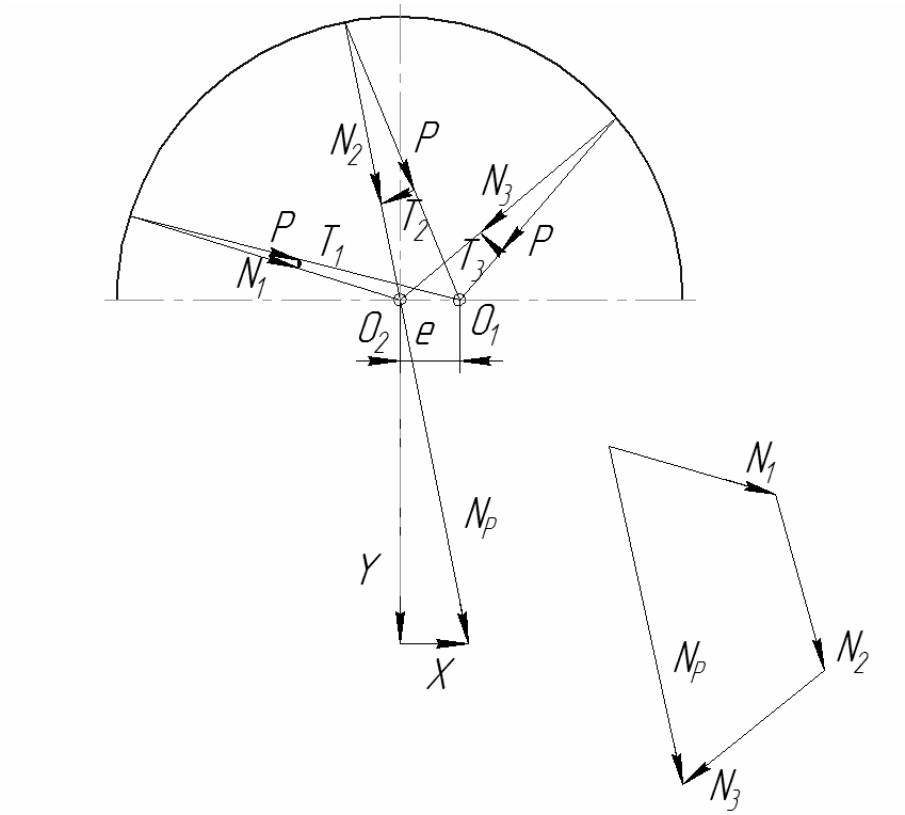


Рисунок 6.15 - Суммирование сил, действующих на ротор насоса (гидромотора)

Момент силы N_p относительно центра О равен нулю, можно записать

$$M = Ye = \frac{N}{\omega} \qquad (6.49)$$

где N - мощность на валу машины;

ω - угловая скорость вала машины.

С точностью до потерь N=pQ, где Q - мгновенное значение подачи насоса, определяемое уравнением (3.69) тогда

$$Y = \frac{P\frac{\pi d^2}{4} e\omega\left(\sum_H \sin\varphi_i + \sum_H \frac{l}{2R}\sin 2\varphi_i\right)}{e\omega} = P\frac{\pi d^2}{4}\left(\sum_H \sin\varphi_i + \sum_H \frac{l}{2R}\sin 2\varphi_i\right) \qquad (6.50)$$

Изменение силы Y по времени, как это видно из уравнения (6.50), имеет тот же характер, что и пульсация подачи. Однако, имея в виду, что в существующих машинах при достаточно большом значении Z эти колебания невелики, прочностные расчеты можно вести на некоторое среднее значение действующего усилия

$$Y = \frac{PF}{\sin\frac{\beta}{2}} = \frac{PF}{2\sin\frac{\beta}{4}} \approx \frac{pzF}{\pi} = \frac{pzd^2}{4} \qquad (6.51)$$

Составляющая X , определяющая также величину силы, необходимой для перемещения статора машины, при ее регулировании, может быть найдена не основании рисунок 6.16.

Если действие силы N , нагружающей статор, заменить действием двух составляющих и просуммировать их для всех поршней, находящихся в зоне нагнетания, то величина силы X определится уравнением

$$X = P\sum_{H}\cos\varphi + \sum_{H}T\sin\varphi = P\sum_{k=0}^{m-1}\cos(\varphi + k\beta) + \sum_{k=0}^{m-1}T\sin(\varphi + k\beta) \qquad (6.52)$$

где m- число поршней, одновременно находящихся в зоне нагнетания.

Подставив в данное уравнение значения P и T, определяемые уравнениями (6.32) и (6.34), получим

$$X = pF\sum_{k=0}^{m-1}\cos(\varphi + k\beta) + pF\frac{e}{R}\sum_{k=0}^{m-1}\sin^2(\varphi + k\beta) \qquad (6.53).$$

При $\varphi = 0$ и $\varphi = \frac{\pi}{2}$ значение первого слагаемого при тех значениях φ будет равно $pF\frac{e}{R}\sum_{k=0}^{m-1}\sin^2(\varphi + k\beta) = pF\frac{e}{R}\frac{z}{4}$.

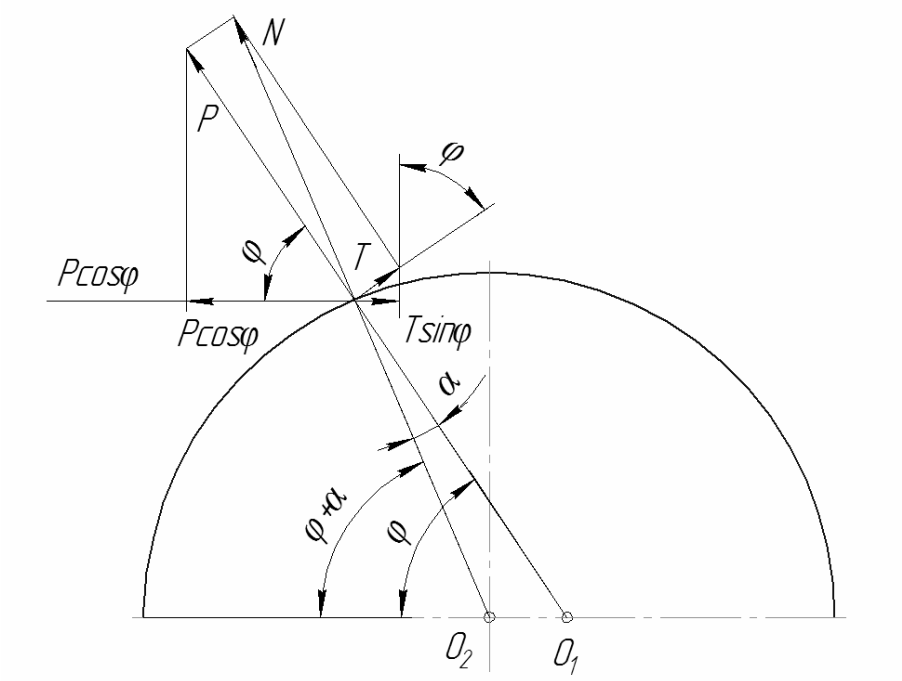


Рисунок 6.16 - Схема для определения силы, необходимой для перемещения статора гидромашины

Поэтому уравнение (6.51) можно переписать в виде

$$X = pF(\pm 0,5 + \frac{ez}{4R}) \qquad (6.54)$$

и

$$X_{\max} = pF(0,5 - \frac{ez}{4R}) \qquad (6.55)$$

Наибольшее значение силы N_p, нагружающей подшипники барабана, определяется уравнением $N_p = \sqrt{Y^2 + X_{\max}}$.

6.11 Цапфовые распределители

В большинстве конструкций радиальных машин применяются цапфовые распределители консольного типа (рисунок 6.17).

Диаметр цапфы d_0 зависит от площади просверленных отверстий, которая, в свою очередь, зависит от расхода жидкости, проходящей через машину. Для самовсасывающих насосов при расчете площади следует ориентироваться на скорость потока жидкости ν=3...4 м/с в насосах, не рассчитанных на самовсасывание, и в гидромоторах ν=6 м/с.

Цапфа 1 выполняется цилиндрической или конической форм (с небольшой конусностью 1:200); конусная цапфа позволяет обеспечить малый зазор между цапфой 1 и втулкой ротора 2. Однако изготовление и замена изношенной втулки цилиндрической цапфы легче, чем конической.

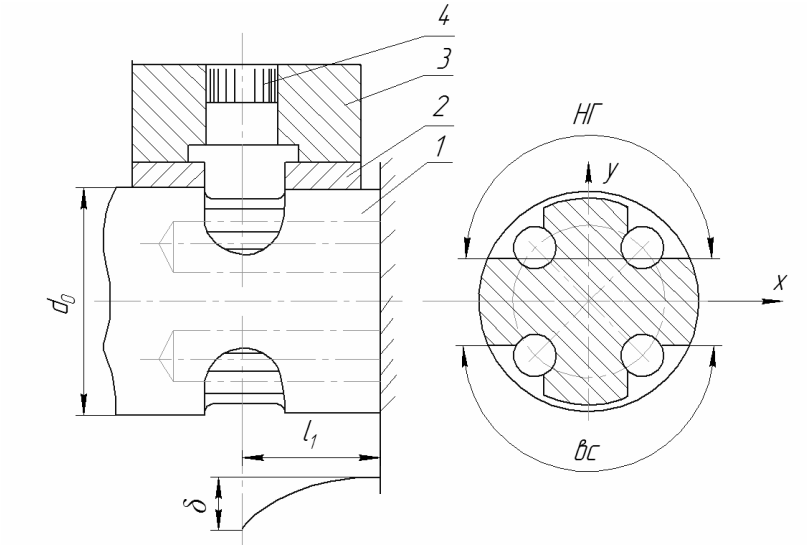


Рисунок 6.17 - Цапфовый распределитель

При проектировании распределительной оси необходимо обеспечение четырех условий:

– напряжение на изгиб не должно выходить за допустимые пределы, $\delta_{доп} = 80 \ldots 120 МПа$

– прогиб цапфы должен быть в пределах допустимого во избежание заедания пары цапфа - втулка ротора;

– скорости скольжения втулки ротора на распределительной оси не должны превосходить допустимых;

ν=3м/с - для регулируемых насосов и ν=4,5м/с - для нерегулируемых гидромотором;

– ротор на распределительной оси должен находиться во взвешенном состоянии (гидравлическое уравновешивание обязательно).

Под действием силы Y, нагружающей цапфу в направлении оси y, цапфа прогибается, и, так как зазор между цапфой и втулкой обычно равен сотнями долей миллиметра, может произойти заедание пары. Поэтому необходимо рассчитать прогиб в направлении оси Y (рисунок 3.41) по уравнению

$$\delta = \frac{Yl_1^3}{3EJ_x} \qquad (6.56)$$

где Y - сила, нагружающая цапфу в направлении оси y (см. уравнение 6.49);

E - модуль упругости материала цапфы;

J_x - момент инерции цапфы относительно оси x;

$$J_x = \frac{\pi d_0^4}{64} - 4\left(\frac{\pi d_c^4}{64} + \frac{\pi d_c^2}{4} y^2\right) \qquad (6.57)$$

Во избежание недопустимого прогиба должно быть соблюдено условие $\frac{\delta}{l_1} \le 0,0003$ (6.57).

Для предотвращения возможности заедания распределительной пары применяют установку ротора на цапфе на подшипниках качения или ротор устанавливают на двух подшипниках, расположенных в корпусе машины.

В последнем случае (рисунок 6.15) передается ни эти опоры, не нагружая цапфы, которая в этом случае выполняется плавающей, что достигается кольцевыми канавками на цапфе или втулке (рисунок 6.19).

Под действием этого давления ротор отжимается к верху силой $R = pd_0(l_b + k)$. Для уравновешивания ротора сила R должна быть равна силе Y, величина которой определяется уравнением (6.49), а направление противоположно направлению силы R .

Следовательно, можно написать $\frac{pzd^2}{4} = pd_0(l_b + k)$ откуда можно найти расстояние К, на котором от выреза в распределительной оси следует проточить канавки для уравновешивания ротора:

$$k = \frac{zd^2}{4d_0} - l_b \qquad (6.58)$$

Применение гидростатической разгрузки является основным путем повышения рабочих давлений объемных гидромашин.

Разгрузить ротор от действия силы X не представляется возможным.

Гидромашины рассмотренных конструкций работают в основном в режиме насоса. В режиме гидромотора используются высокомоментные гидромоторы, которые являются модификацией радиально-поршневых гидромашин.

Для получения большого момента без существенного увеличения габаритных размеров гидромотора, а также без чрезмерного повышения давления и числа поршней следует увеличить кратность действия поршней. Обычно $m = 6...8$. Такие гидромоторы позволяют получить частоты вращения от долей оборота до нескольких десятков оборотов в минуту. Четное число кратности действия позволяет устранить радиальные силы давления блока цилиндров на подшипники.

7 Аксиально - плунжерные гидромашины

Кинематической основой этих машин является видоизменённый кривошипно-шатунный механизм (рисунок 7.1,а), цилиндр 3 в котором при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершает перемещение в вертикальной плоскости (в плоскости чертежа), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя осевое положение. Перемещение поршня 4 за время поворота кривошипа 2 на угол α равно

$$x' = R - R\cos\alpha = R(1 - \cos\alpha), \qquad (7.1)$$

где R - длина кривошипа.

Из этого становится видно полное перемещение поршня при повороте кривошипа на угол $\alpha = \pi$ составит $x' = 2R$.

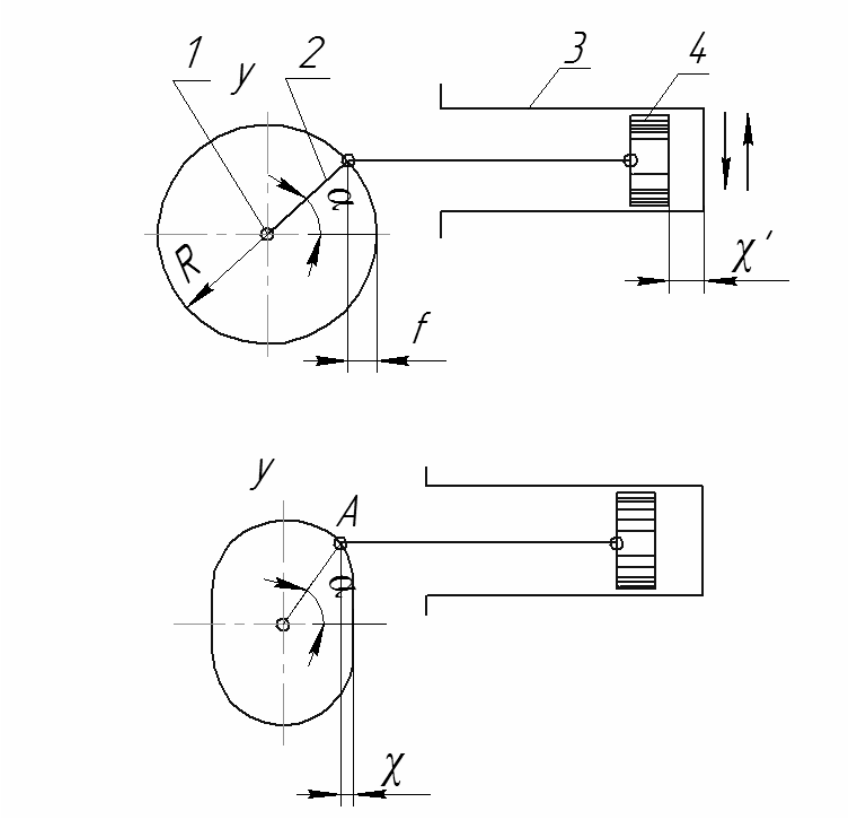


Рисунок 7.1 - Кинематическая схема аксиально-поршневой гидромашины

Схема принципиально не измениться, если плоскость вращения кривошипа повернуть вокруг вертикальной оси Y относительно прежнего положения на некоторый угол $\beta < 90^\circ$. В этом случае схема превратиться в пространственную

и для сохранения прежней кинематики поршня цилиндр должен перемещаться в пространстве по эллипсу, представлявшему собой след проекции точки А на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра (рисунок 7.1,б).

При этом перемещение поршня будет равно

$$x = x' \cdot \cos\beta = R(1 - \cos\alpha)\cos\beta. \qquad (7.2)$$

Поскольку перемещение цилиндра по подобной траектории практически не осуществимо, эту траекторию заменяют окружностью радиусом R, что вносит в расчет по формуле (7.2) некоторую неточность.

Взяв вместо одного несколько цилиндров, расположенных по кругу, и заменив кривошип шайбой, ось которой наклонена относительно оси блока цилиндров на угол $\gamma = 90^\circ - \beta$, получим принципиальную схему аксиально-поршневой гидромашины.

Известны многочисленные конструкторские разновидности таких гидромашин, среди которых можно выделить следующие наиболее типичные:

- с шатунным приводом и иловым карданом;

- с шатунным приводом и двойным не силовым карданом;

- с шатунным приводом бескарданного типа;

- с бесшатунным приводом и точечным контактом сферических торцов поршней с наклонной шайбой

- с бесшатунным приводом и кольцевыми гидростатическими опорами.

7.1 Аксиально-поршневые ГМ с силовым карданом

Эти машины – старейшие среди аксиальных машин, впервые нашли применение во флоте еще в прошлом столетии.

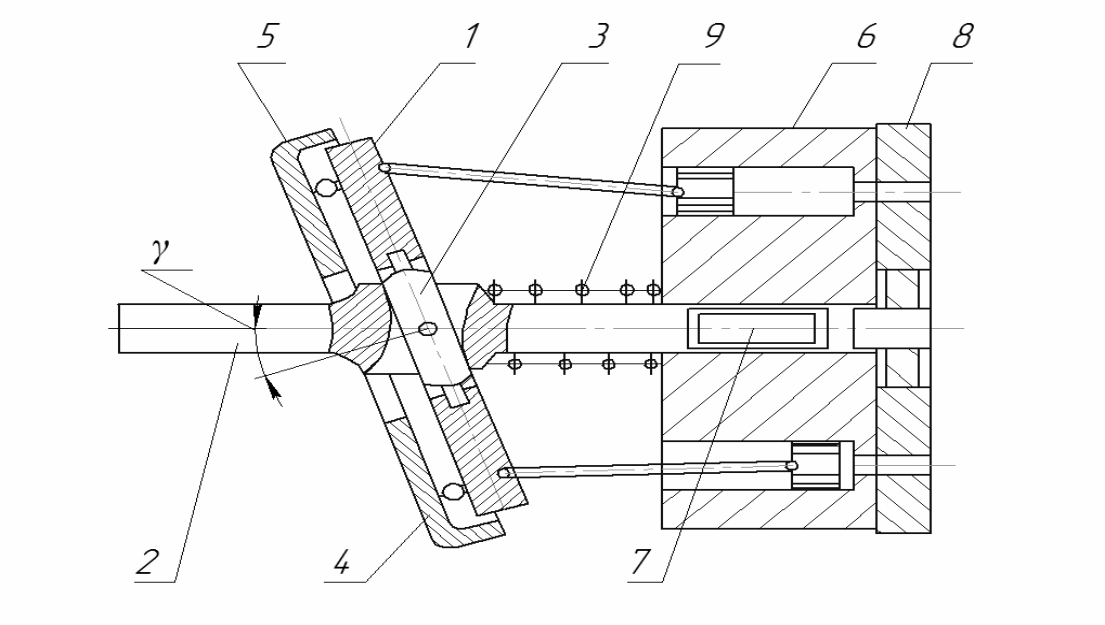


Рисунок 7.2 - Схема аксиально-поршневой ГМ с силовым карданом

В этих гидромашинах упорный диск связан с ведущим валом с помощью простого асинхронного полного кардана 3 так, что вал 2 вращается около одной оси, а упорный диск 1 – около другой, составляющей с первой угол γ (рисунок 7.2). Возможность вращения этих деталей вокруг разных осей обеспечивается крестовиной, имеющей две физические оси качения.

Благодаря грибовидным шпонкам 7 цилиндровый блок 6 имеет возможность самоустанавливаться (в определенной степени выбирать неперпендикулярность поверхности распределителя 8 относительно оси цилиндрового блока).

Первоначальный прижим цилиндрового блока к распределителю обеспечивается пружиной 9, а в процессе работы прижим осуществляется гидростатическими усилиями.

Основная часть подводимого к валу момента (в режиме насоса) затрачивается на поворот упорного диска через асинхронный кардан и далее преобразуется в поступательное движение поршней.

Момент, затрачиваемый на потери, связанные с вращательным движением цилиндрового блока, передается через шпонки 7 и составляет лишь небольшую долю от момента, нагружающего кардан.

Рассмотрим кинематику силового кардана, представляющего собой кардан с крестовиной, у которого оси цапф i, j пересекаются в одном центре.

Воспользуемся рисунком 7.3, на котором приведена его кинематическая схема. При повороте ведущего вала 1 (блока цилиндров) на угол α точка B_0 переместиться по дуге круга (в плоскости перпендикулярной оси вала 1) в положение В; ведомый вал (упорного диска) повернется на угол θ, а точка A_0 переместиться по дуге своего круга (в плоскости, перпендикулярной оси вала 2) в положение А. За начало отсчета принимаем такое положение упорного диска, при котором ось втулки крестовины перпендикулярна плоскости кардана (плоскости, в которой находятся оси вала и упорного диска).

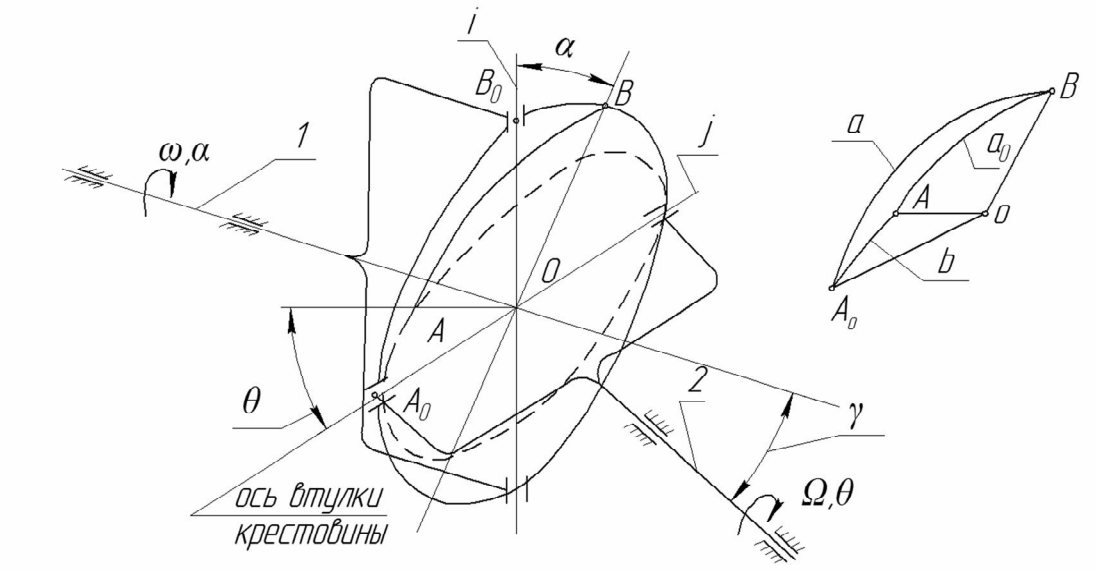


Рисунок 7.3 - кинематическая схема кардана с крестовиной (силового кардана)

Выведем зависимость между углами α и θ. Для этого рассмотрим сферический треугольник A_0 (рисунок 7.3, б), стороны которого $a, a_0 b$ изменяются плоскими углами трехгранного угла OA_0BA. Углы же его A_0, B, A измеряются двухгранными углами этого же трехгранного угла.

Определим угол θ по известным трем элементам сферического треугольника: $a=\frac{\pi}{2}+\alpha;\quad a_0=\frac{\pi}{2};\quad A_0=\gamma.$ По теореме синусов имеем $\frac{\sin a_0}{\sin A_0}=\frac{\sin a}{\sin A}$,

Откуда

$$\sin A=\frac{\sin a}{\sin a_0}\cdot\sin A_0=\frac{\sin\left(\frac{\pi}{2}+\alpha\right)}{\sin\frac{\pi}{2}}\cdot\sin\gamma=\cos\alpha\cdot\sin\gamma \qquad (7.3)$$

По теореме косинусов

$$\cos a=\cos b\cdot\cos a_0+\sin b\cdot\sin a_0\cdot\cos A \qquad (7.4)$$

или

$$-\sin\alpha=\sin\theta\cdot\sin\frac{\pi}{2}\sqrt{1-\sin^2\gamma\cdot\cos^2\alpha} \qquad (7.5)$$

Возведя в квадрат выражение (7.5) и учитывая, что $\sin^2\alpha=\frac{tg^2\alpha}{1+tg^2\alpha},\cos^2\alpha=\frac{1}{1+tg\alpha^2}$ получаем:

$$\frac{tg^2\alpha(1+tg^2\theta)}{tg^2\theta(1+tg^2\alpha)}=1-\frac{\sin^{2\gamma}}{1+tg^2\alpha} \qquad (7.6)$$

или

$$tg^2\alpha=tg^2\theta\cdot\cos^2\gamma \qquad (7.7)$$

откуда

$$\theta=arctg\left(\frac{tg\alpha}{\cos\gamma}\right). \qquad (7.8)$$

При заданном положении ведущего вала, определяемом углом α. положение ведомого вала полностью определяется формулой (7.8).

Из уравнения (7.8) видно, что за один оборот приводного вала упорный диск дважды будет обгонять вал и дважды отставать от него. Позиционная асинхронность $\psi=\theta-\alpha$, подсчитанная из равенства

$$tg\psi=tg(\theta-\alpha)=\frac{tg\theta-tg\alpha}{1+tg\theta tg\alpha}=\frac{(1-\cos\gamma)tg\theta}{1+\cos\gamma tg^2\theta}, \qquad (7.9)$$

показана на рисунке 7.4.

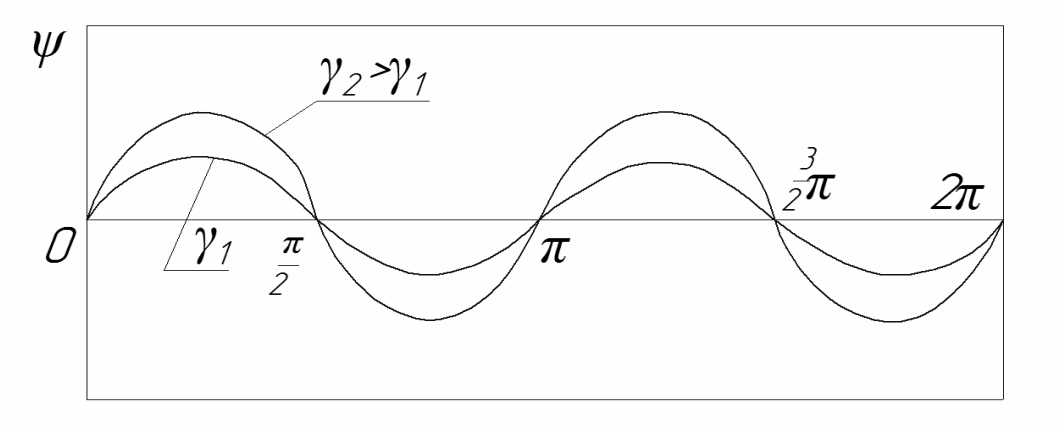


Рисунок 7.4 - График угловой асинхронности кардана

При $\gamma = 20$ угловая асинхронность $\psi \approx 2^0$, уменьшаясь с уменьшением угла γ.

Дифференцируя соотношение (7.8) по времени, получаем зависимость между скоростью $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ вращения ведущего вала и скоростью вращения $\Omega = \frac{d\theta}{dt}$ ведомого вала:

$$\Omega = \frac{\left(1 + tg^2\alpha\right)\cos\gamma}{\cos^2\gamma + tg^2\alpha} \cdot \omega = \frac{1 + tg^2\theta\cos\gamma}{\cos\gamma\left(1 + tg^2\theta\right)} \cdot \omega. \qquad (7.10)$$

При постоянной скорости ω вращения ведущего вала скорость Ω вращения ведомого вала перемена по углу поворота, и неравномерность Ω будет тем больше, чем больше угол γ между валами.

Угловая скорость Ω колеблется с удвоенной частотой около значения ω (рисунок 7.5), достигая наибольшего значения при $\beta = 0, \pi ... n\pi$ и наименьшего при $\beta = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, ...$ (точки B и D соответственно):

$$\Omega_{MAX} = \frac{\omega}{\cos\gamma}; \qquad \Omega_{MIN} = \omega \cdot \cos\gamma \qquad (7.11)$$

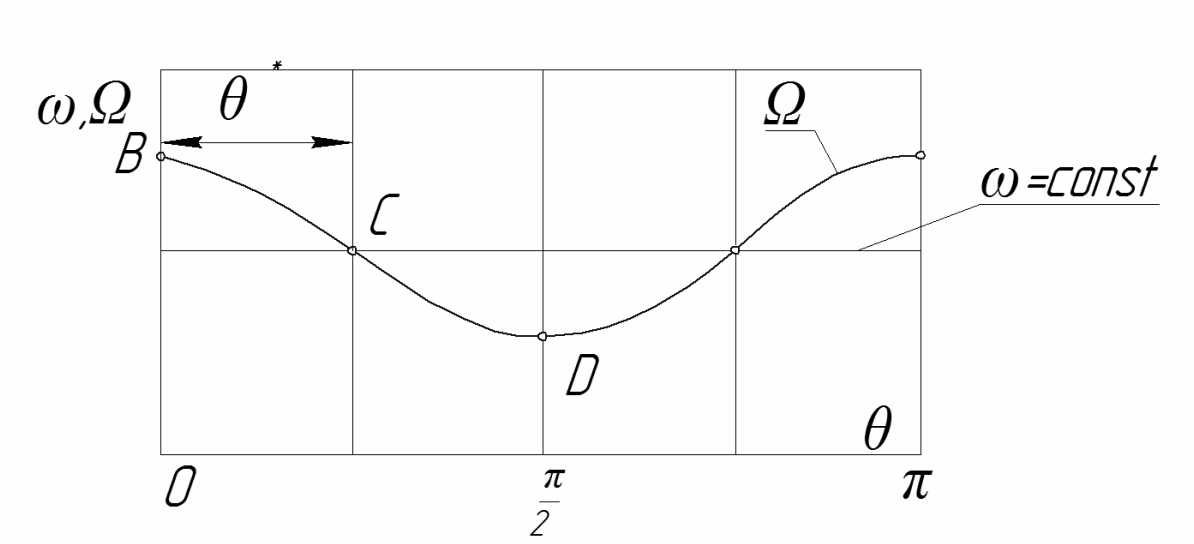


Рисунок 7.5 - Скоростная асинхронность кардана

Угол $\theta = \theta^*$, при котором угловые скорости выравниваются (точка С), не намного отличается от $\frac{\pi}{4}$ (при изменении угла γ $от\ 5^\circ\ до\ 30^\circ$ величина $\Delta\theta = \theta^* - \frac{\pi}{4}$ изменяется $от\ 3{,}5\ до\ 2^\circ 0{,}4'$)

Скоростная асинхронность оценивается коэффициентом неравномерности угловой скорости значения которой возрастают с увеличением угла γ:

$$\sigma_\omega = 1 - \frac{\omega}{\Omega} \qquad (7.12)$$

Неравномерность угловой скорости вращения упорного диска приводит к возникновению больших угловых ускорений и, как следствие, к возникновению больших дополнительных нагрузок. При $\omega = const$ угловое ускорение $\Omega \approx \omega^2$. Поэтому в рассматриваемых гидромашинах обычно $\gamma_{MAX} = 20^\circ$ и $\boldsymbol{n_{MAX} = 8\ c^{-1}}$

7.3 Кинематика относительного движения поршня

Анализ механизма ведения цилиндров показывает, что наименьшие углы наклона оси шатуна к оси цилиндра обеспечиваются при условии, что диаметр D' разноски осей цилиндров в цилиндровом блоке отличен от диаметра D разноски осей крепления головок шатунов в упорном диске, и отношение $\boldsymbol{K_D = \frac{D}{D'}}$, называемое дезаксиалом, равно

$$K_D = \frac{2}{1 + \cos\gamma_{MAX}} \qquad (7.13)$$

Без учета длины шатуна и дезаксиала $K_D = \frac{D}{D'}$ перемещение поршня h, его скорость $\dot{h}$ и ускорение $\ddot{h}$ можно определить, исходя из рисунок 7.6, простыми геометрическими соотношениями

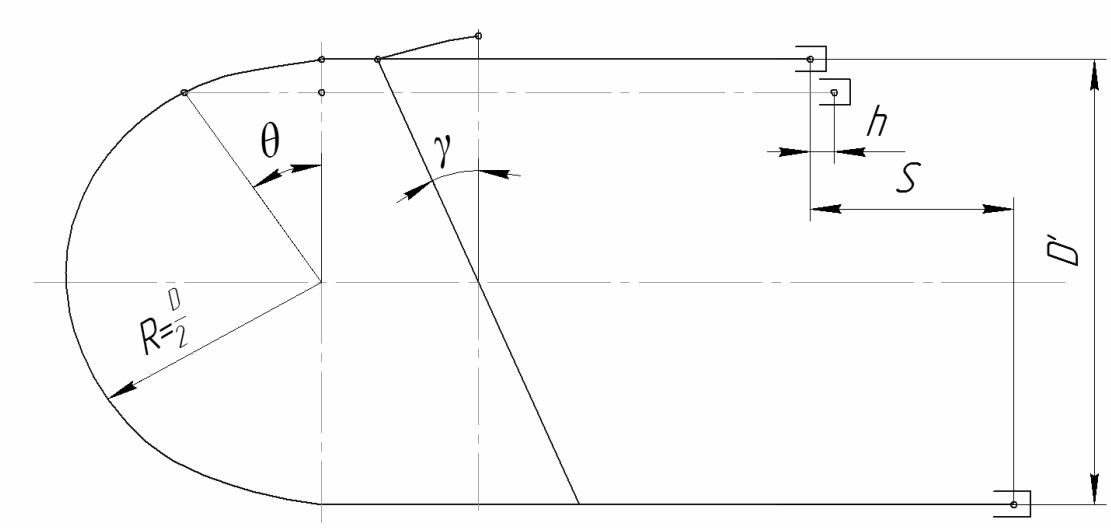


Рисунок 7.6 - Элементарная кинематическая схема гидромашины с силовым карданом

$$h = R(1-\cos\theta)\sin\gamma;$$
$$\dot{h} = R\sin\theta\sin\gamma\frac{d\theta}{dt} = R\sin\theta\sin\gamma\,\Omega;$$
$$\ddot{h} = \Omega^* R\sin\gamma\cos\theta. \qquad (7.14)$$

Ход поршня при этом будет равен

$$S = D\sin\gamma. \qquad (7.15)$$

Рабочий объем гидромашины определяется выражением

$$V_0 = F \cdot D\sin\gamma \cdot z \qquad (7.16)$$

где F – площадь сечения поршня;

Z – число поршней.

Средняя или теоретическая подача насоса:

$$Q_{TH} = V_0 n = \frac{DF\omega z}{2\pi}\sin\gamma \qquad (7.17)$$

Выражение для мгновенной подачи насоса примет форму:

$$Q_{TH} = \sum_{H} F\dot{h} = F\Omega\frac{D}{2}\sin\gamma\sum_{H}\sin\theta \qquad (7.18)$$

Поскольку в выражение (7.18) входит два переменных множителя, график неравномерности подачи оказывается более неблагоприятным, чем для ранее рассматриваемых роторных гидромашин.

О том, как мало влияет увеличение значения z на неравномерность подачи при $\gamma = 30^{\circ}$, дают представления значения $\sigma = \frac{Q_{MAX} - Q_{MIN}}{Q_{MAX}}$ приведенные в таблица 7.7.

Таблица 7.1 – Влияние числа поршней на равномерность подачи

z	$z = 2k+1$					$z = 2(2k+1)$		
	7	9	13	15	23	10	14	
σ,%	31.3	30.5	29.9	29.6	29.1	33.7	31.4	

В таблице 7.8 приведены предельные значения σ_{∞}, соответствующие $z \to \infty$, при разных значениях углов γ

Таблица 7.8 - Предельные значения σ_{∞}, соответствующие $z \to \infty$, при разных значениях углов γ

γ,°	0	3	5	10	15	20	25
σ_{∞},%	0	0,274	0,7625	3,125	6,93	12,45	19,85

7.4 Конструктивные приемы выравнивания подачи

Конструктивные приемы выравнивания подачи можно получить из анализа выражения (7.18), записанного в форме $Q = \sin\gamma\sum_{H} F\frac{D}{2}\Omega\sin\theta$. Находящиеся под знаком суммы величины F и D/2 можно делать разными, так чтобы в момент, когда Ω имеет наибольшее значение, увеличение подачи компенсировать уменьшенными значениями F и D/2 того поршня, который в этот момент обеспечивает наибольшую часть подачи.

Аналогичный результат может быть получен, если поршни разместить ближе к горизонтальному диаметру (метод «сгущения» поршней). Тогда при

повороте упорного диска на угол π / z они окажутся расположенными ближе к крайним положениям, соответствующим началу, или концу процесса нагнетания, тем самым уменьшат величину подачи, компенсируя увеличивающуюся угловую скорость упорного диска.

Так как обычно гидромоторы работают при $\gamma = const$, а для насосов $\gamma \neq const$, рассмотренные способы выравнивания подачи различны.

Многие десятилетия на отечественных гидромашинах для гидромоторов и насосов при z=9 используется комбинированный метод выравнивания подачи, заключающийся в использовании метода «сгущения» поршней и переменности радиусов размещения осей поршней в цилиндрическом блоке R_i' и β_i', а также радиусов размещения головок шатунов в упорном диске R_i и β_i (i – номер поршня).

За начало отсчета принимается такое положение упорного диска, при котором ось втулки крестовины нормальна плоскости, образованной осями вала упорного диска (рисунок 7.9).

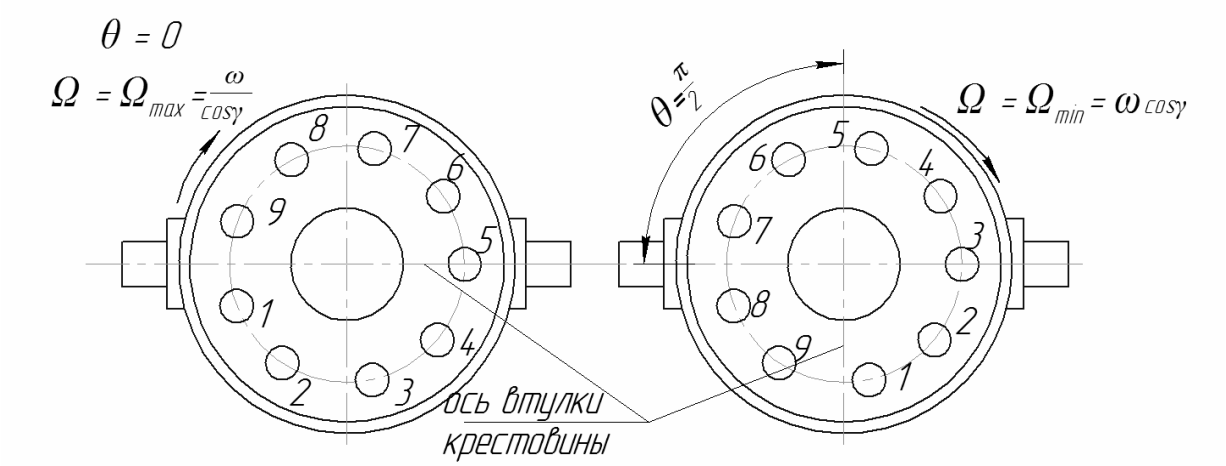


Рисунок 7.9 - Упорный диск

Для гидромоторов

$$\beta_i = \beta_i';$$

$$\frac{R_i}{R_i'} = K_D = \left.\frac{2}{1+\cos\gamma_{MAX}}\right|_{MAX=20^\circ} = 1.03 \qquad (7.19)$$

$$\beta_{12} = \beta_{89} = 39°40' \qquad R_1 = R_9 = 1.03093R_5$$
$$\beta_{23} = \beta_{78} = 36°5' \qquad R_2 = R_3 = R_7 = R_8 = 1.1236R_5$$
$$\beta_{34} = \beta_{67} = 37°50' \qquad R_4 = R_6 = 1.0989R_5$$
$$\beta_{45} = \beta_{56} = 43°25' \qquad (7.20)$$

При соблюдении приведенных соотношений размеров коэффициент неравномерности расхода $\sigma = 2.4r$

для насосов

$$\beta_i = \beta_i';$$
$$K_D = \frac{R_i}{R_i'} = \frac{2}{1+\cos\gamma_{MAX}}\Bigg|_{MAX=20^\circ} = 1.03 \qquad (7.21)$$

Для всех головок шатунов радиус размещения на упорном диске один и тот же, и его значение R на 10.95r меньше R_5 гидромотора (радиус размещения поршней в блоке цилиндров для всех поршней тоже будет одинаковыми);

$$\beta_{12} = \beta_{89} = 39°38'$$
$$\beta_{23} = \beta_{78} = 36°18'$$
$$\beta_{34} = \beta_{67} = 37°47'$$
$$\beta_{45} = \beta_{56} = 43°26'$$
$$\beta_{19} = 46° \qquad (7.22)$$

7.5 Расчет геометрии гидромашины

Диаметр поршней d, наружный диаметр цилиндрового блока D_H выбираются так, чтобы деформация цилиндров Δ не превосходила 6…7 мк для бронзовых блоков цилиндров и 8 мк – для стальных блоков цилиндров, а напряжения не превосходили определённых пределов:

$[\sigma]$=150МПа– для стали и

$[\sigma]$=60МПа – для бронзы.

Напряжения и деформации цилиндров подсчитываются для условной толстостенной трубы с наружным диаметром

$$Ad = d + 2a \qquad (7.23)$$

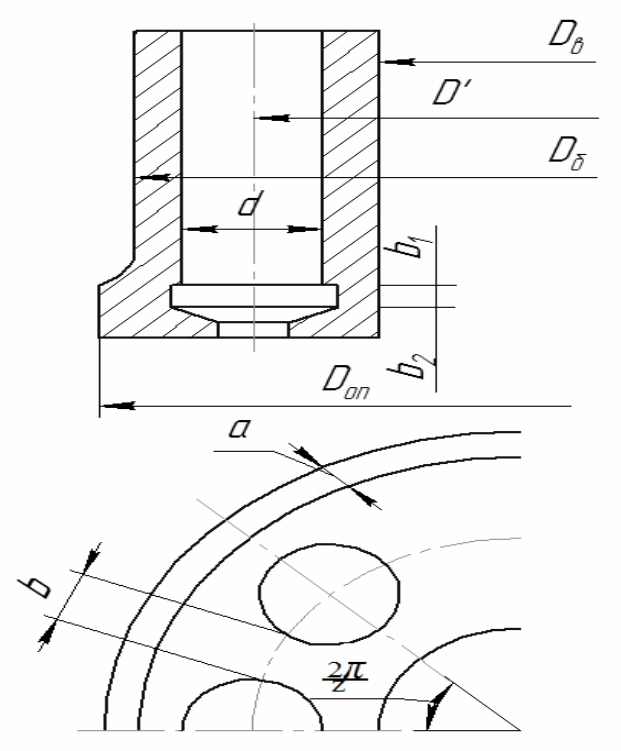


Рисунок 7.10. - Цилиндровый блок

где d – диаметр поршня

a – толщина стенки (см.рисунок 7.10).

Эта окружность диаметром Ad не должна выходить за пределы тела цилиндрического блока и перерезаться пазом шпонки

Деформация стенки условной трубы

$$\Delta = \frac{d}{E}\left(\frac{A^2+1}{A^2-1}+\mu\right)P_p \le [\Delta] \qquad (7.24)$$

а напряжения

$$\sigma = \frac{A^2+1}{A^2-1}P_p \le [\sigma] \qquad (7.25)$$

где μ – коэффициент Пуассона;

E – объемный модуль упругости материала блока цилиндров;

P_p – расчетное давление, превышающее максимальное давление в гидромашине на 50-80% (в двух соседних цилиндрах одновременно могут быть высокие давления, что повышает напряжение в перемычке b и учитывается при расчетах принятием соответствующего значения $P_p \rangle P_{MAX}$)

При этих условиях обычно $A = 1.32...1.43$ - для стальных цилиндровых блоков и $A = 1.55...1.68$ – для бронзовых цилиндровых блоков.

Исходя из условий прочности, размер перемычки между двумя соседними цилиндрами принимают равным

$$b = ca \qquad (7.26)$$

где $c = \begin{cases} 1.3 - для\ стального\ блока\ цилиндров, \\ 1.6 - для\ бронзового\ блока\ цилиндров, \end{cases}$

В соответствии с равенствами (7.24) и (7.25)

$$\frac{\sigma}{P_p} \geq \frac{A^2+1}{A^2-1} \leq \frac{\Delta \cdot E}{dP_p} - \mu \qquad (7.27)$$

Исходя из левого неравенства $\frac{\sigma}{P_p} \geq \frac{A^2+1}{A^2-1}$,

Далее

$$\sigma A^2 - \sigma \geq A^2 P_p + P_p;$$
$$A^2(\sigma - P_p) \geq P_p + \sigma;$$
$$A^2 \geq \sqrt{\frac{P_p + \sigma}{\sigma - P_p}};$$

В результате чего получим

$$-\sqrt{\frac{P_p + \sigma}{\sigma - P_p}} \geq A \geq \sqrt{\frac{\sigma + P_p}{\sigma - P_p}}; \qquad (7.28)$$

Исходя из правого неравенства

$$\frac{A^2+1}{A^2-1} \leq \frac{\Delta \cdot E}{dP_p} - \mu;$$
$$A^2 dP_p + dP_p \leq A^2 \Delta \cdot E - \Delta \cdot E - \mu dP_p A^2 + \mu dP_p;$$
$$A^2(\Delta \cdot E - dP_p - \mu dP_p) \geq dP_p + \Delta \cdot E - \mu dP_p;$$

$$A^2 \geq \frac{dP_p(1-\mu) + \Delta \cdot E}{\Delta \cdot E - dP_p(1+\mu)},$$

В результате чего

$$A^2 \geq \sqrt{\frac{\Delta \cdot E + dP_p(1-\mu)}{\Delta \cdot E - dP_p(1+\mu)}}. \qquad (7.29)$$

В итоге

$$\sqrt{\frac{\sigma + P_p}{\sigma - P_p}} \le A \ge \sqrt{\frac{\Delta \cdot E + dP_p(1-\mu)}{\Delta \cdot E - dP_p(1+\mu)}} \qquad (7.30)$$

Для аксиально-поршневых гидромашин с силовым карданом

p = 8...12МПа;

γ_{MAX} = 20° (реже 23°);

$n = n_{MAX} = 8.3c^{-1}$ и для мощных машин

$n = 7...6.2c^{-1}$

$$\eta_0 = 0.95...0.97;$$

Средние значения КПД: $\eta_m = 0{,}92...0{,}94;\ z = 9$ (z - реже 13)

Рабочий объем гидромашин

$$\boldsymbol{V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2R \sin\gamma_{MAX} \cdot z = \frac{\pi d^2}{2} \sin\gamma_{MAX} \sum_{i=1}^{Z} R_i ;} \qquad (7.31)$$

Для $z = 9$ в режиме гидромотора

$$V_0 = 19.508 \frac{\pi d^2}{4} R_5 \sin\gamma_{MAX}; \qquad (7.32)$$

при

$$\gamma_{MAX} = 20 \quad V_0 = 6{,}67 \frac{\pi d^2}{4} R_5 \qquad (7.33)$$

$$K_D = \frac{2}{1+\cos\gamma_{MAX}} = 1.03 = \frac{R}{R'} \Rightarrow R' = \frac{R}{1.03} \qquad (7.34)$$

Размер перемычки наименьшим будет для углов $\beta_{23} = \beta_{78}$

$$b = D' \sin\frac{\beta}{2} - d$$

Откуда $\frac{d+b}{2} = R' \sin\frac{\beta}{2}$

$$\frac{d+b}{2} = R'_2 \sin 18°2' = \frac{d+ca}{2} = \frac{d + (0{,}65...0{,}8)(A-1)}{2} \qquad (7.35)$$

где $c = 1.3...1.6; \qquad a = \frac{1}{2} d(A-1)$

А должно удовлетворять (7.30)

$$R_2' = \frac{R_2}{K_D} = \frac{1.1236}{1.03} R_5; \qquad R_5 = \frac{1.03}{1.1236} R_2' \approx 0.917 R_2' \tag{7.36}$$

Совместное решение (7.36) и (7.35) дает нам выражение для

$$R_5 = 2.96d\,[0.5 + (0.325...0.4)(A-1)] \tag{7.37}$$

Подставляем (7.37) в (7.33) и получим выражение для диаметра поршня

$$d = \sqrt{\frac{V_0}{15.5[0.5 + (0.325...0.4)(A-1)]}}; \tag{7.38}$$

и для цилиндрового блока

$$d = \sqrt{\frac{V_0}{2.7 + 5A}} \tag{7.39}$$

а для бронзового

$$d = \sqrt{\frac{V_0}{1.5 + 6.2A}} \tag{7.40}$$

Полученное значение диаметра округляем по ГОСТ 6636-60.

Далее определяем:

R_5 – по (7.37);

R_i – по (7.19);

$a°, b$ – по (7.26) и (7.28);

b_1 – ширину технологической проточки (из технологических соображений);

b_2 – толщину днища блока , $b_2 \rangle b_1$;

B – высоту блока цилиндров: $B = S + (0.8...1.0)\ell + b_1 + b_2$, где S – ход поршня; ℓ – его длина, которую обычно принимают $\ell = (1.4...1.8)d$, причем меньший размер принимается для поршней с уплотнителями, большая длина - для поршней из железистой бронзы БрАЖ-9-4 ГОСТ493-79 (применяется в паре с блоками стали марки Х12 Ф1). Равенство для B предусматривает выход поршня на (0,2…0,25) ℓ Из цилиндра при нахождении его в одном крайнем положении и вход в технологическую проточку при нахождении его в другом крайнем положении.

$D_в = D' - Ad$ – диаметр внутренней расточки.

Силовой расчет аксиально-поршневой ГМ с силовым карданом Рассматриваемая гидромашина существенно отличается большими нагрузками на кардане, нагруженном почти полным моментом гидромашины (исключая момент потерь при поворачивании цилиндрового блока) и значительными инерционными нагрузками, выпускающими из-за изменения угловых скоростей упорного диска.

Большие усилия со стороны штоков поршней на упорный диск приводят к затруднениям при выборе упорного подшипника, который приходиться делать либо специальным, либо применять гидродинамические опоры.

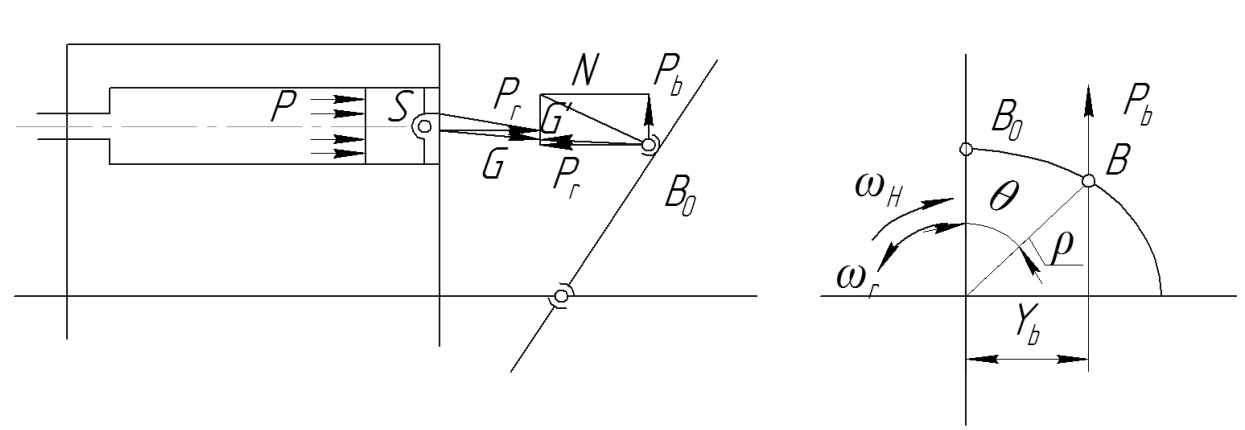


Рисунок 7.11 - Схема силовой связи между наклонной шайбой и поршнем гидромашины

На поршни, находящиеся под давлением нагнетания, действует сила $\boldsymbol{P_r = pF}$, направленная на оси поршня. Ее можно разложить на две составляющие: силу G вдоль шатуна и силу S, перпендикулярно оси ротора и стремящуюся опрокинуть ротор, нагружая при этом торцевой распределитель (см. рисунок 7.11):

$$\boldsymbol{G = \frac{P_r}{\cos\delta};} \qquad \boldsymbol{S = P_r - tg\delta,} \tag{7.41}$$

Где угол δ – угол между осью поршня и осью шатуна. Если учесть, что для обычно принятого соотношения $\frac{R'}{\ell_ш} = 0.5...0.75$ где $\ell_ш$ длина шатуна, $\delta \le 4°$, то

даже при высоких давлениях рабочей жидкости сила S весьма мала, что является преимуществом гидромашин с шатунным приводом.

Сила G передаваемая шатуном в точку В, уравновешивается составляющей G' реакции N, перпендикулярной поверхности упорного диска:

$$N = \frac{P_r}{\cos\gamma} = \frac{PF}{\cos\gamma} \qquad (7.42)$$

Другая составляющая реакции сила P_b для насоса является нагрузкой, создающей тормозной момент, а для гидромотора является силой, создающей момент на выходном валу.

Крутящий момент на упорном диске от одного поршня создается силой $P_b' = P_b \cos\gamma$ на плече $У_в$

$$M_i = P_8 \cos\gamma \overline{У}_в = P_8 \cos R \sin\theta \qquad (7.43)$$

Суммировав моменты, создаваемые всеми поршнями, находящимися в полости нагнетания, получим суммарный крутящий момент на упорном диске

$$M_д = pF \sin\gamma \sum_H R_i \sin\theta \qquad (7.44)$$

Крутящий момент, развиваемый на вал гидромотора

$$M_{кр} = pFtg\gamma \sum_H R' \sin\alpha \qquad (7.45)$$

Усилия на упорный подшипник

$$\sum_H N_i = \frac{pF}{\cos\gamma} = \frac{z+1}{2} \qquad (7.46)$$

Кардан считается на прочность (см. рисунок 7.12). Расчет следует вести по максимальным статическим нагрузкам с последующей проверкой на максимальные динамические нагрузки (резкое торможение или разгон).

При выборе основных размеров кардана следует исходить из того, чтобы напряжения изгиба в шипе крестовины (в сеч. А-А) при передаче максимального крутящего момента были в пределах 150…300 МПа.

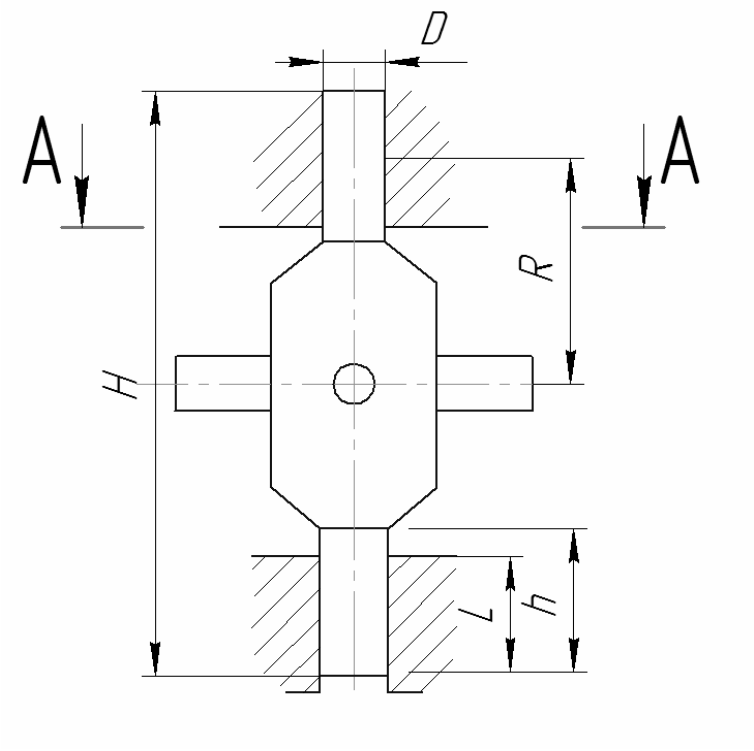


Рисунок 7.12 - Крестовина кардана

Без учета центрального отверстия для смазки напряжение на изгиб в сечении А-А определяется по уравнению

$$\sigma = \frac{32M(h - \frac{L}{2})}{(H - L)\pi D_3} \qquad (7.47)$$

где $\frac{M}{HL} = P_0$ - окружное усилие, приложенное на радиус R:

М — максимальный момент, передаваемый крестовиной;

L - длина шипа;

H - расстояние между торцами шипов;

D - диаметр шипа в расчетном сечении;

L - длина заделки шипа.

Удельное давление на шипах крестовины должно быть в пределах допустимого:

$$p = \frac{P_0}{DL} \le 7МПа \qquad (4.48)$$

7.6 Аксиально-поршневая гидромашина с двойным несиловым карданом

Аксиально-поршневая гидромашина с шатунным приводом и двойным несиловым карданом получила наибольшее распространение в автоматических приводах больших мощностей (рисунок 7.13). Упорный диск 1, выполненный как одно целое с валом 2, шарнирно связан со сферическими головками шатунов 3. Вторые сферические головки шатунов шарнирно заделаны в поршнях 4, которые совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 5, приводимом во вращение от вала 2 через двойной кардан 6. Распределение жидкости торцевое (распределитель 7).

Основной нагружающий момент компенсируется усилиями, действующими через шатуны 3, а кардан 6 нагружается только моментом, затрачиваемым на вращение блока цилиндров (для установившегося движения — моментом потерь).

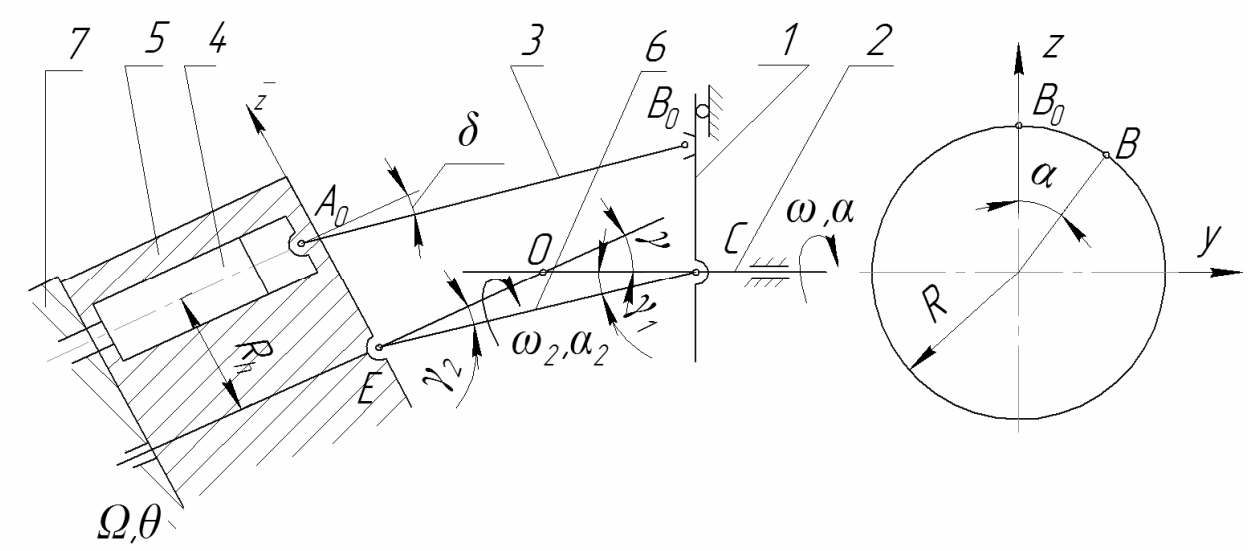


Рисунок 7.13 - Схема аксиально-поршневой гидромашины с двойным несиловым карданом

Угол γ - угол наклона блока цилиндров, путем поворота которого относительно оси, проходящей через точку 0 перпендикулярно плоскости чертежа, может изменяться подача насоса.

Среднее значение подачи насоса

$$Q_{ср} = V_0 n = F\,2R\sin\gamma \cdot z n \qquad (7.49)$$

а мгновенное значение подачи

$$Q = \sum Fh = F\omega R\sin\gamma \sum_{H} \sin\alpha \qquad (7.50)$$

7.7 Кинематика двойного кардана

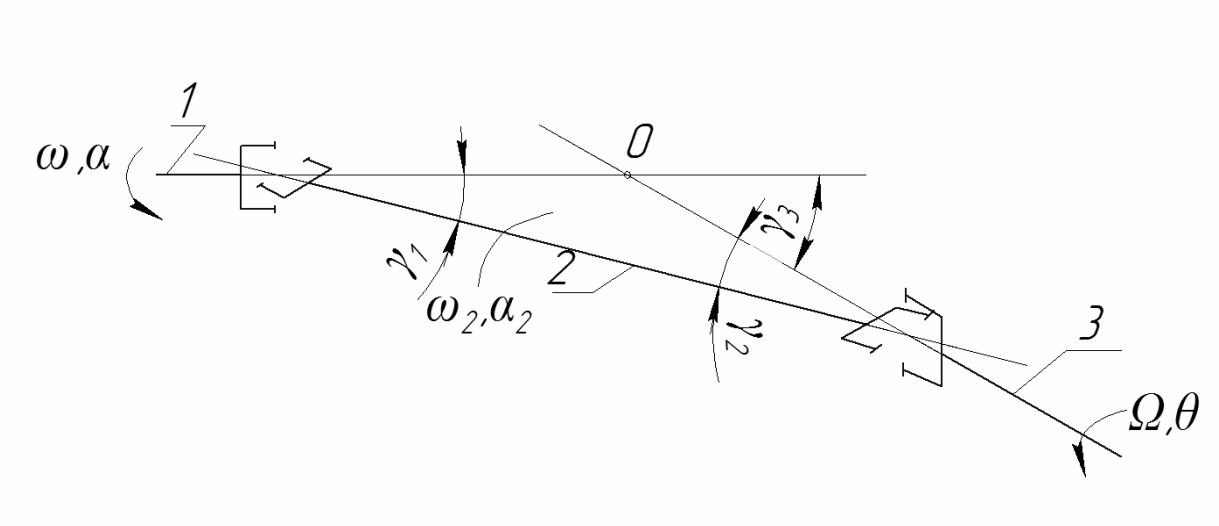


Рисунок 7.14 - Устройство двойного кардана

Двойной кардан (рисунок 7.14) работает по принципу сдвоенных карданов, когда оба крепления крестовин вала 2 симметричны. Все три вала 1,2 и 3 лежат в одной плоскости (в плоскости карданной передачи). В этом случае левый кардан устанавливает связь между углами α и α_1 в виде равенства $tg\alpha = \cos\gamma_1 tg\alpha_2$ А правый — между углами θ и α_2 в виде равенства $tg\theta = \cos\gamma_2 tg\alpha_2$, откуда

$$tg\theta = \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1} tg\alpha \qquad (7.51)$$

В этом случае сдвоенный кардан эквивалентен асинхронному кардану, соединяющему валы 1 и 3 под углом $\gamma_э$, косинус которого равен отношению косинусов углов наклона составляющих карданов, т. е. $\gamma_э = \arccos\frac{\cos\gamma_1}{\cos\gamma_2}$. Для получения синхронности вращения $\gamma_1 = \gamma_2$

При уменьшении угла γ происходит рассогласование углов γ_1 и γ_2 и кардан становится асинхронным с угловой асинхронностью $(\theta - \alpha)$. Имея в виду, что наибольшее угловое смещение валов асинхронного кардана имеет место при α, близком к $\frac{\pi}{4}$ (см.рисунок 7.4), можно для этого значения угла подсчитать величину $(\theta - \alpha)$, которая близка к действительной величине при значениях γ_1 и γ_2, не превосходящих $20°$ (рисунок 7.15).

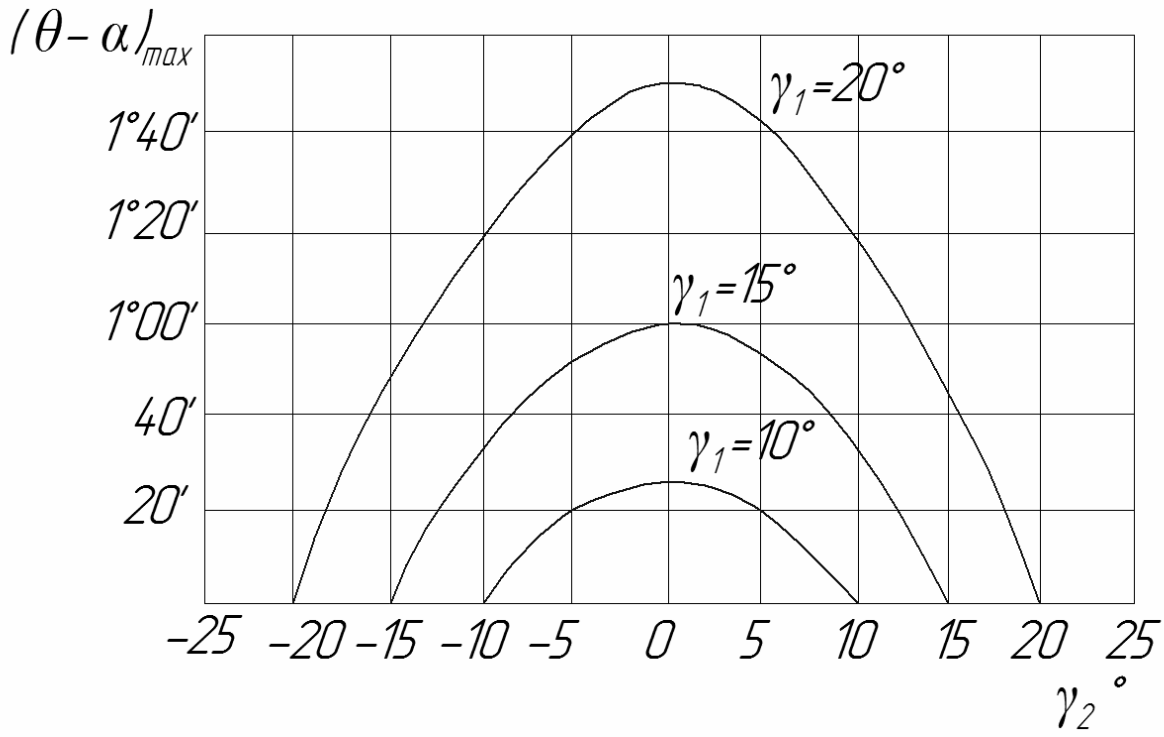


Рисунок 7.15 - Наибольшая угловая асинхронность двойного кардана

Особенность сдвоенного кардана с двумя центрами качения С и Е (рисунок 7.16) является осевое перемещение одного из его центров качения при изменении угла γ.

В аксиально-поршневых гидромашинах перемещается центр качения С со стороны поршневой группы. В этом случае сферическая головка С опирается на плавающее сферическое гнездо, размещенное внутри поршневой группы, и для определения величины смещения головки С при изменении угла γ наклона

блока цилиндров рассмотрим схему установки головок кардана (рисунок 7.16), где О — ось поворота люльки блока цилиндров.

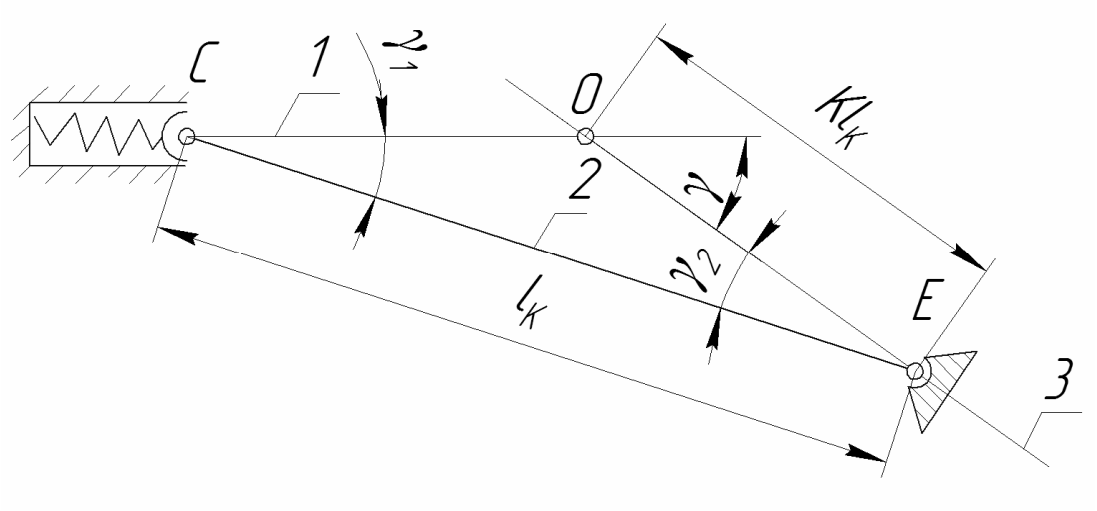


Рисунок 7.16 - Схема установки головок двойного кардана

Положение сферической головки Е кардана зафиксировано в цилиндровом блоке $OE = const$, расстояние ОС будет при этом изменяться.

Обозначим длину кардана СЕ через ℓ_K, размер ОЕ - через $k \cdot \ell_K$, где К - коэффициент пропорциональности. Величина ОС изменяется в зависимости от угла γ и величины ℓ_K и К, т.е. $OC = f(\gamma, K, \ell_K)$.

Применяя теорему синусов к ΔOEC, можно убедиться, что

$$K = \frac{\sin\gamma_1}{\sin\gamma} \qquad (7.52)$$

Для регулируемых гидромашин конструктивные размеры карданного узла выбираются такими, чтобы при максимальном угле γ_{MAX} наклона блока цилиндров $\gamma_1 = \gamma_2$. Т.к. $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$, то в этом случае $\gamma_1 = \gamma_2 = \frac{\gamma_{MAX}}{2}$ и

$$K = \frac{\sin\frac{\gamma_{MAX}}{2}}{\gamma_{MAX}} = \frac{1}{2\cos\frac{\gamma_{MAX}}{2}} \qquad (7.53)$$

При уменьшении угла γ кардан становиться асинхронным.

Небольшие изменения значения К, осуществляемые установкой калиброванных прокладок в гнезде сферической опоры Е, могут существенно изменить угловую асинхронность кардана (рисунок 7.17) и сделать его синхронным на любом желаемом значении γ, обычно близком к γ_{MAX}.

Из геометрических соображений можно убедиться, что смещение Δплавающей опоры С при изменении угла γ От 0 до γ_{MAX} Будет равно

$$\Delta = \ell_K[(1-\cos\gamma_1) - K(1-\cos\gamma)] = 2\ell_K(\sin^2\frac{\gamma_1}{2} - K\sin^2\frac{\gamma}{2}) \qquad (7.54)$$

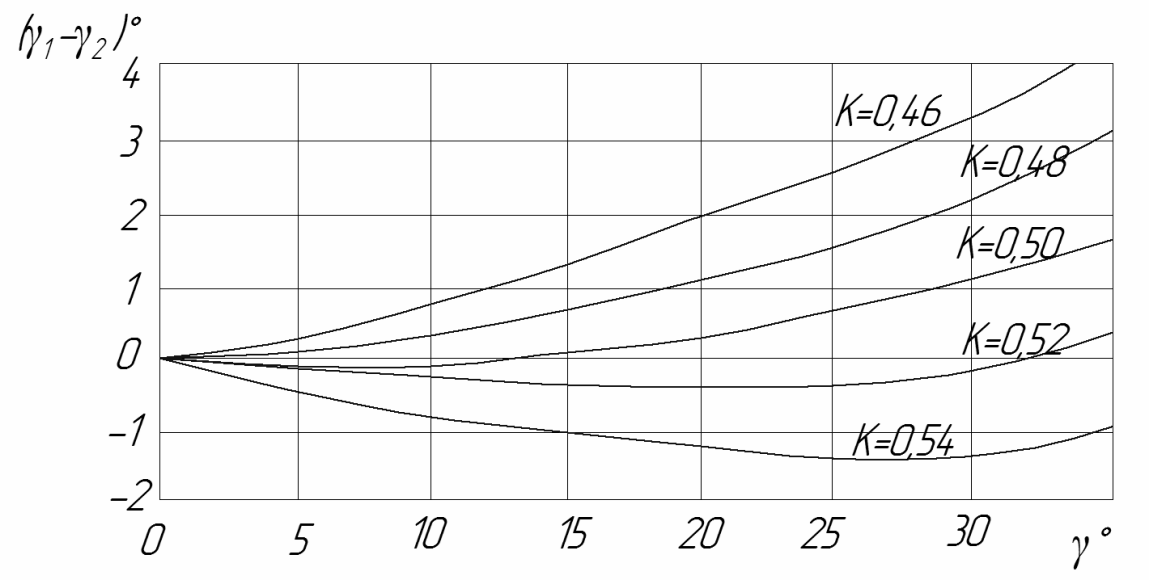


Рисунок 7.17. - Влияние геометрии установки кардана на его асинхронность

Зная величину Δ смещения, можно подобрать необходимую жесткость пружины.

7.8 Размеры поршневой группы и цилиндрического блока аксиально-поршневой ГМ с двойным не силовым карданом

Размеры поршневой группы и цилиндрического блока (рисунок 7.18) определяется по V_0 так же , как и для аксиально-поршневых ГМ с силовым карданом, с той лишь разницей, что центральные углы между осями двух соседних цилиндров и между осями соседних сферических головок шатунов на упорном диске одинаковы. Кроме того, достаточная синхронность вращения, обеспечиваемая двойным карданом, позволяет не предпринимать

конструктивных мер для выравнивания подачи, поэтому радиусы размещения поршней в блоке цилиндров одинаковы (то же и для упорного диска):

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} zD \sin\gamma = \frac{\pi d^2}{4} zD' K_D \sin\gamma \qquad (7.55)$$

С учетом того, что $D' = \frac{b+d}{\sin\frac{\pi}{2}}$ и $b = ca = c\frac{d}{2}(A-1)$ для определения диаметра поршня получим следующее выражение:

$$\boldsymbol{d = 2\sqrt{\frac{V_0 \sin\frac{\pi}{2}}{\pi \cdot z \cdot K_D [2 + c(A-1)] \sin\gamma}}} \qquad (7.56)$$

Выражения ***а*** и ***в*** для цилиндрового блока те же, что и в машине с силовым карданом.

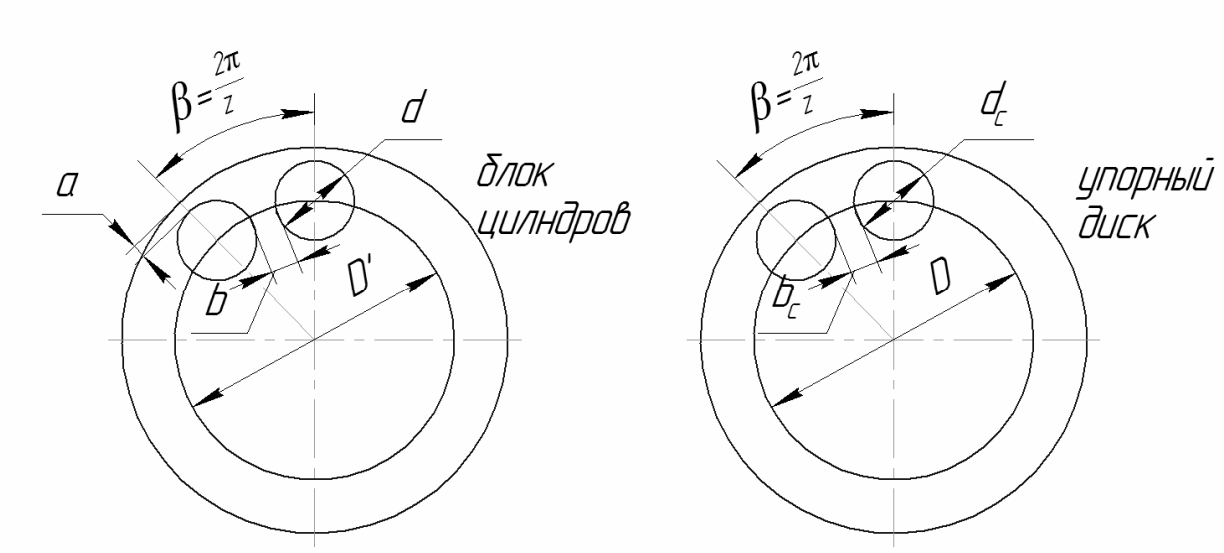


Рисунок 7.18 - Цилиндровый блок (слева) и поршневая группа

Для получения значения d определяем b, a, D' и далее определяем размеры блока цилиндров по тем же зависимостям, что и для машин с силовым карданом.

Размер разноски центров сфер шатунов на упорном диске $D = K_D D'$, размер перемычки между соседними сферическими опорами

$$\boldsymbol{b_c = D \sin\frac{\pi}{2} - dc \approx (0.25...0.45)d \geq 2мм} \qquad (7.57)$$

Где d_c – диаметр сферического вкладыша (см. рисунок 7.19) причем $d_c = d_ш + 2Cp$, $d_ш = (1...1.06)\ d$ – диаметр сферической головки шатуна; Ср выбирается из технологических возможностей изготовления надежного вкладыша.

Указанное значение $d_ш$? рекомендуется при давлении $P_{MAX} = 15...18 МПа$. При более высоких давлениях $d_ш = (1...1{,}5)d\sqrt{\frac{P_{MAX}}{15}}$, где $P_{MAX}[МПа]$.

Ориентированный размер диаметра сферической поверхности сегментного кардана можно определять из равенства (см.рисунок 7.19)

$$D_K (0.8...0.9)\sqrt[3]{V_0} \qquad (7.58)$$

Начальный прижим цилиндрического блока к распределителю создается при помощи пружины, натяг которой R=(6…8)G,

$$G = G_{\substack{блока \\ цилиднров}} + zG_{поршня} + \frac{2}{3}G_{шатуна}z + G_{\substack{координата\ со\ всеми \\ комплектующими \\ деталями}} \qquad (7.59)$$

где

Рекомендуемый натяг пружины создает на уплотняющей поверхности распределителя напряжение смятия от 0.1 до 0.12 МПа.

Расчет подшипника в цилиндрическом блоке проводиться на тот же приведенный вес G цилиндрического блока (радиальная нагрузка) и натяг R пружины (осевая нагрузка). Для радиального подшипника, устанавливаемого на машинах малой и средней мощности, растёт можно вести на приведенную радиальную нагрузку G+4R.

Расчет шатуна и его опор проводиться по максимальному давлению в магистрали P_{MAX}.

На шатун действует осевая нагрузка

$$P_{MAX} = \frac{1}{\cos\delta_{MAX}}(Fp_{MAX} = P_j) \qquad (7.60)$$

где δ_{MAX} – максимальный угол наклона шатуна относительно оси поршня; P_j – усилие от инерционной нагрузки.

Кроме осевой нагрузки P_{MAX}, на шатун действует изгибающий момент

$$M = \frac{1}{2} P_{MAX} F f d_{ш} \qquad (7.61)$$

Где $d_{ш}$ – диаметр сферической головки шатуна в поршне;

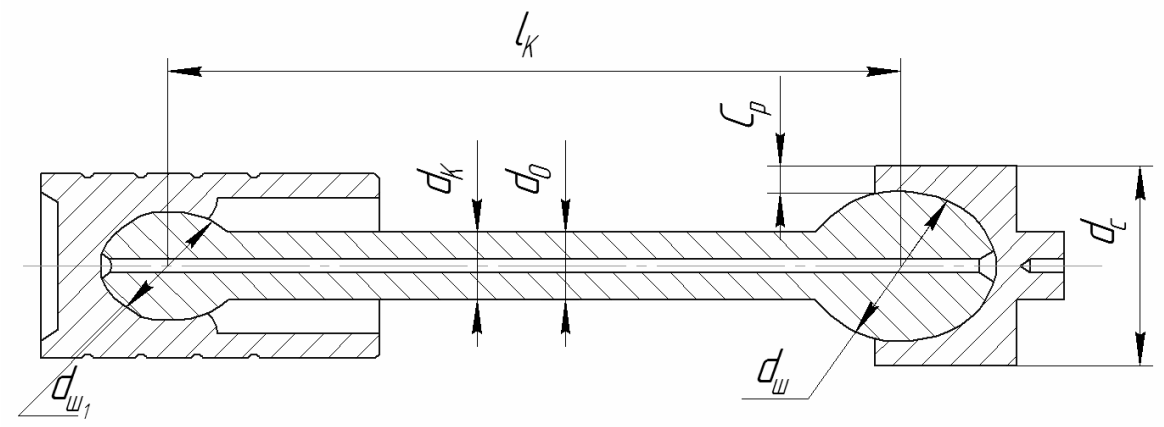


Рисунок 7.19 - Шатун аксиальной машины

$f = 0.05...0.06$ – коэффициент трения.

Допустимое напряжение в шатуне поршня определяется из условия

$$\sigma \le \psi \frac{\sigma_{-1}}{n} \qquad (7.62)$$

Где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе;

N=1.8 – запас прочности при переменном нагружении:

Для сталей марок 20Х и $12ХН3А \frac{\sigma_{-1}}{n} = 150...180 МПа$; $\psi = \psi(\lambda)$ – коэффициент для сталей повышенного качества, зависящий от коэффициента гибкости $\lambda = \frac{\ell_K}{i}$

(ℓ_K – длина шатуна, см. рисунок 7.19; $i = \sqrt{\frac{I}{f_K}} = \frac{1}{4}\sqrt{d_K{}^2 - d_0{}^2}$ – радиус инерции шатуна; I – момент инерции того же сечения f_K; d_K – диаметр шатуна; d_0 – диаметр сверловки шатуна).

Зависимость $\psi = \psi(\lambda)$ приведена в таблице 7.20.

Таблица 7.20 – зависимость коэффициента сталей повышенного качества $\psi = \psi(\lambda)$

λ	ψ	λ	ψ	λ	ψ
0	1.00	70	0.72	140	0.23
10	0.97	80	0.65	150	0.21
20	0.95	90	0.55	160	0.19
30	0.91	100	0.43	170	0.17
40	0.87	110	0.35	180	0.15
50	0.83	120	0.30	190	0.14
60	0.79	130	0.26	200	0.13

На основании конструктивной проработки в зависимости от диаметра поршня выбирают размеры $d_ш$, $d_{ш_1}$. Обычно

$$\ell_K = (0.8...0.9)D \qquad (7.63)$$

$$d_0 = \frac{1}{20...30}[\ell_K = \frac{1}{2}(d_ш + d_{ш_1})] \qquad (7.64)$$

Удельные давления на сферах определяют из равенств

$$\sigma = \frac{4\rho_{MAX}F}{\pi(d^2{}_ш - d_\Delta{}^2)}$$

$$\sigma_1 = \frac{4\rho_{MAX}F}{\pi(d^2{}_ш - d_{\Delta 1}{}^2)} \qquad (7.65)$$

Где d_Δ и $d_{\Delta 1}$ – диаметры зенкерования сверловок в сферических головках.

Обычно для сферической головки в поршне принимают $\sigma_1 = 9...10 МПа$ (сталь по бронзе).

7.9 Основные силовые нагрузки аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком

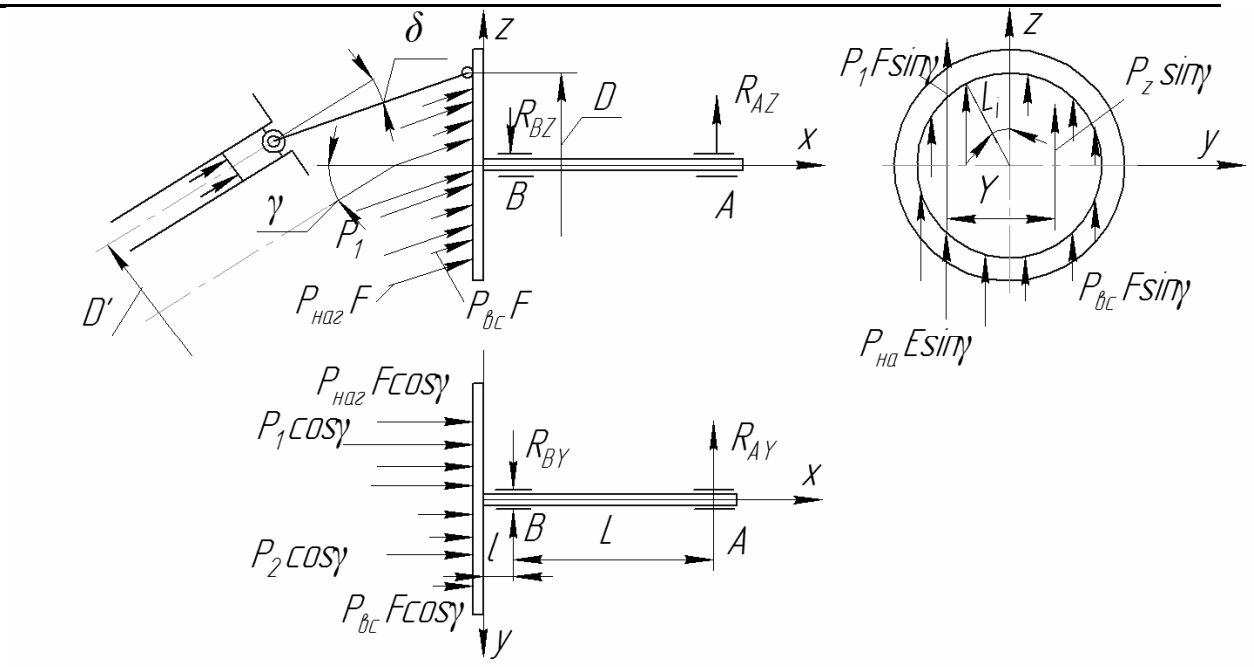


Рисунок 7.21 - Схема нагружения вала

Основными силовыми нагрузками аксиально-поршневых гидромашин с шатунным приводом и наклонным блоком цилиндров являются:

- силы давления на поршни, передающиеся на упорный диск вала, создающие момент на валу и реакции в подшипниках;

- силы давления в направлении оси блока цилиндров, прижимающие блок цилиндров к распределителю и действующие через распределитель на корпус гидромотора или люльку насоса: дополнительно к этим силам действует пружина блока, уравновешивающая силы, открывающие блок цилиндров от распределителя при низком давлении;

- силы трения блока по распределителю, создающие момент трения, воспринимаемый карданным механизмом;

- силы трения поршней по цилиндрам и головок шатунов в опорах поршней и упорного диска, создающие силы, опрокидывающие блок цилиндров относительно распределителя;

- силы трения в подшипниках вала.

1. Момент, на валу создается силами давления на поршни, которые через шатуны воздействуют на упорный диск. На каждый из поршней, находящийся в области нагнетания, действует гидростатическая сила $P_{НАГ}F$, в области всасывания $P_{вс}F$.

В первом приближении можно считать, что векторы всех сил, передающие шатунами на упорный диск, параллельны, пренебрегая небольшими углами между осями цилиндров и шатунов. Проекция силы давления, создающая момент на валу от одного поршня, равна

$$P_i = P_{НАГ} F \sin\gamma$$

Тогда момент, создаваемый на валу одним поршнем, находящимся в области нагнетания,

$$M_i = P_i y_i = P_{НАГ} F \sin\gamma \frac{D}{2} \sin\alpha_i \qquad (7.66)$$

где y_i - плечо действия силы P_i.

Все поршни, одновременно находящиеся в области нагнетания, создают мгновенный момент M_i:

$$M_1 = \sum_H M_i = P_{НАГ} F \sin\gamma \frac{D}{2} \sin\alpha_i \qquad (7.67)$$

Так как $\left|\sum \sin\alpha_i\right|$, то среднее значение момента от действия поршней в области нагнетания с учетом выражения (7.49) будет равно

$$M_1 = \frac{P_{НАГ} V_0}{2\pi} \qquad (7.68)$$

Аналогично определяется момент M_2от гидростатических сил, действующих на поршни в области всасывания (вытеснения), где давление равно $P_{вс}$.

Направление этого момента противоположно M_1.

Результирующий момент на валу

$$M = M_1 - M_2 = \frac{P_{НАГ} - P_{вс}}{2\pi} V_0 = p_H \frac{V_0}{2\pi} = p_H W_0 \qquad (7.69)$$

Действительный момент на валу будет отличаться на величину момента механических потерь.

Коэффициент неравномерности момента

$$\delta_M = \frac{M_{MAX} - M_{MIN}}{M_{MAX}} = 1 - \frac{\sum \sin d_{i\,MIN}}{\sum \sin d_{i\,MAX}} \qquad (7.70)$$

Для нечетного числа поршней $\delta_M = \frac{1.25}{z^2}$, для четного $\delta_м = \frac{5}{z^2}$

3.Для определения реакций в подшипниках вала необходимо определить координаты точек приложения результирующих сил давления, действующих на поршни в области нагнетания и всасывания.

Суммарное усилие на плоскость упорного диска (см. рисунок 7.21) от гидростатических сил давления на поршни в полости нагнетания

$$p_1 cos\gamma = p_{наг} \cdot F \cdot \frac{z\mp1}{2} cos\gamma \qquad (7.71)$$

где число поршней, одновременно находящихся в полости нагнетания, будет равно $\frac{z+1}{2}$ в период поворота вала на угол $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{z}$ и $\frac{z-1}{2}$ при повороте на угол $\frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \frac{2\pi}{z}$.

При дальнейшем повороте вала процесс циклически повторяется.

Координаты силы $p_1 sin\gamma$ определятся по формулам

$$Y = \frac{\sum_n p_{нагi} F \cdot cos\gamma \cdot y_i}{\sum_n p_{нагi} F \cdot cos\gamma}; \quad Z = \frac{\sum_n p_{нагi} F \cdot cos\gamma \cdot z_i}{\sum_n p_{нагi} F \cdot cos\gamma}, \quad (3.176) \quad (7.72)$$

где $y_1 = \frac{D}{2} sin\alpha_i, z_1 = \frac{D}{2} cos\alpha_i$ координаты каждой опоры штока на упорном диске.

С учетом того, что $|\sum sin\alpha_i|_{ср} = \frac{z}{\pi}$, а $\sum \cos \alpha_i$ - знакопеременная функция, среднее значение которой равно нулю, точка приложения равнодействующей будет иметь координаты, смещающиеся по кривой вблизи точки

$$Y = \frac{D}{\pi}; z = 0 \qquad (7.73)$$

Аналогично запишется выражения для усилия на плоскость упорного диска от гидростатических сил давления на поршни в области всасывания

(вытеснения). Результирующая этих сил, воспринимаемая упорным подшипником, будет равна

$$N = (P_1 + P_2)\cos\gamma = (p_{наг} + p_{вс})F\cos\gamma\frac{z+1}{2}, \quad (3.178)$$ (7.74)

Средние координаты результирующей осевой силы, действующей вдоль вала:

$$Y = \frac{D}{\pi}\cdot\frac{(p_{наг}+p_{вс})}{(p_{наг}-p_{вс})}; Z = 0 \quad (3.179)$$ (7.75)

Реакции в опорах А и В вала определяются, исходя из рисунка 7.21:

$$R_A = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2}; \qquad R_B = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2}, \quad (3.180)$$ (7.76)

где составляющие $R_{AZ}, R_{AY}, R_{BY}, R_{BZ}$ - опорные реакции во взаимно перпендикулярных плоскостях:

пл. XOZ $\left.\begin{matrix} M_A = 0 \\ \sum z = 0 \end{matrix}\right\}$ $\begin{matrix} R_{BZ} = (P_1 + P_2)\sin\gamma\frac{L+l}{L} \\ R_{AZ} = (P_1 + P_2)\sin\gamma\frac{l}{L} \end{matrix}$; (3.181) (7.77)

пл. XOY $\left.\begin{matrix} M_A = 0 \\ \sum z = 0 \end{matrix}\right\}$ $\begin{matrix} R_{BZ} = (P_1 + P_2)\sin\gamma\frac{L+l}{L} \\ R_{AZ} = (P_1 + P_2)\sin\gamma\frac{l}{L} \end{matrix}$; (3.182) (7.78)

7.10 Силы, действующие на люльку гидромашины.

При конструктивной приработке люльки размах люльки la выбирают в зависимости от рабочего объема V0

$$l_a = (4{,}42 \ldots 4{,}94)\sqrt[3]{V_0}$$ для $V_0 \le 0{,}13\cdot 10^{-3}\frac{м}{об}$; (7.79)

$$l_a = (2{,}41 \ldots 2{,}58)\sqrt[3]{V_0}$$ для $V_0 \ge 0{,}13\cdot 10^{-3}\frac{м}{об}$; (3.183) (7.80)

Люлька рассчитывается по усилию полости нагнетания $P_1 = P_{наг}\cdot F\cdot\frac{z\pm1}{2}$ и усилию полости всасывания (вытеснения) $P_2 = P_{вс}\cdot F\cdot\frac{z\pm1}{2}$, которые приложен к распределителю с одинаковыми размерами плеч $\frac{D'}{\pi}$ (рисунок 7.22). Результирующая P=P1+P2 этих сил приложена на плече

$$Y = \frac{D'}{\pi}\cdot\frac{P_1 - P_2}{P_1 + P_2}$$

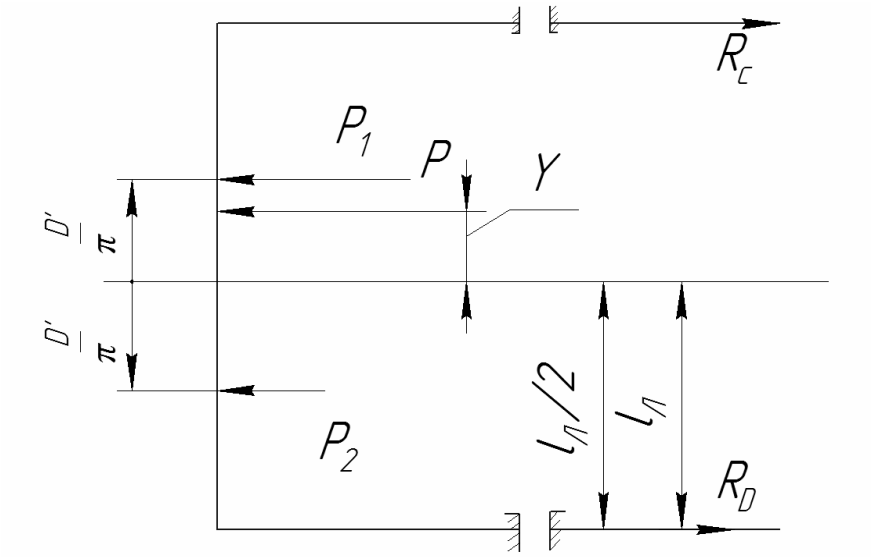


Рисунок 7.22 - Схема сил, действующих на люльку гидромашины.

Для регулируемых гидромашин по усилиям P1 и P2 (или по результирующему усилию P) определяют реакции RC и RD, а по ним выбирают подшипники с запасом на 15..25%.

7.11 Расчет усилия на регулирующем органе гидромашины.

Усилие, действующее на регулирующий орган, является основной составляющей внешнего воздействия, необходимого для перемещения регулирующего органа или удержания его в покое. В аксиально-поршневой гидромашине с наклонным блоком люлька является опорой блока цилиндров и местом расположения каналов для подвода рабочей жидкости к торцевому распределителю и отвода ее. Люлька поворачивается относительно оси цапф (на рисунок 7.13 ось проходит через точку О перпендикулярно плоскости чертежа), изменяя подачу насоса.

Момент на регулирующем органе затрачивается на преодоление момента трения в опорных подшипниках, в уплотнениях цапф; на преодоление инерции люльки и присоединённых к ней деталей; на преодоление момента трения от дополнительных реактивных усилий на цапфах люльки, возникают из-за действия центробежных сил при повороте люльки; на преодоление гироскопического момента вращающегося цилиндрового блока, возникающего

при повороте регулирующего органа; на преодоление момента трения цилиндрового блока о распределитель.

Учет всех этих моментов производится для аксиально-поршневых гидромашин крупного размера. Для машин малых мощностей при сравнительно большой частоте командного сигнала, при помощи которого регулируется гидромашина, обычно невелика величина гидроскопического момента вращающегося цилиндрового блока.

Усилие на регулирующем органе гидромашины рассчитывается обычно по статистическим нагрузкам, сводящимся к определению моментов трения от различного рода действующих сил.

а) Равнодействующая сил давления в цилиндрах P и ее координаты Y и X (см. рисунки 7.21 и 7.22) определяются из уравнений упомянутых ранее. Так как мгновенные координаты равнодействующей смещаются относительно среднего положения $(\frac{D}{\pi}; 0)$, то мгновенное смещение равнодействующей *P* от плоскости XOZ вызывает появление момента относительно оси цапф. Рассмотрим схему действия сил давления на блок цилиндров (рисунок 7.23).

В этом случае на торец распределительного диска действуют усилия от давления рабочей жидкости на поршни, приложенные в точка A1, A2, A3, A4. Эти усилия, умноженные на соответствующие плечи y1, y2, y3, y4 создают крутящие моменты, передающиеся на блок и стремящиеся повернуть его относительно оси, проходящей через точку O перпендикулярно плоскости чертежа:

$$\sum M = p_{наг} \cdot F \cdot R \sum_{k=0}^{m-1} \cos(\Theta + k\beta), \qquad (3.184) \qquad (7.81)$$

где m - число поршней, одновременно находящихся в области нагнетания.

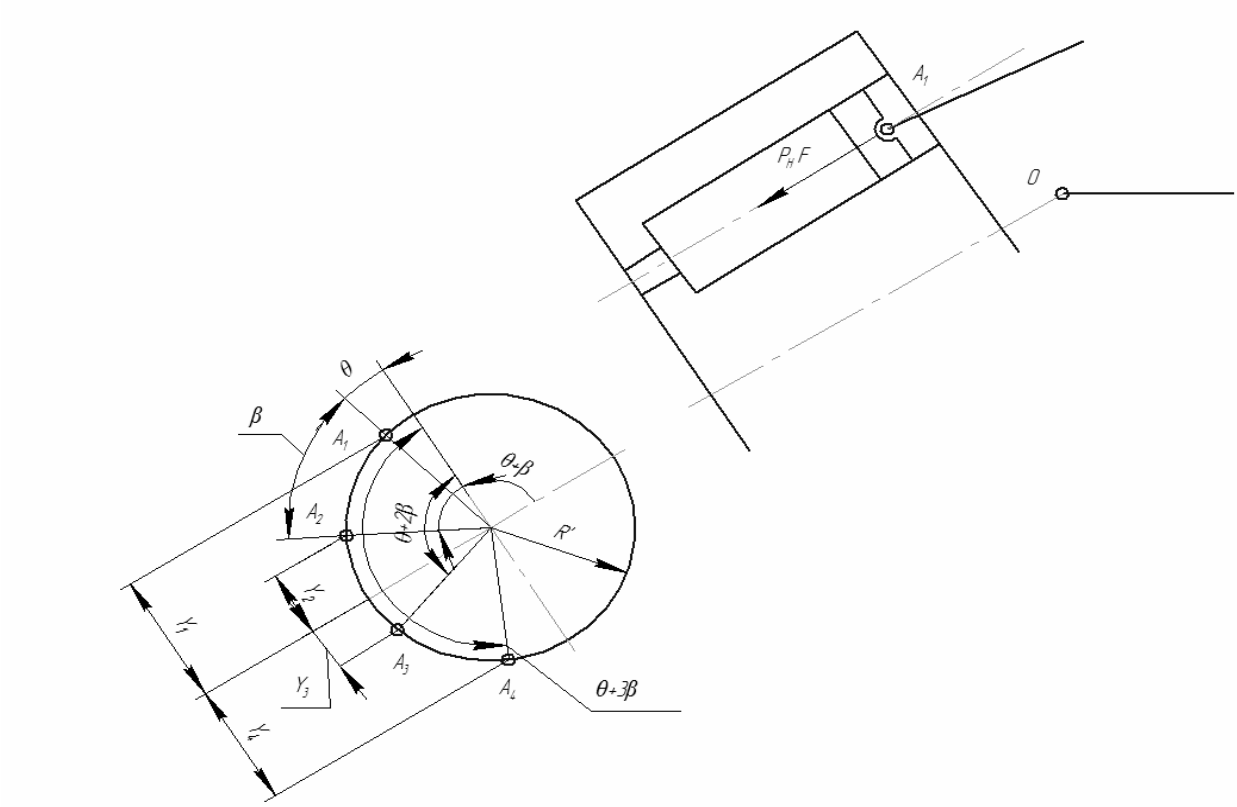


Рисунок 7.23 - Схема действия сил давления на блок цилиндров.

Отсюда получаем максимальное значение суммарного момента

$$\sum M_{max} = \pm 0{,}5\, P_н F R', \qquad (3.185) \qquad (7.82)$$

Момент равнодействующей силы давления относительно оси цапф является знакопеременной функцией, и среднее значение момента равно нулю. Вследствие высокой частоты колебаний, сравнительно большой массы люльки и трения в опорах этот момент не в состоянии вызвать колебания люльки.

б) Помимо момента равнодействующей силы давления на регулирующий орган действует момент трения в опорных подшипниках C и D (см. рис. 7.22)

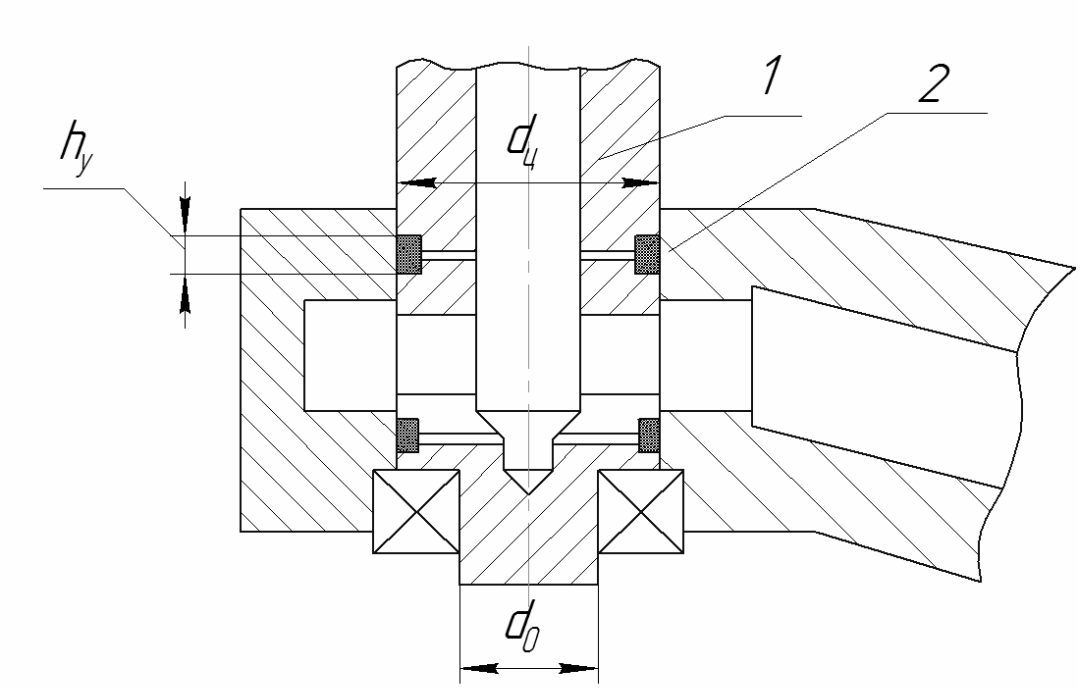


Рисунок 7.24 - Соединение люльки с цапфой

$$M_n = f_n \cdot \frac{D_0}{2}(R_c + R_D) = f_n \cdot \frac{d_0}{2} P, \qquad (3.186) \qquad (7.83)$$

где fn=0,010…0,015 - приведенный коэффициент трения подшипников; d0 - расчётный (внутренний) диаметр подшипника.

в) Уплотнение цапф 1 состоит из резиновых эластичных колец 2 или колец из фторопласта (см. рисунок 7.24). При действии давления жидкости уплотнение создает момент трения, который можно определить, полагая давление в месте контакта равным давлению жидкости:

$$M_y = \frac{1}{2} f_y P_y = \frac{1}{2} f_y \pi d_ц h_y i p_{наг}, \qquad (3.187) \qquad (7.84)$$

где fy - коэффициент трения материала уплотнения;

dц - диаметр цапфы люльки;

hy, i - высота и число уплотнений на одной цапфе соответственно

г) Момент, вызванный моментом инерции IA люльки и присоединенных к ней деталей, определяются выражением

$$M_u = I_A \cdot \omega_A = I_A \cdot \pi \cdot \frac{\gamma_{max}}{180\,\Delta t}, \qquad (3.188) \qquad (7.85)$$

где γ_{max} - наибольший угол поворота люльки;

Δt - время поворота люльки от $\gamma = 0$ до $\gamma = \gamma_{max}$, обычно равное 0,01...0,04 с для гидромашин большой мощности.

д) При повороте люльки из-за действия центробежных сил возникают дополнительные реактивные усилия на цапфах люльки, момент трения от которых

$$M_{ц} = \frac{G_A}{2g} f_n d_0 L_G \omega_A^2, \qquad (3.189) \qquad (7.86)$$

где G_A - вес люльки вместе с присоединенными к ней деталями;

L_G - удаление центра тяжести указанного веса от оси поворота;

ω_A- угловая скорость поворота люльки.

е) При повороте регулирующего органа со скоростью ω_A развивается гироскопический момент вращающегося цилиндрового блока

$$M_j = I_\delta \Omega \omega_A = I_\delta \pi n \frac{2\pi \gamma_{max}}{180 \Delta t}, \qquad (3.190) \qquad (7.87)$$

где I_δ - момент инерции блока цилиндров с поршнями относительно оси вращения;

Ω - угловая скорость вращения блока цилиндров.

Этот момент M_j, действуя в плоскости, перпендикулярной к плоскости поворота люльки, создает момент трения на цапфах люльки

$$M_r = \frac{M'_j}{l_л} d_0 f_n, \qquad (3.191) \qquad (7.88)$$

где $M'_j = M_j - G_л L_G$, так как момент от сил веса цилиндрового блока с присоединенными к нему деталями имеет направление, противоположное направлению действия момента M_j.

ж) Момент трения цилиндрового блока о распределитель M_T также вызывает момент противодействия повороту люльки

$$M_{тр} = \frac{M_T}{l_л} f_n d_0, \qquad (3.192) \qquad (7.89)$$

но направление действия реакций от $M_{тр}$ нормально к направлению действия реакций ранее рассмотренных силовых воздействий. Поэтому величина момента на люльке, который должен быть создан регулирующим органом,

$$M = \sqrt{(M_n + M_y + M_{ц} + M_u + M_r)^2 + M_{тр}^2}, \quad (3.193) \qquad (7.90)$$

Полученную величину момента на регулирующем органе увеличиваются в 1,5...2 раза, поскольку остается ряд неучтенных обстоятельств.

Расчет двойного кардана. Двойной кардан (см. рисунок 7.25) представляет собой валик 1, на концах которого на вставных пальцах 3 поворачиваются сегменты 2, совершая осевое перемещение в продольных пазах буксы 4. Эти буксы фиксируются относительно цилиндрового блока 5 и упорной шайбы 6 и не могут поворачиваться в них.

Двойной кардан рассчитывается как на статические, так и на динамические нагрузки, соизмеримые с первыми при быстрой остановке вала гидромашины. Наибольшая нагрузка на кардан будет на следующих трех режимах:

- пуск насоса с наибольшей подачей при остановленном под нагрузкой гидромоторе;

- быстрый реверс при нагруженном гидромоторе;

- быстрое затормаживание вала гидромотора, вращающего с большим числом оборотов.

При расчете предполагается, что нагрузка передается карданом через два равно нагруженных сегмента, каждый из которых опирается всей рабочей поверхностью на направляющую плоскость буксы, и это сильвое воздействие уравновешивается давлением на полуцилиндрическую поверхность пальца кардана. На самом деле при возможных неточностях изготовления деталей кардана работать может только один сегмент. При этом контакт на площади поверхности сегмента с направляющей плоскостью буксы может иметь форму полосы шириной 0,5...2,0 мм, а второй контакт на пальце кардана - форму полосы шириной 1-2 мм. В этих случаях смещается точка приложения усилий, меняя не только напряжения на стыкующихся поверхностях, но и величины нагрузок на детали кардана. Поэтому с учетом вышеизложенного при расчетах приходится снижать допустимые напряжения, удельные давления и удельную работу трения.

Усилия, нагружающие кардан:

1) $(M_r)_{max}$ - максимальный момент трения цилиндрового блока о распределитель;

2) $M_g = I\,\Omega$ - инерционная нагрузка, обусловленная ускорением Ω цилиндрового блока и сопряженных с ним деталей

$I = I_б + z\,I_n + \frac{2}{3}\,z\,I_ш$ где $I_ш$ - момент инерции шатуна.

Ускорение цилиндрового блока в течение всего времени разгона или торможения считают постоянным, определяя его из равенства

$$\Omega = \frac{\pi\, n_{max}}{\Delta t}$$

Где $\Delta t = 0{,}01 \ldots 0.02$ с - для гидромашин малой мощности;

$\Delta t = 0{,}02 \ldots 0.04$ с - для гидромашин средней мощности;

$\Delta t = 0{,}05 \ldots 0.10$ с - для гидромашин большой мощности;

n - максимальная частота вращения приведенного вала, $с^{-1}$

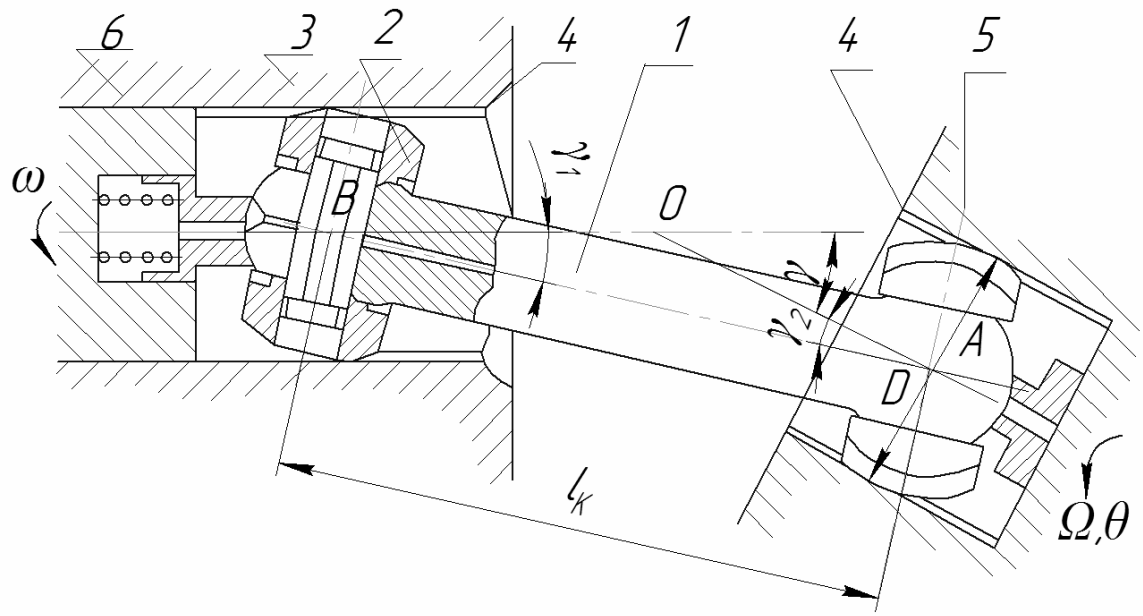


Рисунок 7.25 - Кардан в сборе

Валик 1 кардана (рисунок 7.25) выбирается таким образом, чтобы под действием наибольшей нагрузки он закручивался на угол до $5^с$ на длине l_k

(между центрами сфер), а допускаемые напряжения на кручение не превосходили величины $\tau_{кр} = 100 \dots 110$ МПа.

Длина валика кардана $l_k = (0{,}585 \dots 0{,}715)L_p$, где L_p - расстояние от оси О поворота люльки до рабочей поверхности распределителя.

Опорная площадь сегментов 2 должна быть рассчитана на передачу момента $(M_r)_{max} + M_g$, напряжения на опорных поверхностях при этом не должны превосходить XXX при работе бронзы со сталью.

Палец кардана 3 рассчитывается на изгиб и давление смятия на опорной поверхности. Допускаемое напряжения смятия составляет 35...40 МПа, на изгиб - 200 МПа.

7.12 Гидромашины с шатунным приводом бескарданного типа

Вращение ротора и передача крутящего момента, необходимого для преодоления сил трения между торцами ротора и распределительного диска, обеспечивается за счет контакта шатунов с коническими поверхностями юбок поршней (рисунок 7.25). По сравнения с карданными машинами упрощается конструкция, уменьшаются размеры ротора и, следовательно, момент инерции, что улучшается динамику разгона и торможения машины.

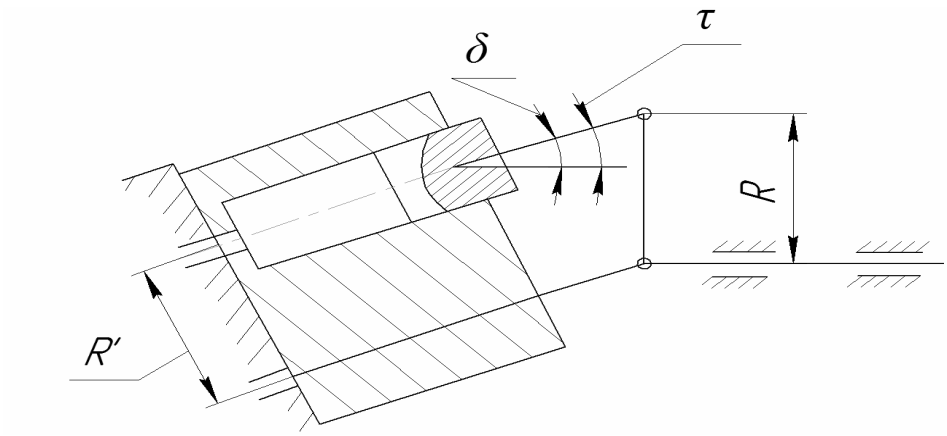


Рисунок 7.26 - Схема поршневой ГМ бескарданного типа

Если обозначить через τ - угол наклона юбки поршня к его оси, а δ - угол между осью поршня и осью шатуна, то в режиме насоса цилиндровый блок (ротор) будет ведомым при помощи шатуна того поршня, для которого угловая асинхронность ψ (угловое отставание цилиндрического блока от поршневой группы) будет наименьшей. При этом угол δ ведущего шатуна будет равен углу

τ. В это время у всех остальных поршней поверхность шатуна будет отходить от поверхности юбки поршня, и соответствующие значения δ будут меньше конструктивного угла наклона юбки поршня τ. Для гидромашины с z поршнями угол отставания ψ будет изображаться нижней границей графика на рисунок 7.27 в виде цилиндрических кривых, число которых при нечетном числе поршней равно 2z, а при четном z. Следовательно, каждый шатун ведет цилиндровый блок за каждый оборот дважды в диапазоне углов

$$-\beta+\frac{\pi}{4}\le\alpha\le\beta+\frac{\pi}{4} \qquad \text{и} \qquad -\beta+\frac{5\pi}{4}\le\alpha\le\beta+\frac{5\pi}{4}$$

где $\beta=\frac{\pi}{2z}$ при z нечетном и $\beta=\frac{\pi}{z}$ при z четном.

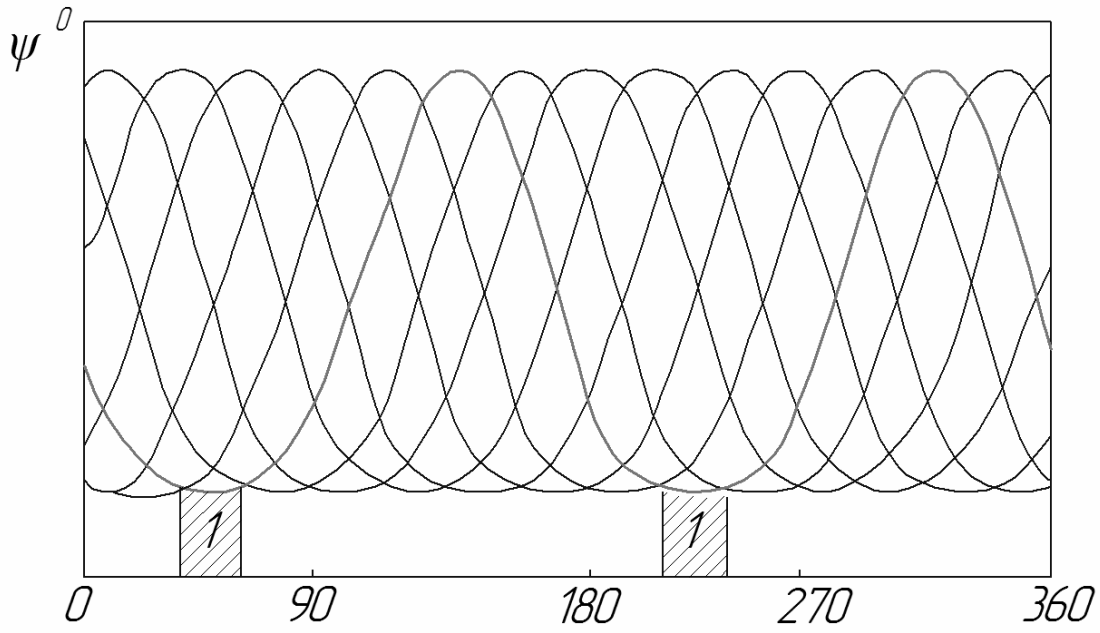


Рисунок 7.27 - Угловая асинхронность поршней бескарданной гидромашины

Значения углов α, входящие в указанные диапазоны, являются рабочими и на рисунок 7.27 заштрихованы.

Некоторая свобода перемещения шатуна в юбке поршня делает невозможным выполнение регулируемых реверсивных гидродвигателей, поскольку при реверсе существование люфтов будет приводить к ударам и, как следствием, к разрушениям машины. Поэтому аксиально-поршневые реверсивные гидродвигатели бескарданного типа выполняются

нерегулируемыми. Для исключения ударов при реверсе гидродвигателя необходимо, чтобы шатуны каждого поршня всегда соприкасались с конической поверхностью юбки поршня, вне зависимости от направления вращения гидромашины. Тогда угол наклона конической поверхности юбки поршня τ должен быть принят равным постоянному значению угла наклона оси шатуна относительно оси поршня δ. Условие, когда $\delta = const$, будет в случае, если $K_D = \frac{2}{1+\cos\gamma}$. При этом значение $\psi = \alpha - \theta = 0$, где α и θ - углы поворота приводного вала и вала блока цилиндров соответственно.

Угол наклона оси шатуна к оси поршня определяются из выражения

$$\sin\delta^* = p(1 - K_D^* \cos\gamma^*), \qquad (3.195) \qquad (7.91)$$

где $P = \frac{D}{2lK_D}$, а δ^*, K_D^* - величины для максимального угла $\gamma = \gamma^*$.

7.13 Особенности расчета аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа

Расчет бескарданных машин на первых стадиях не отличается от расчета гидромашин с шатунным приводом, т.е. сводится к определению рабочего объема V0, по нему определяются диаметр поршня d , дезаксиал KD при γ_{max} , диаметр разности осей цилиндров в цилиндровом блоке D’ и диаметр разности головок шатунов в упорном диске $D = K_D \cdot D'$.

Отличие данной машины от двух предыдущих аксиально-поршневых с шатунным приводом в том, что здесь при прочих равных условиях размеры D и D' могли бы быть уменьшены, так как во внутренней расточке цилиндрового блока должен быть размещен центрирующий валик, требующий много меньше места, чем любое карданное сочленение. За счет этого удается несколько уменьшить момент инерции вращающихся деталей и вес гидромашин.

Длина шатуна выбирается обычно равной D, т.е. $l = D$.

Для нерегулируемого гидромотора угол наклона образующей в юбке поршня при цилиндрическому штоке принимается равным $\tau = \delta^*$. Для регулируемого насоса угол τ увеличивается до значения $\tau = (1{,}3 \ldots 1{,}4)\delta^*$, имея в виду, что превышение τ над δ^* увеличивает угловую асинхронность ψ.

Расчет остальных узлов гидромашин бескарданного типа отличается от расчета этих узлов аксиально-поршневых гидромашин других типов иной схемой нагружения шатуна и неуравновешенными нагрузками на валик, центрирующий цилиндровый блок. Расчет их проводится обычными приёмами, рассматриваемыми в курсе деталей машин.

7.14 Аксиально-плунжерные ГМ с точечным контактом

На рисунке 7.28 представлена расчетная кинематическая схема гидромашины, в которой блок цилиндров, соединенный с входным валом при помощи шпонки, получает равномерное вращательное движение с угловой скоростью ω. Сферический торец головки поршня, очерченный радиусом r, контактирует с плоскостью упорного диска наклонной шайбы в точке А, причем плоскостью упорного диска отстоит от центра О1 на расстоянии r и поворачивается относительно него в регулируемых гидромашины (т.е. точка О1 есть проекция оси поворота наклонной шайбы в регулируемых гидромашинах).

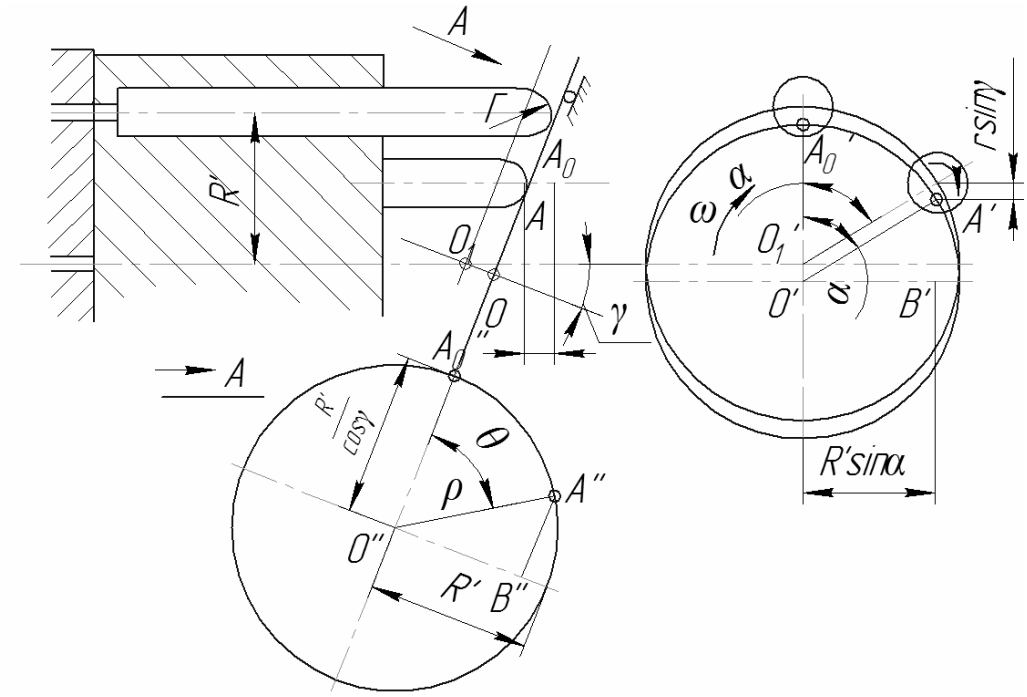


Рисунок 7.28 - Схема гидромашины с точечным контактом

Чтобы установить основные кинематические зависимости, рассмотрим для положения поршня, из которых одно соответствует его мертвому положению - точка А0, а другое - повороту входного вала на угол α - точка А.

Перемещение поршня при этом определится уравнением

$$S = \frac{D'}{2} tg\,\gamma(1 - \cos\alpha), \qquad (3.196) \qquad (7.92)$$

где γ - угол наклона упорного диска;

D' - диаметр окружности ротора, на котором расположены оси поршней.

Скорость поршня относительно ротора будет

$$\dot{S} = \omega \frac{D'}{2} tg\,\gamma \sin\dot{\alpha}, \qquad (3.197) \qquad (7.93)$$

где $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ - угловая скорость вращения приводного вала (цилиндрового ротора).

Ускорение поршня

$$\ddot{S} = \omega^2 \frac{D'}{2} tg\,\gamma \cos\alpha, \qquad (3.197) \qquad (7.94)$$

Подача одного поршня насоса

$$Q_i = S \cdot F = \frac{\omega D'}{2} tg\gamma \sin\dot{\alpha}_i \cdot F \qquad (3.199) \qquad (7.95)$$

Мгновенную величину подачи насоса найдем, просуммировав подачи всех поршней, находящихся в зоне нагнетания:

$$Q = \sum_H Q_i = \omega \frac{D'}{2} \cdot F\, tg\,\gamma \sum_H \sin\alpha_i, \qquad (3.200) \qquad (7.96)$$

где $\sum_H \sin\alpha_i = \frac{\cos\left(\frac{\beta}{4} - \alpha_i\right)}{\sin\frac{\beta}{4}}$ - для нечетного числа поршней;

$\sum_H \sin\alpha_i = \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} - \alpha_i\right)}{\sin\frac{\beta}{2}}$ для четного числа поршней;

$\beta = \frac{2\pi}{z}$ - угол между осями двух соседних цилиндров в блоке (обычно цилиндры располагаются в блоке равномерно);

α_i - угол поворота последнего вступившего в область нагнетания поршня.

Средняя величина теоретической подачи насоса

$$Q_{т.н.} = V_0 \cdot n = F \cdot h \cdot n = F \cdot \frac{D'}{2} tg\,\gamma \cdot n, \qquad (3.201) \qquad (7.97)$$

где $h = \frac{D'}{2} tg\,\gamma$ - максимальный ход поршня при угле наклона γ упорного диска.

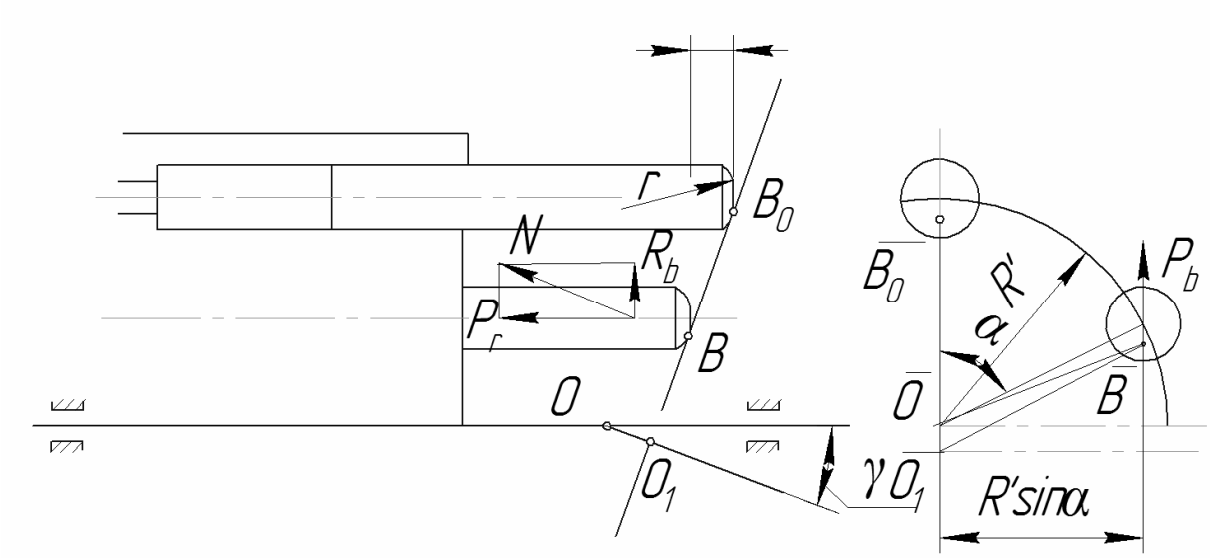


Рисунок 7.29 - Силовая схема гидромашины

Усилия, действующие на поршни гидромашины, и давление подпитки определяют с учетом массы толкателей и сил трения толкателей в направляющих.

Подпиточный насос должен обеспечить такое давление всасывания $P_{вс}$, которое с учетом потерь в окнах цилиндрового блока $\Delta P_0 = P_{вс} - P_0$ создает гидростатическое усилие на поршне, способное преодолеть:

- силу трения *Pr*;

- силу инерции *PJ* и создать гарантированный прижим головки поршня к поверхности упорной шайбы *Pr*

$$P_{вс} = \Delta P_0 + \frac{P_r + P_j + P_r}{F} = \Delta P_0 + \frac{P_\Sigma}{F} + \frac{P_r}{F} \qquad (3.202) \qquad (7.97)$$

Перепад давления в окне цилиндрового блока определим через скорость движения жидкости в нем из равенства

$$U_0 = \mu\sqrt{2\frac{\Delta P_0}{\rho}},\ \text{откуда}\ \Delta P_0 = \frac{V_0^2 \cdot \rho}{2 \cdot \mu^2} \qquad (7.98)$$

Выразим скорость V0 через скорость движения поршня Vi

$$(V_0)_{max} = (V_i)_{max} \cdot \frac{F}{F_0} = \frac{1}{2} D' \cdot tg\,\gamma \cdot \frac{F}{F_0}, \qquad (3.204) \qquad (7.99)$$

где F - площадь поршня;

F0 - площадь окна цилиндра в блоке.

Тогда

$$\Delta P_0 = \left(\frac{1}{2}\omega D' tg\,\gamma \cdot \frac{F}{F_0}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot \mu^2} \qquad (3.205) \qquad (7.100)$$

Максимальная величина силы инерции относительно движения поршня массой m составит

$$P_{imax} = m \cdot \left(\ddot{S}\right)_{max} = \frac{1}{2} m\omega^2 D' tg\,\gamma, \qquad (3.206) \qquad (7.101)$$

а сила трения

$$P_T = P_r' + P_T'', \qquad (3.207) \qquad (7.102)$$

где P_r'- составляющая от действия нормального реактивного усилия N упорного диска на головку поршня;

P_T'' - составляющая от центробежных сил, возникающих из-за вращения цилиндрового блока.

Реактивное усилие N создает на поршне радиальное усилие T1 и T2, которые определяются из условия равновесия

$$\sum M_L = 0; \qquad T_2 \cdot l_ц - P_r\left(\frac{1}{2} d - r \sin\gamma\right) - P_\delta \cdot l = 0$$

заменив $P_\delta = P_r \cdot tg\,\gamma$, получим

$$T_2 = \frac{l}{l_ц} P_r\, tg\,\gamma + \frac{P_r}{l_ц}\left(\frac{1}{2} d - r \sin\gamma\right); \qquad (7.203)$$

$$\sum M_k = 0;$$

$$T_1 \cdot l_ц - P_\delta\left(l - l_ц\right) + P_r\left(\frac{1}{2} d + r \sin\gamma\right);$$

$$T_1 = \left(\frac{l}{l_ц} - 1\right) P_2 tg\,\gamma - \frac{P_r}{l_ц}\left(\frac{1}{2} d + r \sin\gamma\right) \qquad (7.104)$$

Отсюда

$$P_T' = (T_1 + T_2) \cdot f$$

$$= P_r tg\gamma\left(\frac{l}{l_ц} - 1\right) - \frac{P_r}{l_ц}\left(\frac{1}{2} d + r \sin\gamma\right) + \frac{l}{l_ц} P_r tg\,\gamma + \frac{P_r}{l_ц}\left(\frac{1}{2} d - r \sin\gamma\right) f =$$

$$= P_r tg\gamma \left[\frac{l}{l_ц} - 1 - \frac{1}{l_{ц} tg\gamma} - \frac{1}{2}d - \frac{r}{l_ц}\cos\gamma + \frac{l}{l_ц} + \frac{1}{2}\frac{d}{l_ц \cdot tg\,\gamma} - \frac{1}{l_ц} r\cos\gamma\right] f =$$

$$= \frac{f}{l_ц} P_r tg\,\gamma\,[2l - l_ц - 2r\cos\gamma]; \qquad (3.210)$$

(7.105)

$$P_r'' = fm\omega = \frac{D'}{2}. \qquad (3.211)$$

(7.106)

Поскольку наибольшие силы инерции и трения будут при γ_{max} ,то суммарное максимальное сопротивления движению поршня равно

$$P_2 = P_{max} + P_r =$$

$$D'm\omega^2(f + tg\,\gamma_{max}) + f\ tg\ f_{max}\left(\frac{2l}{l_ц} - 1 - \frac{2r}{l_w}\cos\gamma_{max}\right) \qquad (3.212)$$

(7.107)

Величина P_r выбирается от нескольких ньютонов до 10...20 Н в зависимости от веса поршня.

$$P_0 = \frac{P_r}{F} + \frac{P_r}{F},$$

где P_r - для поршней, находящихся в зоне всасывания.

Если насос должен работать на самовсасывании, то поршень, находящийся в зоне всасывания, прижимается к упорному диску пружиной, но она должна иметь высокую усталостную прочность

$$P_{пр} = P_2 + P_r + P_a,$$

где $P_a = p_a \cdot F;$ (3.213)

(7.108)

Ра - разряжение, принимаемое равным 0,06...0.08 МПа.

В момент, когда поршни находятся в зоне нагнетания, в месте контакта головки поршня и упорной шайбы возникают большие напряжения

$$\delta = 0{,}388\sqrt[3]{N\frac{E^2}{r^2}}, \qquad (3.214)$$

где $N = P \cdot \frac{F}{\cos\gamma_{max}}$- нормальное усилие;

Е - модуль упругости

$E = 2{,}15 \cdot 10^5$ МПа сталь ШХ15

r - радиус сферической головки поршня,

$$r \le \frac{d}{2}\sin\gamma_{max};$$

$$\sigma_{max} = 3000\ \text{МПа}$$

Упорный подшипник подбирается по усилию

$$\sum N = \frac{p \cdot F}{\cos\gamma} \cdot \frac{z+1}{2} \qquad (7.109)$$

обычно у этих машин $\gamma = 12 \ldots 13^{\circ}$.

7.15 Аксиально-плунжерные гидромашины с кольцевыми гидростатическими опорами

Одна из последних тенденций развития аксиально-плунжерных гидромашин - создание машин бескарданного типа, лишенных шатунов с кольцевыми гидростатическими опорами (рисунок 7.30).

Равномерное вращение вала 1 гидромашины с угловой скоростью ω передается ротору 2 при помощи шпоночного соединения.

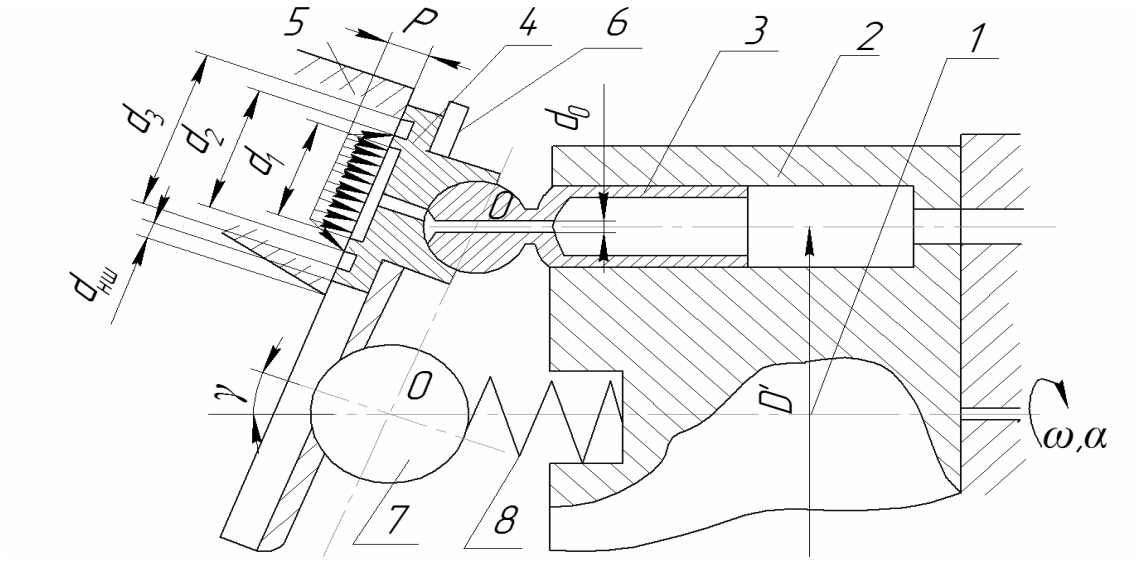


Рисунок 7.30 - Схема гидромашины с кольцевыми гидростатическими опорами

В роторе размещены плунжеры (поршни) 3, имеющие сферические головки, соединенные с кольцевыми опорами 4. Начальный контакт этих опор с плоскостью наклонной шайбы 5 обеспечивается прижимным диском 6, поджатым при помощи сферической опоры 7 и центральной пружины 8, усилие

которой обеспечивает также необходимое предварительное торцевой уплотнение стыка плоскостей ротора и распределительного диска.

Основным преимуществом таких гидромашин является то, что применение гидравлически уравновешенных опор для передачи осевых усилий плунжеров на наклонную шайбу устраняет необходимость в упорных подшипниках.

Принцип действия гидростатически уравновешенной опоры показан на рисунке 7.30.

Рабочая жидкость из полости плунжера через отверстие в нем диаметром d0 и сверление в опоре 4 поступает в выточку диаметром d1 на торцевой поверхности опоры, благодаря чему под ней создается усилие, частично уравновешивающее осевое усилие, а также обеспечивается смазка трущихся поверхностей торца опоры и шарового ее сочленения с поршнем.

В статических условиях кольцевые опоры находятся в равновесии под действием следующих сил:

- усилия гидравлического прижима N, противоположного реакции наклонной шайбы

$$N = \frac{p \cdot F}{\cos \gamma} \qquad (7.110)$$

где p и F - давление рабочей жидкости и площадь плунжера соответственно;

γ - угол между осями наклонной шайбы и блока цилиндров;

усилие пружины приходящееся на одну опору:

$$P_{пр1} = \frac{P_{пр}}{2 \cos \gamma} \qquad (7.111)$$

где $P_{пр}$ - усилие пружины 7 (расчет см. ниже);

z - число плунжеров;

- Усилия отжима P0, возникающего на поверхности выточки d1, опоры и в зазоре опорного пояска между диаметрами d1 и d2. В выточке опоры на площади диаметром d1 действует полное давление P, а на кольцевой поверхности между диаметрами d1 и d2 давление распределится по линейному закону

$$P_0 = \frac{\pi p}{12}\,(d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2), \qquad (7.112)$$

где $F_0 = \frac{\pi}{12}(d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2)$,

Для того чтобы практически устранить утечки через торцевой зазор кольцевой опоры, должно быть обеспечено условие

$$\frac{F}{F_0} = 1{,}12 \ldots 1{,}15. \qquad (7.113)$$

При выборе диаметров d_1, d_2, d_3, d_4, следует определять удельное давление σ на торцевой поверхности кольцевой опоры при ходе нагнетания поршня (без чета силы трения между поршнем и ротором)

$$\sigma = \frac{N + P_{пр1} - P_0 + P_i}{F_1} \qquad (7.114)$$

где Pi - силы инерции кольцевой опоры и поршня;

F1 - площадь кольцевых поверхностей опоры, через которую передаются усилия прижима;

$$F_1 = \frac{\pi}{4}\,(d_4^2 - d_3^2 + d_2^2 - d_1^2).$$

По данным ЭНИИМС, для бронзовой опоры, скользящей по стальной закаленной поверхности, рекомендуется принимать

$\sigma = 2{,}5 \ldots 3$ МПа,

Усилие пружины Рпр (7.111) должно быть таким, чтобы был обеспечен прижим кольцевых опор к плоскости наклонной шайбы:

$$P_{пр} = \sum P_{i_{max}} + \sum P_1 + \sum P_2 + \sum P_3 + \sum P_4, \qquad (7.115)$$

где Pi - сила инерции поршня и кольцевой опоры;

P1 - усилие прижима кольцевой опоры, предотвращающее поворот ее под действием центробежной силы инерции;

P2 - усилие, необходимое для перемещения поршня при ходе всасывания, создающееся вследствие разряжения под поршнем;

P3 - усилие, создающее уплотнение между торцом кольцевой опоры и плоскостью наклонной шайбы, а также между торцами ротора и распределительного диска при минимальном давлении насоса;

P4 - усилие, обусловленное трением поршня.

Расчет усилий, входящих в (7.115)

а) $P_i = \omega^2 m_n \frac{D}{2} tg\gamma \cos\alpha$,

где mn - масса поршня и кольцевой опоры.

Суммарная сила инерции, действующая на поршни, соединенные с помощью всасывания или нагнетания, будет равна

$$\sum P_i = \omega^2 m_n \frac{D}{2} tg\gamma[\cos\alpha + \cos(\alpha+\beta) + \cos(\alpha+2\beta) + \cdots + \cos(\beta-\alpha) + \cos(2\beta-\alpha) + \cos(3\beta-\alpha) + \cdots] \quad (7.116)$$

Максимальные значения $\sum P_i$ достигаются при $\alpha = 0; \frac{\beta}{2}; \beta$ и т.д., когда

$$\cos\alpha + \cos(\alpha+\beta) + \cos(\alpha+2\beta) + \cdots + \cos(\beta-\alpha) + \cos(2\beta-\alpha) + \cos(3\beta-\alpha) + \cdots = \xi$$

С учетом последнего уравнения (7.116) перепишется

$$\sum P_{i\,max} = \xi\omega^2 m_n \frac{D}{2} tg\,\gamma, \quad (7.117)$$

где ξ - коэффициент, зависящий от числа поршней, и при расчетах его значение можно брать по таблице 7.31.

Таблица 7.31 – Зависимости коэффициента ξ от числа поршней

z	5	7	9	11	13	15
ξ	1,62	2,24	2,88	3,50	4,14	4,78

б) При вращении ротора центр тяжести G кольцевой опоры (см. рисунок 7.30) перемещается по эллиптической траектории в плоскости, проходящей через центры тяжести С кольцевых опор и параллельной плоскости наклонной шайбы. Поэтому на опору действует центробежная сила инерции РЦ, определяемая выражением

$$P_ц = m_0 \cdot \rho \cdot \omega_0^2, \quad (7.118)$$

где m_0 - масса кольцевой опоры;

ω_0 - угловая скорость центра тяжести кольцевой опоры;

ρ - радиус эллипса, большая ось которого равна $\frac{D'}{\cos\gamma}$, а малая – D’.

Координаты т. С в плоскости наклонной шайбы (рисунок 3.71) при повороте ротора на угол α будут равны

$$X = \frac{D'}{2}\sin\alpha; \qquad Y = \frac{D'}{2\cos\gamma}\cdot\cos\alpha$$

Тогда радиус эллипса в полярных координатах выразится уравнением

$$\rho = \sqrt{x^2\, y^2} = \frac{D'}{2}\sqrt{1+\cos^2\alpha\cdot tg^2\gamma}. \qquad (7.119)$$

Угол между этим радиусом и большой осью эллипса определится уравнением

$$tg\,\theta = \frac{x}{y} = tg\,\alpha\cdot\cos\gamma,$$

откуда

$$\theta = arctg\, tg\,\alpha\cdot\cos\gamma, \qquad (7.120)$$

Угловая скорость ω_0 центра тяжести кольцевой опоры может быть определена дифференцированием уравнения (7.120), в результате чего получим

$$\omega_0 = \frac{d\theta}{dt} = \frac{\omega\cdot\cos\gamma}{1-\sin^2\gamma\sin^2\alpha}. \qquad (7.121)$$

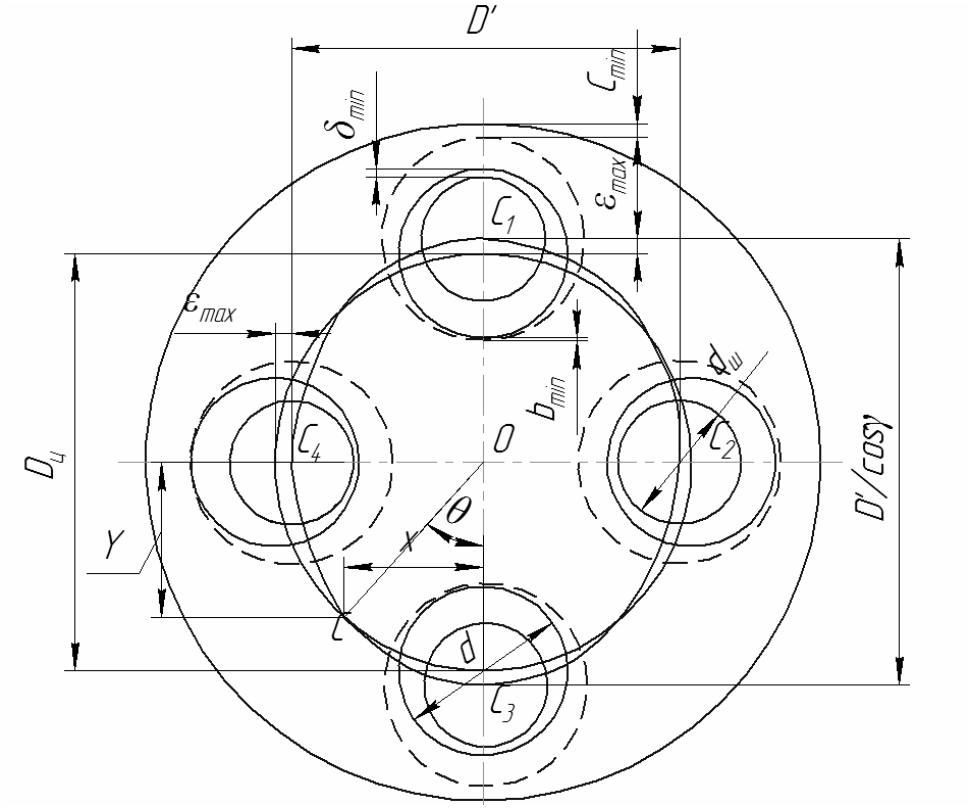


Рисунок 7.32 - Размещение кольцевых опор и прижимного диска на плоскости наклонной шайбы

Сила Рц стремится повернуть кольцевую опору относительно центра О1 (рисунок 7.30) сферической головки поршня, создавая момент

$$M_{ц} = m_0 \rho \omega_0^2 l, \qquad (7.122)$$

где l - расстояние от центра тяжести кольцевой опоры до центра сферической головки поршня.

Этому повороту противодействует момент, создаваемый усилием пружины Р1, прижимающим опору к плоскости наклонной шайбы:

$$M_n = \frac{P_1}{\cos\gamma} \cdot \frac{d_4}{2}. \qquad (7.123)$$

Для предотвращения поворота кольцевой опоры должно выполняться условие $M_n \geq M_{ц}$, откуда для Р1 получаем

$$P_1 \geq \frac{2\, m_0 \rho \omega_0^2 l \cos\gamma}{d_4}.$$

Максимальное значение ω_0, определяемое из уравнения (7.124) будет при $\rho = \frac{D'}{2}$.

Тогда

$$P_1 = \frac{m_0\, D' \omega^2\, l}{d_4 \cos\gamma}.$$

Суммарное усилие $\sum P_1$, прижимающее кольцевые опоры $\frac{z+1}{2}$ поршней, соединенных с полостью всасывания, будет

$$\sum P_1 = \frac{2\, m_0\, D'\, \omega^2\, l}{d_4 \cdot \cos\gamma} \cdot \frac{z+1}{2}. \qquad (7.125)$$

в) суммарное усилие $\sum P_2$, необходимое для перемещения $\frac{z+1}{2}$ поршней, соединенных с полостью всасывания, будет

$$\sum P_2 = P_{1H} F \frac{z+1}{2}, \qquad (7.126)$$

где P_{1H} - разряжение во всасывающем патрубке насоса.

г) Усилие Р3, необходимое для создания уплотнение между полостями кольцевой опоры и наклонной шайбы, определяются из уравнения

$$P_3 = F_1 \sigma_в \cos\gamma, \qquad (7.127)$$

где $\sigma_в$ - удельное давление на поверхности скольжения, при котором создается уплотнение, препятствующее засасыванию воздуха через стык;

при расчете принимается $\sigma_в \approx 0{,}08 \ldots 0{,}1$ МПа.

Суммарное усилие, необходимое для уплотнения $\frac{z+1}{2}$ поршней, соединенных с полостью всасывания, определяется по уравнение

$$\sum P_3 = F_1 \sigma_B \cos\gamma \cdot \frac{z+1}{2}, \qquad (7.128)$$

д) Суммарное усилие трения $\frac{z+1}{2}$ поршней, совершающих ход всасывания, определяется по уравнению

$$\sum P_4 = \mu \left(P_3 tg\gamma_{max} + m_n \frac{D'}{2} - \omega^2 \right) \frac{z+1}{2}, \qquad (7.129)$$

где μ - коэффициент трения и при работе пары сталь-бронза $\mu \approx 0.15$.

В приведенном расчете пружины было принято, что силы Pi, P2 и P4 действуют вдоль оси вала, а момент, создаваемый парами этих сил, стремящийся, сжав пружину, оторвать прижимной диск, не учитывался.

Поэтому при расчетах к вычисленному по (7.115) значению *Рпр* следует прибавить величину

$$\Delta P_{пр} = 0{,}15 \left(\sum_{i\,max} + \sum P_2 + \sum P_4 \right), \qquad (7.130)$$

7.16 Определение геометрии размещения кольцевых опор на наклонной шайбе

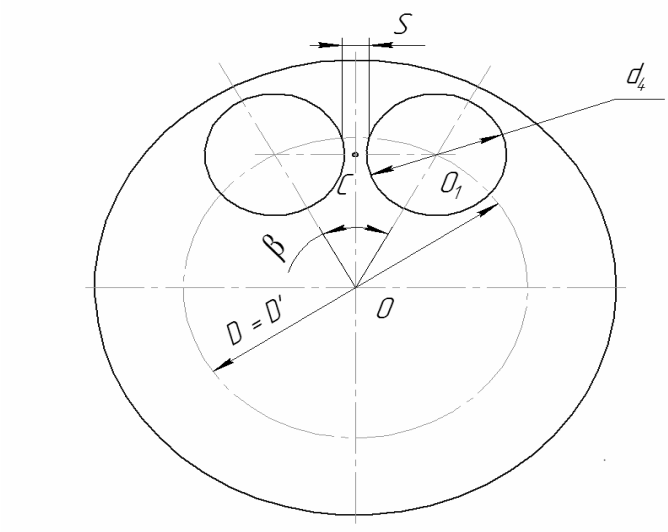


Рисунок 7.33 - Размещение кольцевых опор на плоскости наклонной шайбы

Центр О сферической поверхности (рисунок 7.30) совпадает с плоскостью, проведенной через центры О1 сферических головок поршней.

При угле наклона $\gamma = 0$ кольцевые опоры будут размещаться на плоскости наклонной шайбы на диаметре D=D’ - диаметре размещения поршней в блоке цилиндров (рисунок 7.33). Исходя из условия размещения кольцевых опор на плоскости определим диаметр d4 самих опор.

Из $\Delta O\, O_1 C$

$$\frac{D}{2} = \frac{d_4 + S}{2\sin\frac{\beta}{2}}$$

Откуда

$$d_4 = D\sin\frac{\beta}{2} - S, \qquad (7.131)$$

где S - расстояние между опорами, S=1,5...2,5 мм.

Диаметр $D_Ц$ (рисунок 7.30), на котором расположены центры отверстий под кольцевые опоры в прижимной диске, определяется по уравнению

$$D_ц = \frac{D'/\cos\gamma_{max} + D'}{2} = \frac{D'}{2}\cdot\frac{1+\cos\gamma_{max}}{\cos\gamma_{max}}, \qquad (7.132)$$

Смещение центра кольцевой опоры относительно центра отверстия в прижимном диске на основании уравнений (7.119) и (7.132) находится по формуле

$$E_ц = \rho - \frac{D_ц}{2} = \frac{D'}{2}\left(\sqrt{1 + tg^2\gamma_{max}\cos^2\alpha}\right) - \frac{1+\cos\gamma_{max}}{2\cos\gamma_{max}} \qquad (7.133)$$

Анализ уравнения (3.238) показывает, что E_{max} будет при углах

$$\alpha = 0; \frac{\pi}{2}; \pi; \frac{3}{2}\pi; 2\pi$$

$$E_{max} = \pm\frac{D'}{2}\cdot\frac{1-\cos\gamma_{max}}{2\cos\gamma_{max}} \qquad (7.134)$$

Диаметр d5 (см. рисунок 7.32) отверстия в прижимном диске определяется по выражению

$$d_5 = d_ш + 2E_{max} + 2\delta_{min}, \qquad (7.135)$$

где $d_ш$ - диаметр шейки кольцевой опоры;

δ_{min} - минимальный зазор между отверстием в прижимном диске и шейкой кольцевой опоры;

$\delta_{min} = 0{,}5 \ldots 1{,}5$ мм.

Минимальное перекрытие bmin отверстия в прижимной диске кольцевой опорой определяется из условия, что

$$d_4 = d_5 + 2(E_{max} + b_{min}),$$

откуда

$$b_{min} = d_4 - d_5 - 2E_{max} \approx 1{,}5 \ldots 2{,}5 \text{ мм} \qquad (7.136)$$

Наружный диаметр прижимного диска определяется по уравнению

$$D_g = D' / \cos\gamma_{max} + d_4 + 2C_{min}, \qquad (7.137)$$

где Cmin - минимальное расстояние от края кольцевой опоры до края прижимного диска, Cmin=0,5 … 1,5 мм.

Наружный диаметр наклонной шайбы можно принять

$$D_{н.ш.} \approx D_g, \qquad (7.138)$$

Диаметр отверстия в наклонной шайбе

$$d_{н.ш.} \leq D' - d_4 - 2h_1, \qquad (7.139)$$

где *h1* - минимальное расстояние от края кольцевой опоры, пересекающей меньшую ось эллиптической траектории, до края отверстия; обычно *h1=0,5 ... 1,5* мм.

7.17 Торцевые распределители аксиально-поршневых гидромашин

На рисунке 7.34 показана геометрия торцевого распределителя. Уплотняющие поверхности распределителя состоят из двух поясков I и II, сливающихся на перемычках, и наружного опорного пояска III, который служит для уменьшения удельного давления и повышает устойчивость цилиндрового блока. На пояске III выполнены дренажные канавки IV, которые

обеспечиваются смазку торцевого участка цилиндрового блока, скользящего по опорному пояску III.

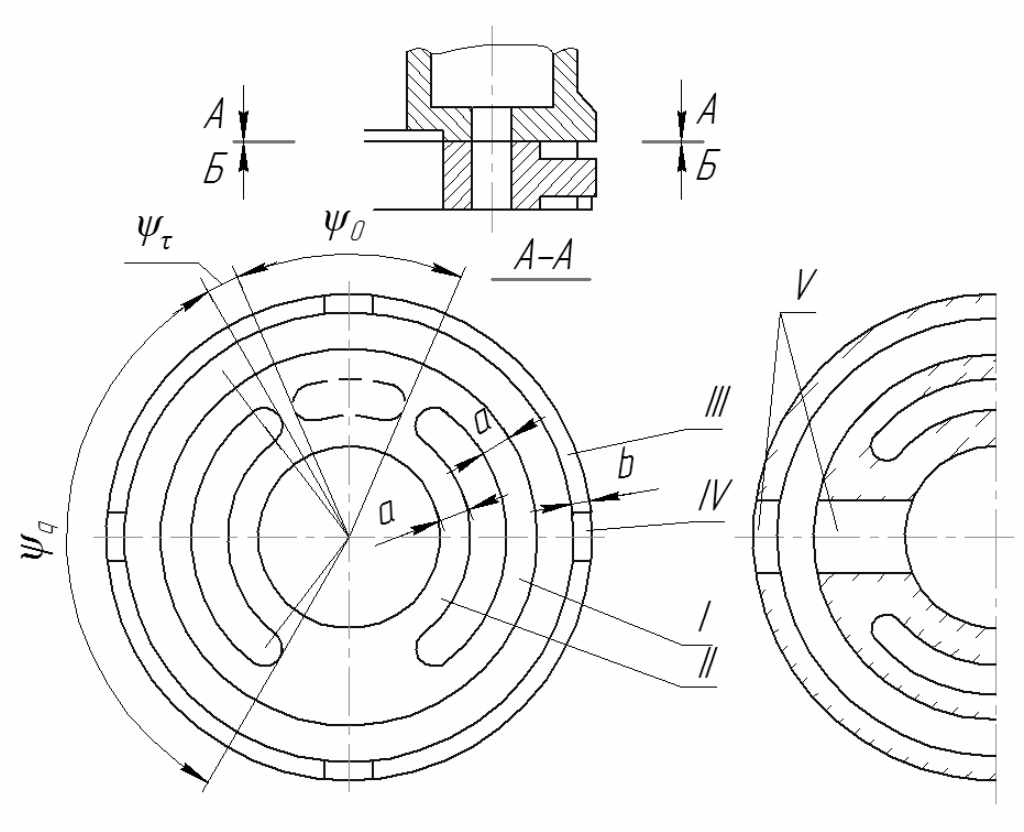


Рисунок 7.34 - Конструкция торцевого распределителя; а – рабочая сторона; б – тыльная сторона

На тыльной стороне распределителя (рисунок 7.34, б) через дренажные канавки V утечки из внутренней части цилиндрового блока поступают в корпус гидромашины.

Геометрические формы распределителя выбираются так, чтобы отдающие каналы гидромашины были герметично отделены от приемных (угловая величина перемычки должно быть равна $\psi_0 + 2\psi_\tau$, где ψ_0 - центральный угол охвата окна, $2\,\psi_\tau \approx 0{,}5 \ldots 1^\circ$ (или 1...5 мм по длине дуги среднего диаметра, на котором расположено окно) - величина перекрытия, а скорости рабочей жидкости в каналах гидромашины не превосходили допустимых). Размер окон цилиндров выбирается так, чтобы наибольшая скорость рабочей жидкости в полностью открытых окнах $(v_0)_{max} \leq 7{,}5 \ldots 8$ м/с. Некоторое снижение скорости рабочей жидкости достигается применением более вытянутой формы

окна, центральный угол ψ_0 охвата которого превышает угол цилиндра на 4...7° (рисунок 7.35).

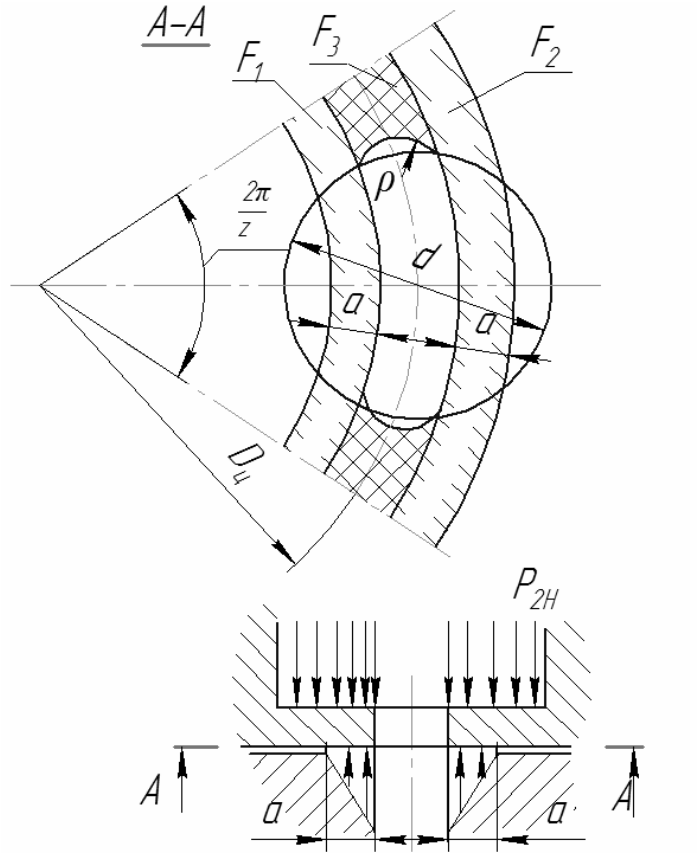


Рисунок 7.35 - Сектор распределения

Для того чтобы обеспечивать надежный прижим ротора к распределительному диску, необходимо произвести соответствующий расчет, исключающий возможность "раскрытия" стыка. Методика расчета основывается на следующих допущениях:

1) с полостью нагнетания постоянно соединено $\frac{z}{2}$ поршней;

2) давление в малом слое между торцами ротора и распределительного диска на уплотняющих поясках изменяется по закону треугольника;

3) давление в уплотняющей перемычке и уплотнительных поясках, расположенных на стороне всасывания, принимается равным нулю;

4) момент от сил, опрокидывающих ротор и нагружающих торцевой распределитель, не учитывается.

Выделим сектор на распределителе с учетом охвата и центральным размещением в этом секторе оси цилиндра, находящегося в зоне высокого давления (зоне нагнетания для насоса) (рисунок 7.35). Кольцевая площадка, лежащая на торце ротора против она в распределительном диске, нагружается полным давлением рабочей жидкости (площадь F3), а уплотнительные площадки F1 и F2 - давлением, распределенным на ширине ***a*** по закону треугольника. Эти усилия создают силу P0, отжимающую цилиндр от распределителя;

$$P_0 = p \cdot F_3 + \frac{1}{2} p\,(F_1 + F_2). \qquad (7.140)$$

Для этого же сектора величина прижимающего усилия от сил гидростатического давления

$$P_н = p(F - F_0), \qquad (7.141)$$

где $F = \frac{\pi d_2}{4}$ - площадь цилиндра;

$F_0 = 0{,}42 \ldots 0{,}48\ (F_{0\,max} = 0{,}55 \ldots 0{,}60\ F)$ - площадь окна в цилиндре.

Усилие пружины, прижимающей блок к распределителю, составляет обычно (0,015...0,04) Рн, и основное назначение ее - осуществлять прижим блока к распределителю в момент пуска. Поэтому будем считать в первом приближении, что усилие, прижимающее блок к распределителю, равно усилию прижима от сил гидростатического давления и для выделенного сектора

$$P_n = P_H = p(F - F_0). \qquad (7.142)$$

На основании опытных данных

$$P_0 \leq \lambda P_n, \qquad (7.143)$$

где $\lambda = 0{,}89 \ldots 0{,}94$

Используя секторный метод расчета, можно определить из уравнений (7.140), (7.142) и (7.143) ширину уплотняющего пояска *a*. Величину *a* не следует делать больше 4...6 мм и меньше 1,5 мм.

Учет площадей, занятых перемычками, изменит разрешающие уравнения и приблизит расчетную схему к действительной картине.

Тогда величина прижимающего усилия для блока будет равна

$$P_п^{\delta} = \frac{z}{2} p(F - F_0), \qquad (7.144)$$

а величина отжимающего усилия

$$P_0^{\delta} = \left(p \cdot F_k - \frac{z}{2} F_0\right) + \frac{1}{2} p\,(F_1 + F_2) \cdot \frac{z}{2} \qquad (7.145)$$

где $F_k = D_0 \rho \psi_k + \pi \rho^2$ - площадь канала на распределителе (угол ψ_k в радианах).

Выбранная геометрия распределителя проверяется по величине удельных давлений $K_{уд}$ на рабочей поверхности

$$K_{уд} = \frac{P_п^{o} - P_0^{\delta}}{\sum F} \leq 0{,}12 \ldots 0{,}15 \text{ МПа}, \qquad (7.146)$$

где $\sum F$ - суммарная площадь уплотняющих и опорных поясков.

8 Пластинчатые (шиберные) объемные гидромашины

Шиберные (пластичные) гидромашины подразделяются на машины однократного и многократного действия. В первых машинах за один оборот вала происходит один цикл работы, включающий в себя процесс всасывания и нагнетания. В машинах двух -, трех – и более кратного действия за один оборот вала происходит соответственно два, три и боле циклов работы.

8.1 Шиберные гидромашины однократного действия

Ротор 1 (рисунок 8.1), в радиальных пазах которого равномерно по окружности вставлены шиберы (пластины) 3, выставлен с эксцентриситетом ℓ относительно статора.

При вращении ротора благодаря наличию эксцентриситета шиберы будут совершать возвратно – поступательное движение в пазах, прижимаясь к статору под действием центробежных сил. Каждая рабочая клетка, заключенная между соседними шиберами, ротором и статором, за один оборот ротора изменяет свой объем от V_{KMAX} до V_{KMIN}.

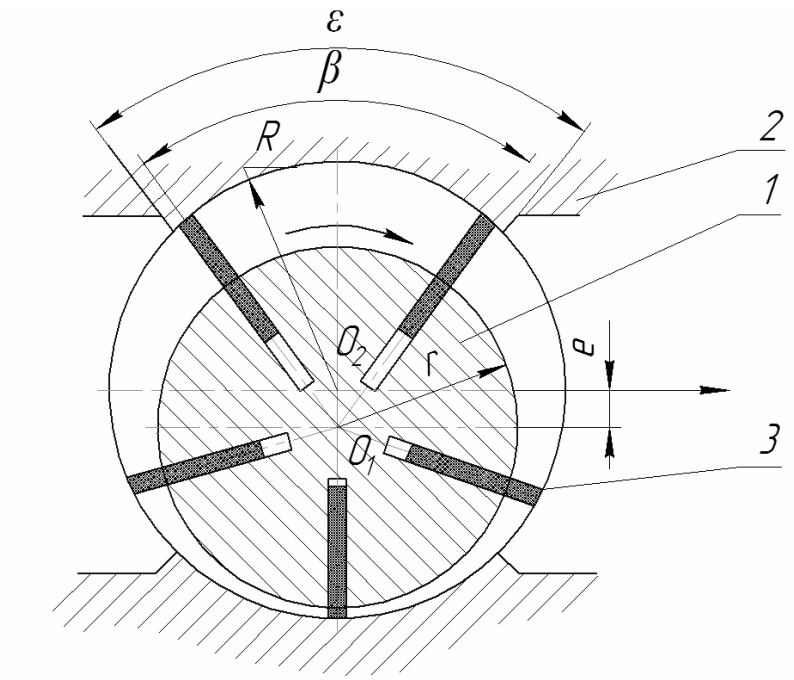


Рисунок 8.1 - Схема шиберной гидромашины однократного действия

Разность между этими значениями есть полезная подача каждой пластины за это время. Изменением эксцентриситете можно менять величину (V_{KMAX} - V_{KMIN}), тем самым изменяя подачу гидпромашины.

Для того, чтобы отдающая камера герметично отделялась от приемной, на статоре или торцевых поверхностях предусматривается уплотнительная перемычка, расположенная внутри угла ε, величина которого должна быть больше угла

$$\beta = \frac{2\pi}{z} \tag{8.1}$$

- угла между шиберами в роторе, где z – число шиберов.

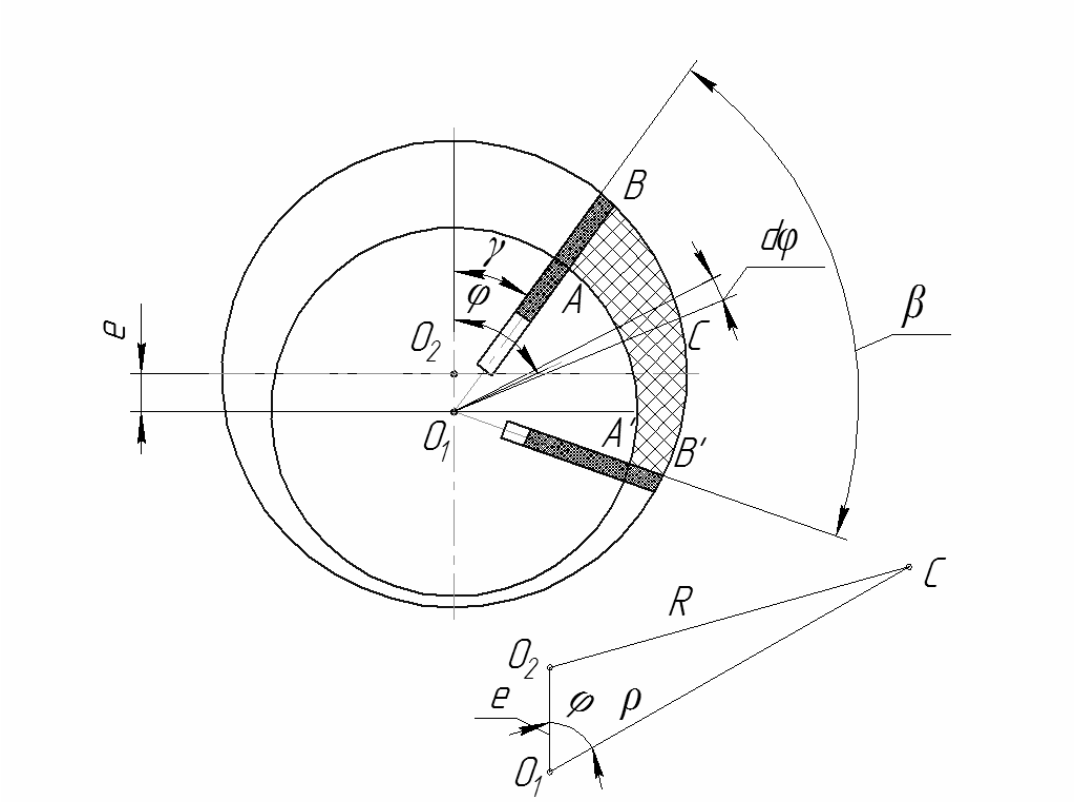


Рисунок 8.2 - Схема для расчета производительности

8.1.1 Определение подачи насоса

Для определения геометрической подачи (рисунок 8.2) шиберной гидромашины однократного действия, необходимо определить площадь рабочей клетки АВВ’А’ в функциях угла γ поворота ротора. Для этого выделим

элементарную площадку dS, заключенную между расточкой статора, ротором и двумя радиусами, составляющими между собой угол $d\varphi$;

$$dS = \frac{1}{2}\left(\rho^2 - r^2\right)d\varphi \qquad (8.2)$$

где ρ – радиус-вектор в полярных координатах с центром в точке O_1; r – радиус ротора.

Из ΔO_1O_2C $\rho = \ell\cos\varphi = \sqrt{R^2 - (\ell\sin\varphi)^2}$, где R – радиус статора.

Получим выражение для площади рабочей клетки ABB'A':

$$S = \frac{1}{2}\int_{\gamma}^{\gamma+\beta}\left\{\left[\ell\cos\varphi + \sqrt{R^2 - (\ell\sin\varphi)^2}\right]^2 - r^2\right\}d\varphi =$$

$$= \frac{1}{2}\left\{\int_{\gamma}^{\gamma+\beta}\ell^2\cos^2\varphi + \int_{\gamma}^{\gamma+\beta}2\ell\cos\varphi + \sqrt{R^2 - (\ell\sin\varphi)^2}\,d\varphi + \int_{\gamma}^{\gamma+\beta}R^2 d\varphi - \int_{\gamma}^{\gamma+\beta}\ell^2\sin^2\varphi d\varphi - \int_{\gamma}^{\gamma+\beta}r^2 d\varphi\right\} =$$

$$= \frac{\ell^2}{4}\left[\sin 2(\gamma+\beta) - \sin 2\gamma\right] +$$

$$-\frac{R\ell}{2}\left\{\sin(\gamma+\beta)\sqrt{\left[1 - \frac{\ell}{R}\sin(\gamma+\beta)\right]^2} - \sin\gamma\sqrt{1 - \left(\frac{\ell}{R}\sin\varphi\right)^2} + \frac{R}{\ell}\arcsin\left[\frac{\ell}{R}\sin(\gamma+\beta)\right]^2 - \frac{R}{\ell}\arcsin\left(\frac{\ell}{R}\sin\gamma\right)\right\} +$$

$$+\frac{R^2 - r^2 - \ell^2}{2}\cdot\beta. \qquad (8.3)$$

С учетом того, что $\frac{\ell}{R} \le 0{,}1$, без существенных погрешностей можно принять:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{\ell}{R}\sin\frac{\beta}{2}\right)^2} \approx 1;$$

$$\arcsin\frac{\ell}{R} \approx \frac{\ell}{R},$$

Тогда уравнение (8.3) перепишется в виде:

$$S = \frac{\ell^2}{4}\sin 2(\gamma+\beta) - \frac{\ell^2}{4}\sin 2\gamma + R\ell\sin 2(\gamma+\beta) - R\ell\sin 2\gamma + \frac{R^2 - r^2 - \ell^2}{2}\cdot\beta. \qquad (8.4)$$

Без учета объема шиберов мгновенная подача одной рабочей клеткой (камерой) может быть выражена уравнением

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\gamma}\cdot\frac{d\gamma}{dt} = B\frac{dS}{d\gamma}\omega, \qquad (8.5)$$

Где

$$\frac{dS}{d\gamma}=\frac{\ell^2}{2}\cos 2(\gamma+\beta)-\frac{\ell^2}{2}\cos 2\gamma+R\ell\cos 2(\gamma+\beta)-R\ell\cos\gamma$$

$\omega=\frac{d\gamma}{dt}$ – *угловая скорость вращения ротора.*

Окончательно уравнение (8.5) перепишется в виде

$$\frac{dV}{dt}=\omega BR\ell\left\{\cos\gamma-\cos(\gamma+\beta)+\frac{R}{\ell}\left[\cos^2\gamma-\cos^2(\gamma+\beta)\right]\right\}, \qquad (8.6)$$

где минус указывает на то, что с увеличением угла γ объем камеры уменьшается.

Мгновенная (геометрическая) подача всех рабочих камер

$$Q=\sum_M\frac{dV}{dt}=\omega BR\ell\left\{\sum_{K=0}^{M-1}\cos(\gamma+K\beta)-\sum_{K=0}^{M-1}\cos(\gamma+\beta+K\beta)+\right.$$
$$\left.+\frac{\ell}{R}\left[\sum_{K=0}^{M-1}\cos^2(\gamma+K\beta)-\frac{\ell}{R}\sum_{K=0}^{M-1}\cos^2(\gamma+\beta+K\beta)\right]\right\},$$

где суммирование ведется по всем камерам, одновременно находящимся в зоне нагнетания (m – число камер, одновременно находящихся в зоне нагнетания; k – коэффициент, последовательно принимаемый 0,1…., (m-1)).

После суммирования получим

$$Q=\omega B\,\mathrm{Re}\left\{\cos\gamma-\cos(\gamma+m\beta)+\frac{R}{\ell}\left[\cos^2\gamma-\cos^2(\gamma+m\beta)\right]\right\} \qquad (8.7)$$

Для определения средней подачи шиберной гидромашины определим качество жидкости, поступающей в нагнетательную магистраль из всех рабочих камер машины за один оборот ротора, т.е. определить рабочий объем гидромашины.

Площадь рабочей клетки будет наибольшей при $\gamma=\beta/2$ и наименьшей при $\gamma=\pi-\frac{\beta}{2}$:

$$S_{MAX}=\frac{\ell^2}{2}\sin\beta+2R\ell\sin\frac{\beta}{2}+\frac{R^2-r^2-\ell^2}{2}\beta;$$
$$S_{MIN}=\frac{\ell^2}{2}\sin\beta-2R\ell\sin\frac{\beta}{2}+\frac{R^2-r^2-\ell^2}{2}\beta.$$

Количество жидкости, отдаваемой каждой рабочей камерой в нагнетательную магистраль, будет равно $(S_{MAX} - S_{MIN})B$, а рабочий объем гидромашины

$$V_0 = (S_{MAX} - S_{MIN})Bz = 4R\ell \sin\frac{\beta}{2} Bz$$

(8.8)

Средняя подача гидромашины без учета толщины лопаток

$$Q_{CP} = V_0 \cdot n = 4R\ell \sin\frac{\beta}{2} Bz \frac{\omega}{2\pi} = 4\pi R\ell B\omega K$$

(8.9)

$$\omega = 2\pi n; \qquad \beta = \frac{2\pi}{z}; \qquad K = \frac{\sin\frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}}.$$

Где

Неравномерность подачи шиберной гидромашины однократного действия зависит от того, будет ли число шиберов z четным или нечетным.

При z четном $m\beta = \pi$ и мгновенная подача будет равна

$$(Q)_r = 2\omega BR\ell \cos\lambda.$$

(8.10)

При этом максимальная подача будет при $\gamma = 0$, а минимальная при $\gamma = \pm\frac{\beta}{2} = \pm\frac{\pi}{z}$;

$$(Q)_{MAX} = 2\omega BR\ell;$$

$$(Q)_{MIN} = 2\omega BR\ell \cos\frac{\pi}{z}.$$

Неравномерность подачи

$$\delta_r = \frac{(Q)_{MAX} - (Q)_{MIN}}{Q_{CP}} = \frac{2\omega BR\ell - 2\omega BR\ell\cos\frac{\pi}{z}}{4\pi R\omega K\ell B} = \frac{1-\cos\frac{\pi}{z}}{2\sin\frac{\pi}{z}} \cdot \frac{\pi}{z} = tg\frac{\pi}{2z} \cdot \frac{\pi}{z}$$

(8.11)

Для приближенного вычисления можно принять, что $tg\frac{\pi}{2z} \approx \frac{\pi}{2z}$,

И тогда $\delta_r = \frac{5}{z^2}.$

(8.12)

$$m\beta = \begin{cases} \pi + \frac{\pi}{z} & при -\frac{\pi}{z} \le \gamma \le 0; \\ \pi - \frac{\pi}{z} & при\, 0 \le \gamma \le -\frac{\pi}{z}; \end{cases}$$

При z нечетном

И мгновенная подача равна

$$(Q)_H = \omega B \,\mathrm{Re}\left[\cos\gamma - \cos(\gamma + m\beta)\right]$$

(8.13)

Максимальное значение мгновенной подачи будет при $\gamma = \pm\frac{\pi}{2z}$, а минимальное при $\gamma = \pm\frac{\pi}{z}$:

$$(Q)_{MAX} = 2\omega B \,\mathrm{Re}\cos\frac{\pi}{2z};$$

$$(Q)_{MIN} = 2\omega B \,\mathrm{Re}\left(1 + \cos\frac{\pi}{z}\right).$$

Неравномерность подачи

$$\delta_H = \frac{(Q)_{MAX} - (Q)_{MIN}}{Q_{CP}} = tg\frac{\pi}{4z} \cdot \frac{\pi}{z}$$

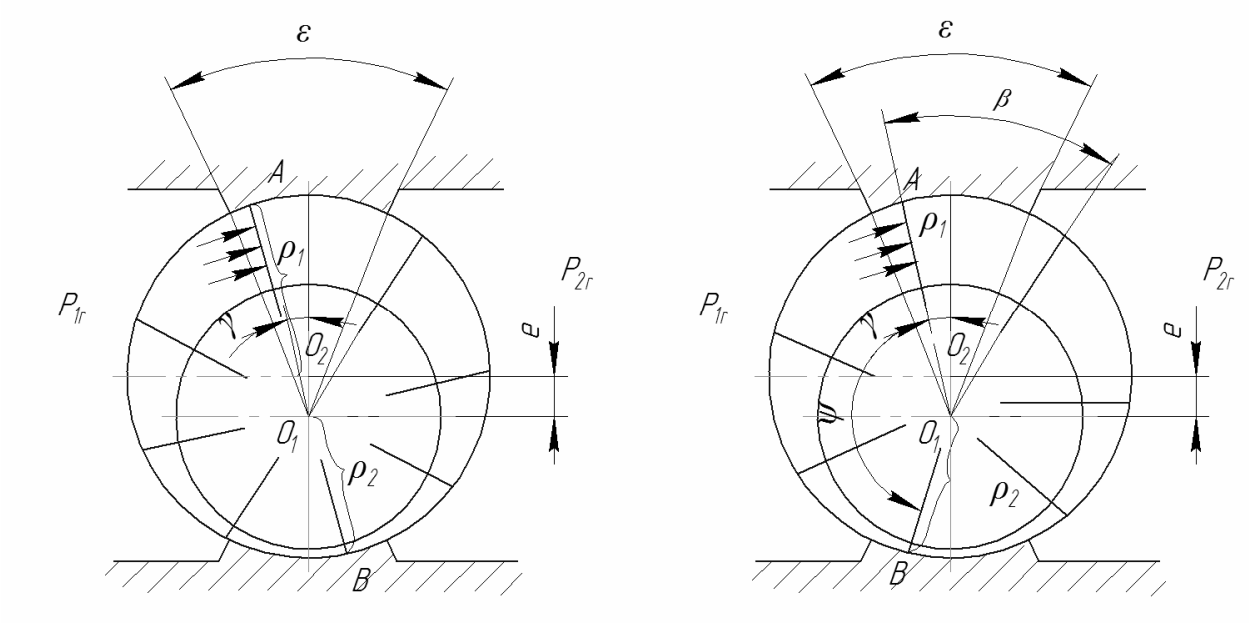
(8.14)

Принимая $tg\frac{\pi}{4z} \approx \frac{\pi}{4z}$, получим приближенное выражение, определяющее степень неравномерности подачи для насоса нечетным числом шиберов:

$$\delta_H = \frac{1.25}{z^2}$$

(8.15)

Крутящий момент, развиваемый гидромотором однократного действия, равен разности моментов от давления рабочей жидкости на находящиеся у противоположных уплотняющих перемычек две пластины радиусы контакта которых со статором обозначены ρ_1 и ρ_2 (рисунок 8.3):



а б

Рисунок 8.3 Схема образования крутящего момента:

а - для четного числа шиберов б – для нечетного числа шиберов

$$M_1 = P_r B(\rho_1 - r)\left(r + \frac{A-r}{2}\right) = \frac{PB}{2}(\rho_1{}^2 - r^2);$$

$$M_2 = \frac{P_r B}{2}(\rho_2{}^2 - r^2);$$

$$M = M_1 - M_2 = \frac{P_r B}{2}(\rho_1{}^2 - \rho_2{}^2),$$

$$\rho_1 = \ell\cos\gamma + R; \qquad \rho_2 = \ell\cos(\gamma + \psi) + R;$$

$\psi = \pi$ – *для четного чилсла* z;

$$\psi = \begin{cases} \pi - \pi / z & \text{при } \pi / z \geq \gamma \geq 0 \\ \pi + \pi / z & \text{при } -\pi / z \leq \gamma \leq 0 \end{cases} \text{для нечетного числа } z$$

Где

Тогда выражение для крутящего момента на валу гидромотора (без учета толщины шиберов) при четном числе шиберов будет

$$M_{ГМ} = 2P_r B\,\mathrm{Re}\cos\gamma,$$

При нечетном числе шиберов

$$M_{ГМ} = 2P_r B\,\mathrm{Re}[\cos\gamma - \cos(\gamma + \psi)].$$

Среднее значение крутящего момента определим из условия

$$\boldsymbol{N_{ПГ} = N_{ЗГ} \cdot \eta_Г}$$

N_{nr} – *полезная мощность гидродвигателя*

$N_{зг}$ – *затраченая мощность гидродвигателя*

Где η_r – *КПД гидродвигателя*

$$M_Г \omega = P_Г Q_Г \eta_Г;$$

$$M_Г = \frac{P_Г Q_Г \eta_Г}{\omega} = \frac{P_Г}{2\pi} \cdot V_0 \cdot \eta_{МГ},$$

(8.16)

$\eta_{МГ}$ – *механический КПД гидродвигателя*

Где V_0 – *рабочий объем гидромашины*

8.2 Шиберные гидромашины двукратного действия

При вращении ротора 1 шиберы 2 прижимаются к профильной поверхности статора 3 под действием центробежных сил и давления нагнетания, подводимого в кольцевую канавку 4 (рисунок 8.4). Внутренняя поверхность статора 3 на углах ε образована радиусами R1 и R2 с общим центром в точке О. На углах α внутренняя поверхность выполняется по специальному профилю так, чтобы перемещение шиберов 2 в пазах ротора 1 происходило плавно, с постоянным ускорением, что устраняет возможность удара шиберов о статор.

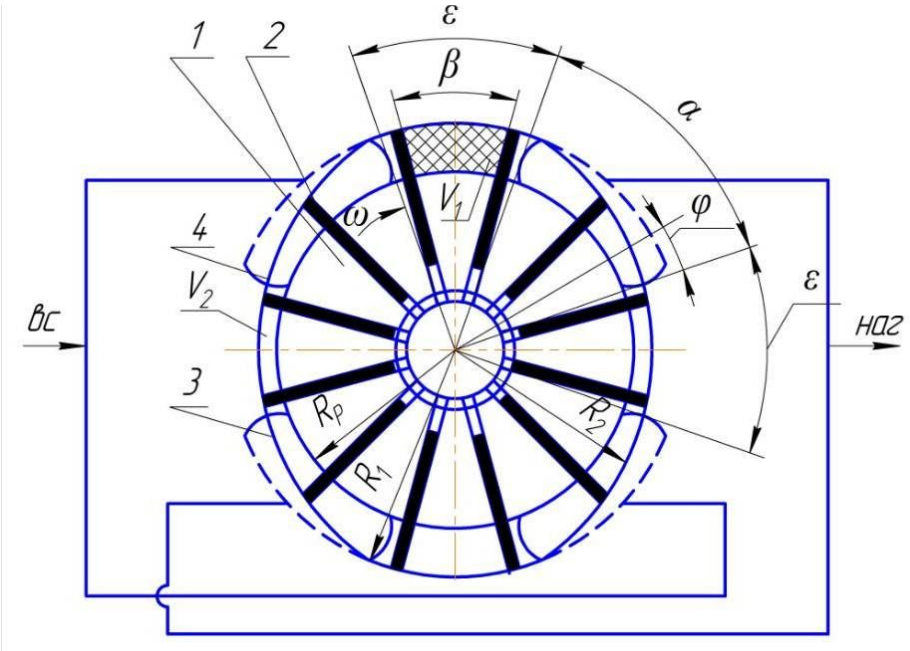


Рисунок 8.4 Схема шиберной гидромашины двукратного действия

Внутренняя поверхность на углах α выполняется радиусами

$$\left.\begin{aligned}
&\rho = R_2 + \frac{2(R_1 - R_2)}{\alpha^2}\cdot\varphi^2 \quad - \quad \textit{на углах} \quad 0\langle\varphi\le\frac{\alpha}{2};\\
&\rho = 2R_2 - R_1 + \frac{4(R_1 - R_2)}{\alpha}\cdot(\varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha}) - \textit{на углах} \quad \frac{\alpha}{2}\langle\varphi\le\alpha.
\end{aligned}\right\}$$

(8.17)

8.2.1 Производительность шиберной гидромашины двукратного действия

Без учета объема шиберов и при условии, что шиберы расположены в пазах ротора радиально, рассмотрим работу одной рабочей камеры (клетки). Так как профиль кривой статора определяется двумя расчетными уравнениями (8.17), рассмотрим две зоны, в зависимости от угла поворота ротора, последовательно проходимые камерой.

1 зона: ротор поворачивается на угол φ от 0 до $\alpha/2$

тогда площадь рабочей камеры будет равна

$$S = \int_0^{\varphi}\frac{1}{2}(\rho^2 - r^2)d\varphi = \int_0^{\varphi}\frac{1}{2}\left\{\left[R_2 + \frac{2(R_1 - R_2)}{\alpha^2}\varphi^2\right]^2 - r^2\right\}d\varphi.$$

2 зона: угол поворота φ ротора изменяется от $\alpha/2$ до α и площадь рабочей камеры определиться уравнением

$$S = \int_{\alpha/2}^{\varphi}\frac{1}{2}\left\{\left[2R_2 - R_1 + \frac{4(R_1 - R_2)}{\alpha}\left(\varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha}\right)\right]^2 - r^2\right\}d\varphi +$$
$$+ \int_{\varphi-\beta}^{\alpha/2}\frac{1}{2}\left\{\left[R_2 + \frac{2(R_1 - R_2)}{\alpha^2}\varphi^2\right] - r^2\right\}d\varphi,$$

в котором второй член появиться при условии, что $z\rangle 8$, и площадь рабочей камеры в этой зоне будет определяться двумя уравнениями профиля кривой статора.

Суммарный расход через гидромашину (геометрическая подача) может быть вычислен, если сложить расходы отдельных камер, одновременно находящихся в зоне нагнетания, при любом значении угла φ;

$$Q = \sum_{H} \frac{dV}{dt} = \omega B \sum_{H} \frac{dS}{d\varphi} = \omega B(R_1^{\,2} - R_2^{\,2}).$$

(8.18)

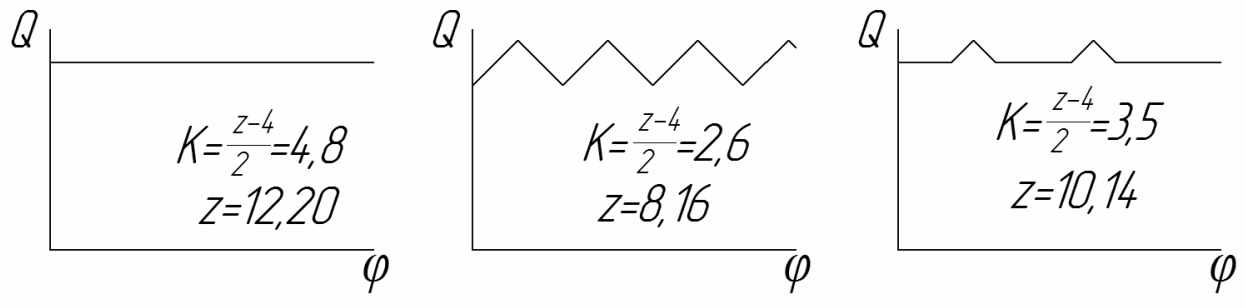
С учетом влияния объема шиберов

$$Q = \omega B(R_1^{\,2} - R_2^{\,2}) - k\frac{\upsilon}{\omega} S$$

(8.19)

Где В – ширина шибера; К – число шиберов, одновременно находящихся в полости нагнетания; V – скорость относительного движения шибера в роторе, принимаемая постоянной; S - толщина шибера.

При профилировании направляющей в соответствие с условиями (8.17) неравномерность подачи будет различна в зависимости от того, будет ли $K = \frac{z-4}{2}$ кратно четырем (рисунок 8.5,а), кратно двум, но не кратно четырем (рисунок 8.5,б), или выражаться нечетным числом (рисунок 8.5,в).



а б в

Рисунок 8.5 Неравномерность подачи для гидромашин с различным числом шиберов

По этим причинам в шиберных гидромашинах двукратного (двойного) действия принимают z=12.

Влияние объема шиберов на неравномерность подачи заключается в том, что

$$Q = \sum_{H} \frac{dV}{dt} - \sum_{H} \frac{dV_1}{dt}$$

$\sum_H \frac{dV}{dt}$ – *подача гидрмашины при бесконечно тонких шиберах;*

$\sum_H \frac{dV_1}{dt}$ – *отрицательный расход, вызванный погружением шиберов в ротор при их прибывании в отдающей полости.*

где

Средняя подача шиберной гидромашины двукратного действия (без учета толщины шиберов)

$$Q_{cp} = \omega B(R_1^{\ 2} - R_2^{\ 2}) \tag{8.20}$$

С учетом объема, занимаемого шиберами, подача гидромашины уменьшиться на величину $(R_1 - R_2)S \cdot B \cdot z \frac{\omega}{\pi \cos\tau}$ и будет равна

$$Q_{cp} = \omega B(R_1 - R_2)(R_1 + R_2 - \frac{S_z}{\pi \cos\tau}), \tag{8.21}$$

где τ - угол наклона шиберов в пазах ротора; S - толщина шиберов.

8.2.2 Расчет основных деталей шиберных гидромашин двукратного действия

Рассмотрим только те расчеты основных деталей шиберных гидромашин, которые являются специфическим с точки зрения работоспособности этих машин.

А. Расчет усилия прижима распределительного диска плавающего типа к статору

Как показывают исследования, 55% суммарной величины утечек составляют утечки между торцами ротора и распределительных дисков. Поэтому один из дисков выполняется плавающим с поджатием его к торцу статора давлением жидкости и несколькими пружинами. Усилие прижима в этом случае повышается с повышением давления. При выборе размеров деталей гидромашины необходимо обеспечить условие, чтобы площадь F_n прижима плавающего диска была несколько больше площади F_0 отжима. Для нормальной работы гидромашины можно принять $\frac{F_n}{F_0} \geq 1{,}2$.

Подробно расчет условия нераскрытия стыка плавающий диск – статор. При пуске насоса начальный прижим плавающего диска к статору осуществляется с помощью пружин, которые создают достаточное удельное усилие прижима $P_{пр}$ на опорной поверхности плавающего диска при возможном вертикальном расположении оси насоса. Это усилие должно обеспечить нужное уплотнение со стороны торцов статора и ротора

$$p_{пр} = \frac{P_{пр} - G}{F}, \quad (8.22)$$

$P_{пр}$ – *усиление прижима плавающего диска с помощью пружин*, $P_{пр} = P'_{пр} \cdot z$;

$P'_{пр}$ – *усилие прижима*, *развиваемого одной пружиной*;

z – *количество пружин*;

F – *площадь опорной поверхности диска*;

где G – *вес плавающего диска и ротора с шиберами*.

По данным серийных шиберных гидромашин $p_{пр}$ в них уменьшается при увеличении размеров машины. На эти данные можно ориентироваться при проектировании новых шиберных насосов и гидромоторов.

Б. Геометрия распределительных дисков

Для обеспечения герметичности гидромашины расстояние между соседними всасывающим и нагнетательным окнами (размер перевальной перемычки) должно быть несколько больше, чем наибольшее возможное расстояние между концами двух соседних пластин в положении их на этой перемычке. Это во-первых. И во-вторых, при переносе жидкости через перевальную перемычку не должно происходить изменения защемленного объема рабочей жидкости.

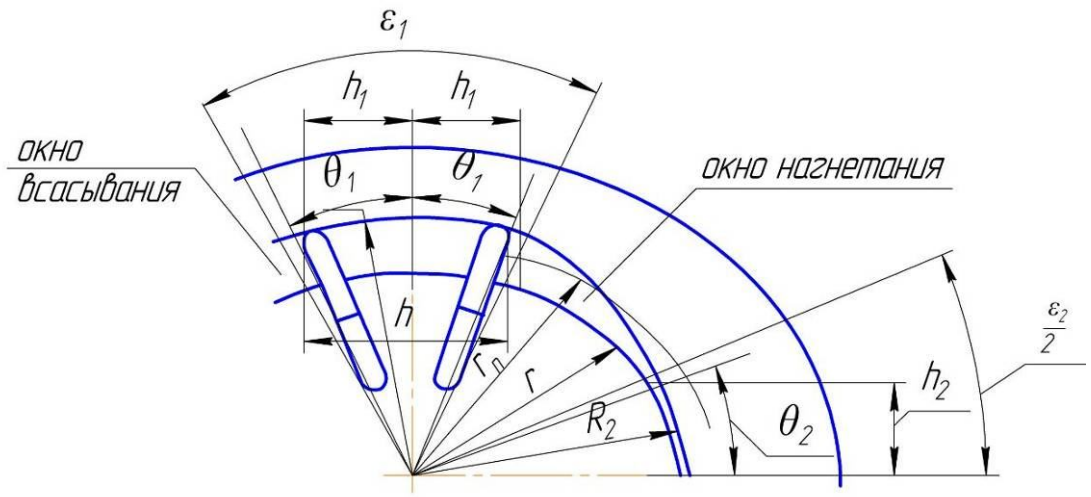


Рисунок 8.6 Геометрия распределительных дисков

Для обеспечения первого требования расстояние между соседними всасывающим и нагнетательным окнами ($2h_1$ *или* $2h_2$) должно быть больше, чем наибольшее возможное расстояние между двумя соседними шиберами h (рисунок 8.6), т.е. величина перекрытия

$$\Delta_1 = 2h_1 - h \rangle 0;$$
$$\Delta_2 = 2h_2 - h \rangle 0,$$

Где индекс "1" относиться к величинам со стороны большего постоянного радиуса R1 статора, а индекс "2" к величинам со стороны малого постоянного радиуса R2 статора.

Для обеспечения второго требования углы $2\theta_1$ и $2\theta_2$, внутри которых расположены перевальные перемычки, не должны быть больше угла ε, внутри которого расположен постоянный радиус статора (большой и малый), т.е.

$$2\theta_1 \le \varepsilon_1;$$

$$2\theta_2 \le \varepsilon_2.$$

Это необходимо для того, чтобы защемленный объем не попадал на переменный радиус статора раньше, чем произойдет открытие окна распределительного диска.

Для обеспечения возможности реверсирования направления вращения гидромашины желательно, чтобы $h_1 = h_2$

При соединении камеры с полостью нагнетания рабочая жидкость, находящаяся в нагнетательной магистрали под высоким давлением, устремляется в открывшуюся камеры, заполненную рабочей жидкостью при низком давлении, и сжимает ее. Для обеспечения плавного повышения давления в камере на распределительных дисках выполняется прорези (усики). Для возможности реверсирования вала гидромашины радиус r_n, на котором расположенные прорези (см.рис.3.19), выбирается таким образом, чтобы прорезь, расположенная со стороны перемычки большего постоянного радиуса R_1 статора, была открыта, а прорезь, расположенная со стороны перемычки малого постоянного радиуса R_2 статора, была бы перекрыта статором, т.е.

$$r_n = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

(8.23)

Размеры прорези подбираются экспериментально.

В. Расчет угла наклона шиберов в пазах ротора

Рассмотрим работу шибера (пластины) в полости нагнетания, когда при вращении ротора он перемешается от периферии к центру ротора (рисунок 8.7). Предположим, что шибер расположен радиально в роторе. Угол ψ между направлением касательной к точке контакта шибера со статором и направлением движения шибера относительно ротора будет углом передачи, а дополнительный угол γ' - углом давления, так что $\psi + \gamma' = 90^\circ$. Согласно экспериментальным данным при угле давления $\gamma' \geq 22^\circ 20$ возможно заклинивая шиберов в пазах. Если применить понятие о коэффициенте надежности K (отношение тангенса угла давления, при котором наступает заклинивание к тангенсу выбранного угла давления), то при радиальном расположении шиберов угол γ' должен удовлетворять неравенству

$$tg\gamma'_{MAX} \le \frac{tg22^{\circ}20}{K}, \qquad (8.24)$$

где $K \rangle 1$, для ответственных случаев $K = 2$.

Уменьшение угла давления может быть достигнуто путем установки шиберов с углом наклона γ, что показано на рисунке 8.7 штриховой линией.

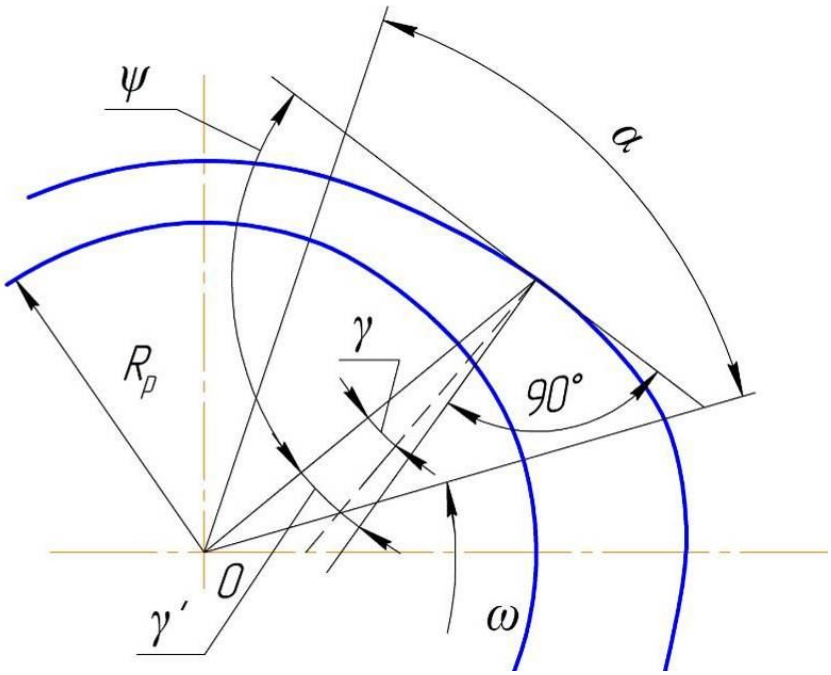


Рисунок 8.7 Схема для расчета угла наклона шиберов

Надежность работы шибера в смысле предотвращения заклинивания следует проверять по уравнению

$$K = \frac{tg22^{\circ}20}{tg\gamma} \ge 1. \qquad (8.25)$$

Но нужно помнить при этом, что этот наклон предопределяет односторонность направления вращения ротора.

Г. Контактные напряжения в деталях шиберных гидромашин

В гидромашинах, где шиберы прижимаются к статору давления рабочей жидкости, в месте соприкосновения шибера со статором (точка А на рисунке 8.8) имеет место значительное контактное напряжение. При прохождении шибером участка статора постоянного радиуса максимальное контактное

напряжение определиться формулой для внутреннего касания двух цилиндров с параллельными осями :

$$\sigma_{MAX} = 0.418\sqrt{\frac{qE(R_1 - r')}{R_1 r'}} \le [\sigma],$$

(8.26)

где q - нагрузка на единицу длины шибера, $q = p_{НГ} b$;

$p_{НГ}$ - давления нагнетания;

b - толщина шибера;

E - модуль упругости материалов шиберов, при сжатии тел из разных материалов с модулями упругости E_1 и E_2

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2};$$

R_1 - радиус внутренней поверхности статора;

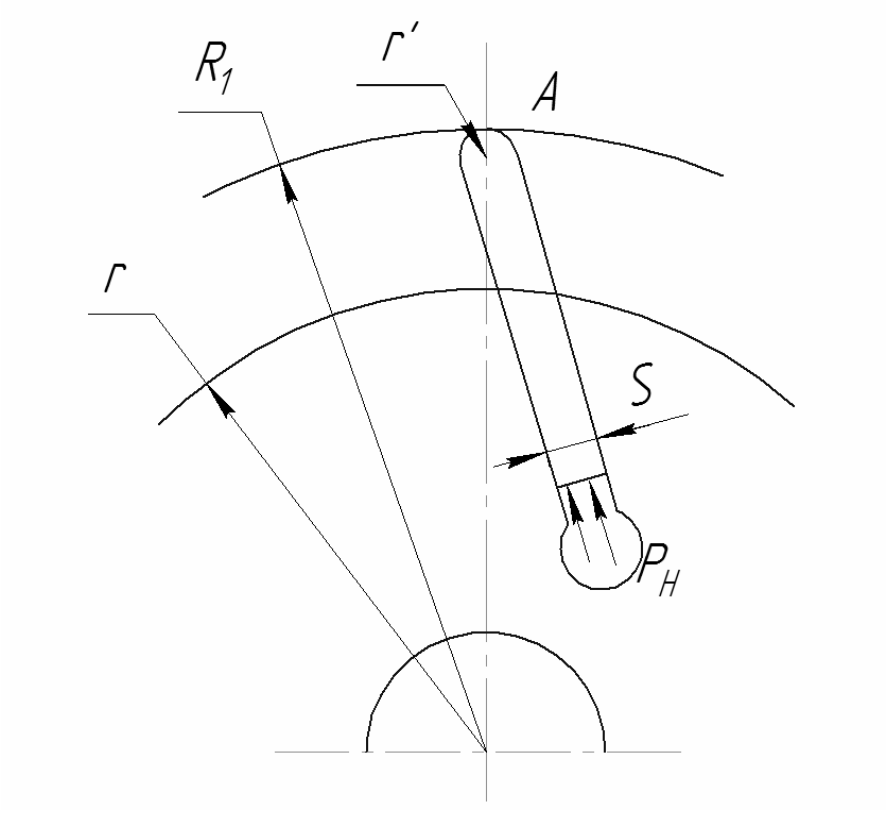


Рисунок 8.8 Схема для определения контактного напряжения

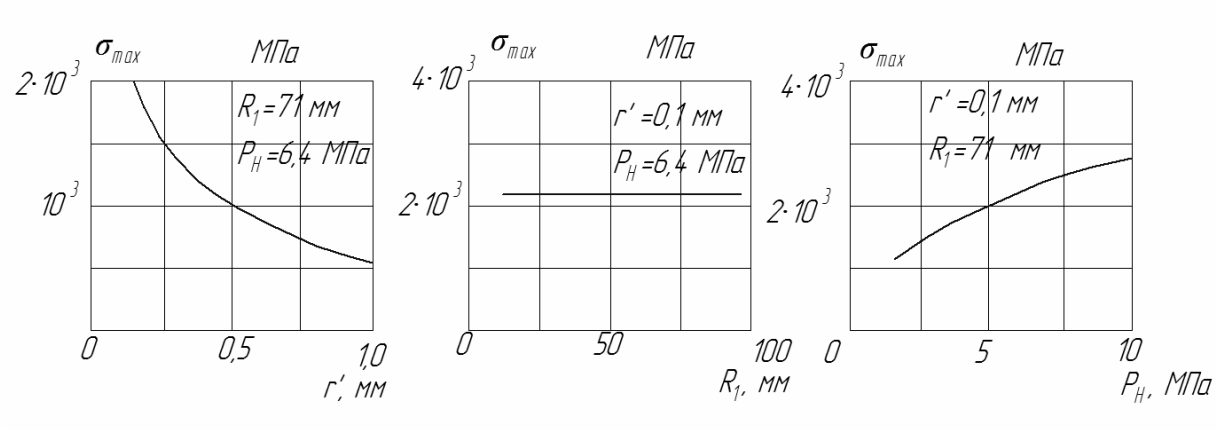
r' - радиус скругления верхней кромки шибера, обычно $r' = 0.1...0.2 мм; [\sigma] = 2500 МПа$ - допустимое контактное напряжение.

При вычислении q, если не учитывается наклон шиберов, вводимая ошибка является ничтожной (1-2%).

Увеличение радиуса r' скругления кромок шиберов, прилегающих к статору, приведет к уменьшению максимального контактного напряжения (рисунок 8.9,а), но при этом возникают трудности технологического плана.

Увеличение радиуса внутренней поверхности статора (рисунок 8.9,б) не приводит к заметному изменению максимального контактного напряжения.

Повышение давления нагнетания до 10 МПа (при радиусе скругления $r' = 0.2мм$) увеличивает максимальное контактное напряжение до 3000 МПа, а это есть наибольшее допускаемое напряжение для подшипниковых сталей. Обычно принимается $[\sigma] = 2500\ МПа$,что ограничивает возможность использования гидромашин с ненагруженными шиберами до давления $P_H = 7{,}5МПа.$.



а б в

Рисунок 8.9 График изменения максимального контактного напряжения

Существуют различные способы разгрузки шиберов, но все они приводят к тому, что во время процесса всасывания не обеспечивается надежный прижим шиберов к поверхности статора. Прижим в этом случае осуществляется только центробежной силой, и усилие прижима можно увеличивать за счет увеличения массы шибера или угловой скорости вращения ротора.

В этом случае отношение $\frac{R_1}{R_2}$ должно быть меньше, чем для машин, в которых прижим шиберов к статору осуществляется давлением жидкости, подводимый под шиберы из полости нагнетания.

Разгрузку шиберов приходиться делать всегда, когда контактные напряжения в месте их соприкосновения со статором больше допустимой величины. Обычно именно контактные напряжения ограничивают величину давления для гидромашин, когда не выполняется разгрузка шиберов.

Допустимое давление для машин без разгрузки шиберов не должно превышать 7,5 МПа.

Для обеспечения обратимости шиберных гидромашин они должны быть снабжены механизмом (коромыслообразными пружинами) для принудительного введения шиберов.

Д. Влияние длины шиберов на величину действующих на него усилий

Длину шибера ℓ можно представить в виде суммы $\ell = \ell_1 + \ell_2$

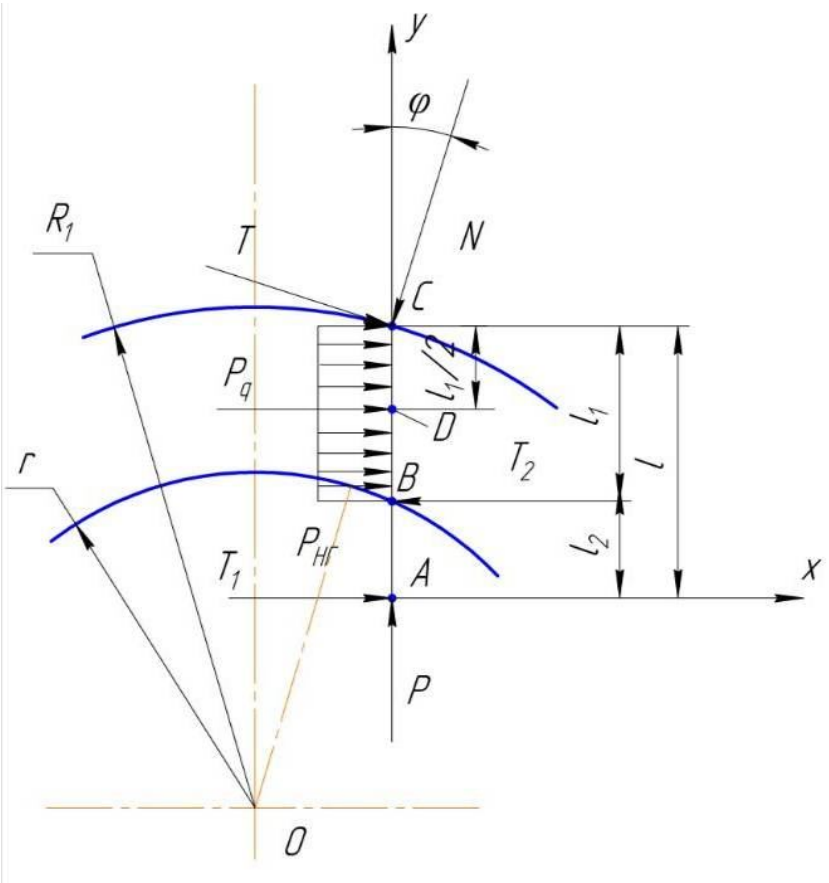


Рисунок 8.10 Схема для расчета усилий шибера

Здесь ℓ_1 - наибольшая длина выступающей из ротора части шибера, а ℓ_2 - наименьшая длина части шибера, находящейся в пазу ротора. Длина ℓ_1 определяется значениями R_1 и $\boldsymbol{r}$, и при заданном значении ℓ_1 от выбора размера ℓ_2 зависит усилие, которое при работе гидромашины действует на шибер.

Рассмотрим усилия, действующие на наклонный шибер, когда последний расположен на большом постоянном радиусе R_1 статора (рисунок 8.10) и прижимается к нему давлением нагнетания $P_{НГ}$. Снизу (в точке А) на шибер действует реакция T_1, направленная перпендикулярно шиберу (ввиду малости зазора принимаем, что направление шибера совпадает с направление паза ротора), и сила P, направленная вдоль шибера:

$$P = p_{НГ} \cdot B \cdot S \tag{8.27}$$

Где В - ширина шибера (ротора);

S - толщина шибера.

На верхний конец шибера (в точке С) действует реакция N, направленная по нормали к внутренней поверхности статора, и сила трения Т, направленная по касательной к ней:

$$T = N \cdot f \tag{8.28}$$

Где f - коэффициент трения.

В точке В, где шибер опирается о край ротора, действует реакция T_2, направленная перпендикулярно шиберу.

Кроме того, на выступающей из ротора конец шибера ВС действует распределенная нагрузка от давления рабочей жидкости которую можно свести к силе P_q, действующей в точке D, при чем CD=DB

$$P_q = p_{НГ} \cdot B \cdot \ell_1 \tag{8.29}$$

Для определения трех неизвестных реакций T_1, T_2 и N составим три уравнения равновесия, расположив ось X вдоль шибера, а ось Y перпендикулярно ему:

$$\sum x = 0;$$

$$T_1 - T_2 + P_q - N\sin\varphi + T\cos\varphi = 0,$$

$$\varphi = \arcsin(\frac{r}{R_1}\sin\gamma);$$

где

γ - угол наклона шибера;

$$\sum y = 0 \qquad -N\cos\varphi - T\sin\varphi + P = 0;$$

$$\sum M_C = 0 \qquad P_q\frac{\ell_1}{2} + T_1\ell - T_2\ell_1 = 0.$$

Получим следующее выражение для искомых реакций:

$$\left.\begin{aligned} N &= \frac{P}{f\sin\varphi + \cos\varphi}; \qquad T_1 = \frac{\dfrac{P(f\cos\varphi - \sin\varphi)}{f\sin\varphi + \cos\varphi} + \dfrac{P_q}{2}}{\dfrac{\ell}{\ell_1} - 1}; \\ T_2 &= \frac{P_q}{2}\cdot\frac{2\ell - \ell_1}{\ell - \ell_1} + \frac{P\ell(f\cos\varphi - \sin\varphi)}{(\ell - \ell_1)(f\sin\varphi + \cos\varphi)} \end{aligned}\right\}$$

(8.30)

На рисунке 8.11 построены графики изменения усилий T_1 и T_2, действующих на шибер, в зависимости от изменения длины ℓ_2 при неизменной величине ℓ_1 шибера.

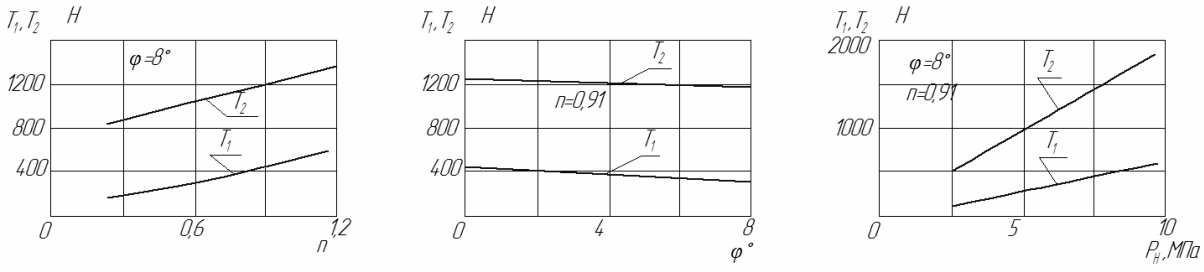


Рисунок 8.11 Графики изменения усилий T_1 и T_2

Поэтому при проектировании шиберных гидромашин. исходя из условий прочности, должно быть обеспечено условие, чтобы

$$\frac{\ell_1}{\ell_2} \leq 0.92. \qquad (8.31).$$

9 Винтовые гидромашины

Винтовые гидромашины состоят из неподвижного корпуса с полостью, примыкающей по концам к приемной и отдающей камерам, вы которой вращаются винты, одни из которых - ротор - связан с выходным валом, а другие выполняют роль замыкателей, назначение которых - препятствовать перетеканию жидкости из приемной камеры в отдающую или наоборот (рисунок 9.1).

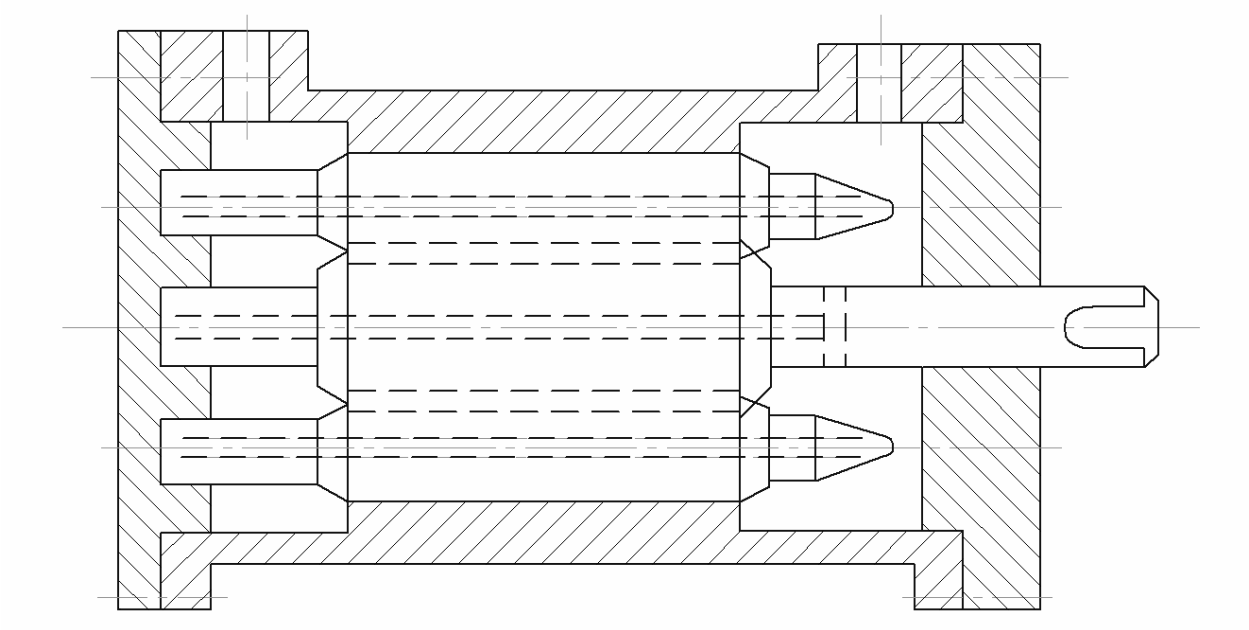


Рисунок 9.1 Схема винтового насоса

Нарезанные части винтов заключены в рубашку, в которой они вращаются, как в подшипниках с небольшими зазорами. Длина винтов, заключенных в рубашку, называется рабочей длиной винта. Рубашка выполняется или заодно с корпусом гидромашины, или в виде отдельной детали, вставляемой и закрепляемой в корпус.

При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают некоторый объем жидкости в камере всасывания, Перемещают его поступательно вдоль от винтов и вытесняют в камеру нагнетания.

Винтовые гидромашины в зависимости от общего числа работающих винтов делятся на двух-, трех-, четырехвинтовые и т. д., при чем всегда только

один из винтов выполняет роль ротора (ведущий винт) , а остальные являются замыкателями (ведомыми винтами).

В современных винтовых гидромашинах применяется преимущественно циклоидальный в сечении, перпендикулярном к оси вращения, профиль нарезки, который обеспечивает высокую герметичность, не достижимую, к примеру, в машинах с трапецеидальным профилем винта. Трехвинтовые гидромашины с циклоидальным зацеплением, имеющие один ведущий винт и два симметрично расположенных относительно него ведомых винта, получили наибольшее распространение в мировой практике, и их конструкция является стандартной среди винтовых гидромашин.

9.1 Геометрия винтов гидромашины

Сечение каждого винта плоскостью, нормальной к его оси, представляет собой так называемую образующую шестерню. Поверхность винта можно рассматривать как поверхность, образованную винтовым движением этой шестерни. Число заходов винтовой нарезки будет равно числу зубьев образующей шестерни. Так как при работе машины вращающиеся винты не перемещаются относительно друг друга в направлении своих осей, то их взаимное зацепление может рассматриваться в нормальном сечении как обычное зацепление цилиндрических шестерен. Следовательно, совместная работа винтов есть не что иное, как совместная работа бесконечно большого числа образующих шестерен, имеющих бесконечно малую толщину.

На рисунке 9.2 изображены профили, которыми очерчены зубья образующих шестерен.

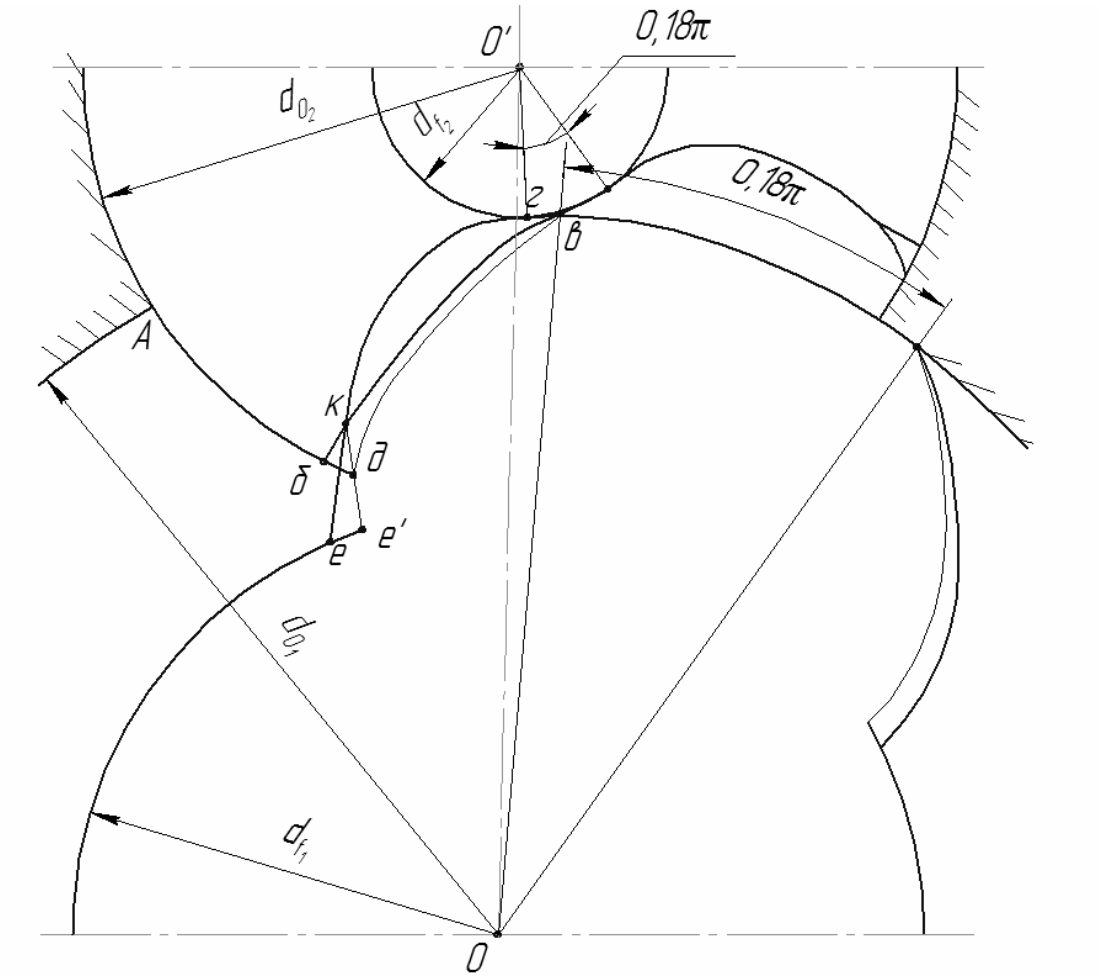


Рисунок 9.2 Профили винтов гидромашины

Основной особенностью винтовых гидромашин с циклоидальным зацеплением являются форма нарезки винтов. Ведущий винт имеет специальную двухзаходную выпуклую нарезку с постоянным шагом, профиль которой в нормальном к оси сечении очерчен циклоидальными кривыми bde/ и ограничен дугами окружностей наружного d_{a1} и внутреннего d_{f1} диаметров винта. Ведомые винты также имеют специальную двухзаходную вогнутую нарезку с постоянным шагом, равным шагу нарезки ведущего винта. Профиль ведомых винтов в сечении, нормальном в оси винта, очерчен циклоидальными кривыми d_{f2} диаметров винта.

С целью предупреждения износа в работе острой кромки зуба ведомой шестерни ее притупляют радиальной фаской $к\delta$, а профиль зуба ведущей шестерни делается более полным $(\ell кв)$.

Образующая шестерня каждого винта имеет по два зуба и , следовательно, каждый винт является двухзаходным. Направление нарезки у винтов ведущего и ведомых противоположное.

При любых абсолютных размерах ведущего и ведомых винтов гидромашины геометрические размеры их нарезки всегда выполняются соответственно подобными между собой. Подобие геометрических размеров облегчает расчет и нормализацию и самих гидромашин, и инструментов для изготовления винтов.

Теоретически профиль образующих шестерен ведущего и ведомых винтов определяется следующими соотношениями (рисунок 9.3):

$$d_{a1} = \frac{5}{3} d_W; \quad d_{f1} = d_W; \quad \alpha = 0.18\pi;$$
$$d_{a2} = d_W; \quad d_{f2} = \frac{1}{3} d_W; \quad t = \frac{10}{3} d_W, \qquad (9.1)$$

где индекс "1" относительно к ведущему винту, индекс "2" к ведомому.

При этих соотношениях размеров площадь поперечного сечения рубашки насоса $F' = 3.3676\ d^2_W$,площадь поперечного сечения ведущего винта $F_1 = 1.2678\ d^2_W$, ведомого винта $F_2 = 0.4283\ d^2_W$.

Приведенные соотношения выбирались из следующих соображений:

- получение при данных габаритах возможно большей величины живого сечения рабочих органов гидромашины;
- получение достаточно высокой частоты вращения;
- получение необходимой прочности и жесткости ведущего и ведомых винтов;
- разгрузки ведомых винтов от силового взаимодействия с ведущим винтом;
- технологичности, позволяющей точно обрабатывать винты в условиях массового производства.

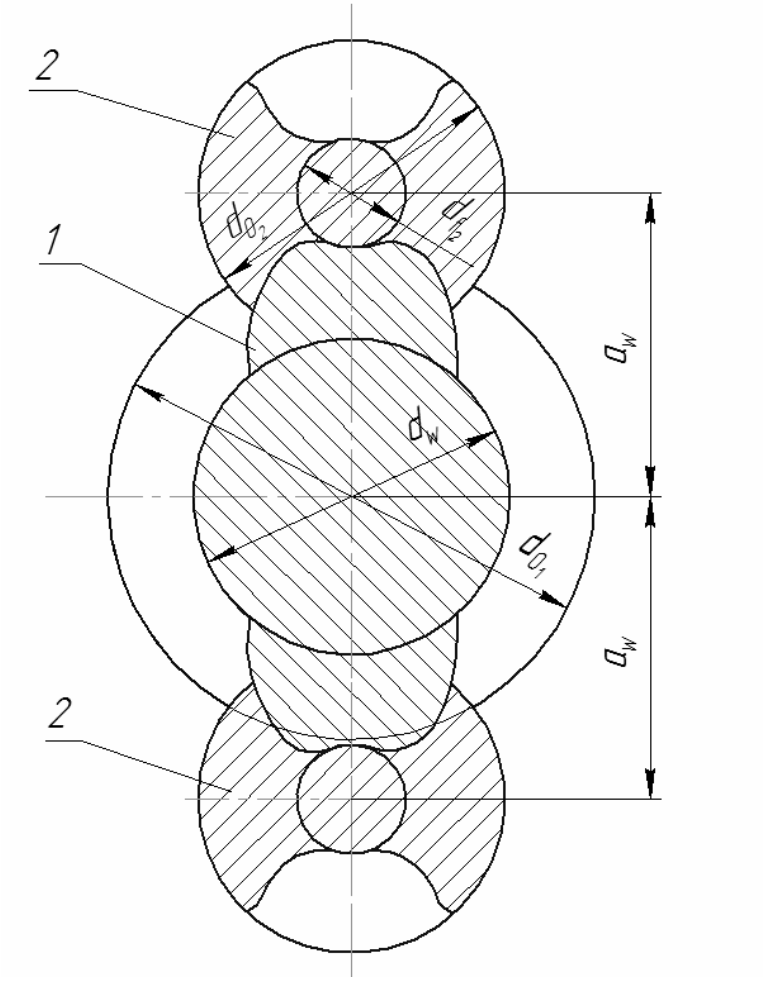


Рисунок 9.3 Поперечное сечение винтов

9.2 Теоретическая производительность гидромашин

При вращении винтов жидкость, заполняющая впадины нарезок, перемещается вдоль оси насоса на один шаг за один оборот ведущего винта. Перемещенный за одни оборот объем жидкости равен объему впадин нарезок винтов в пределах этого шага. Так как площадь живого сечения рабочих органов F, равная площади поперечного сечения рубашки за вычетом площади поперечного сечения винтов, есть величина постоянная, то объем впадин нарезок винта в пределах одного шага t ведущего винта равен $F \cdot t$. Отсюда теоретическая производительность гидромашины определяется по формуле

$$Q_T = F \cdot t \cdot n,$$

(9.2)

где n - частота вращения вала гидромашины

9.3 Силы, действующие на винты гидромашины

При расчете сил, действующих на винты гидромашины, обычно учитывается только статическое давление перекачиваемой жидкости, пренебрегая динамическим воздействием.

Как известно из гидростатики, составляющая силы, действующей в каком либо направлении на твердое тело равна произведению давления на проекцию этой поверхности на плоскость, нормальную к заданному направлении.

На элементарную площадку dF любой винтовой поверхности (рисунок 9.4), ограниченную в плане двумя бесконечно близкими радиусами r и (r+dr) и бесконечно малым центральным углом $d\varphi$ и находящую под давлением P, действует сила $dP = pdF$,направленная по нормали к площадке.

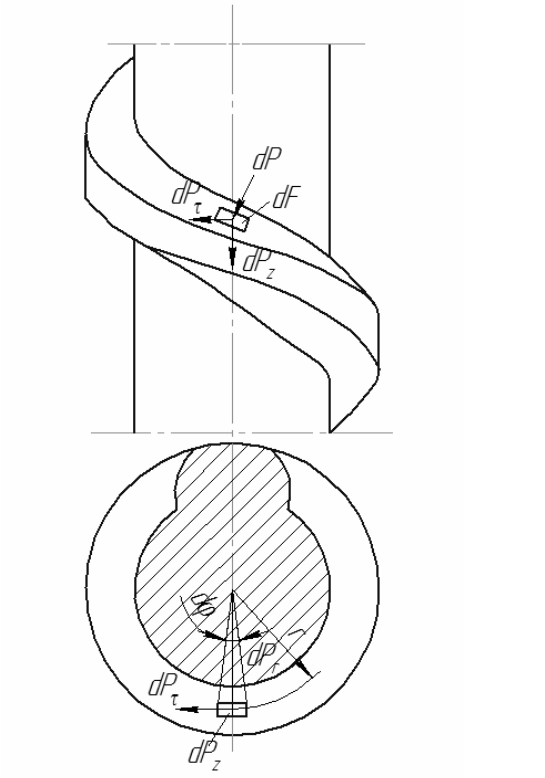


Рисунок 9.4 Схема сил, действующих на винтовые поверхности

Разложим эту элементарную силу на три взаимно перпендикулярных направления:

dP_z - осевая составляющая;

dP_r - радиальная составляющая;

dP_τ - тангенциальная составляющая;

Каждая составляющая, согласно законам гидростатики, может быть представлена как произведение давления *p* на проекцию элементарной площадки dF в соответствующем направлении:

$dP_z = pdF_z$; $dP_r = pdF_r$; $dP_\tau = pdF_\tau$.

А. Крутящие моменты на винтах гидромашины

Осевая и радиальная составляющие силы dP, действующие на элементарную площадку dF винтовой поверхности не дадут момента относительно оси винта z. Элементарный момент от тангенциальной составляющей оси будет равен

$$dM = r \cdot p \cdot dF_\tau \qquad (9.3)$$

Воспользовавшись соотношением

$$\frac{dF_\tau}{dF_z} = \frac{t}{2\pi r} = tg\gamma,$$

где γ - угол подъема винтовой линии на радиус r, выражение (9.3) можно переписать:

$$dM = \frac{t}{2\pi} pdF_z = \frac{t}{2\pi} dP_z \qquad (9.4)$$

Интегрируя это выражение по всей винтовой поверхности и учитывая, что шаг t винтовой поверхности есть величина постоянная, получим полное значение крутящего момента

$$M = \frac{t}{2\pi} P_z. \qquad (9.5)$$

Полученное выражение позволяет элементарно просто переходить от осевой силы. действующей на винтовые поверхности, к крутящему моменту на винте.

Если осевая сила действует в направлении от камеры нагнетания к камере всасывания, то гидравлический момент от этой силы будет препятствовать

вращению винта. В этом случае необходимо приложить усилие для его вращения (режим насоса). Если же осевая сила направленная в обратную сторону, то винт будет приводиться в движение от гидравлического момента (режим гидродвигателя). В дальнейшем будем считать первый момент положительным, а второй соответственно отрицательным.

Рассмотрим ведомый винт с корригированным профилем, впадины которого на (рисунок 9.5) открыты в камеру нагнетания. Осевое усилие, действующее на одну винтовую впадину, открытую в сторону камеры нагнетания, будет равно разности осевых усилий, действующих на ее винтовые поверхности. Проекция одной винтовой поверхности на плоскость, нормальную к оси, ограничивается контуром $abcdefka$, составленным профилем зуба ab дугой bcd радиуса $\frac{d_{a2}}{2}=\frac{d_W}{2}$, линией касания винтов $defk$, по которой рабочая клетка герметично отделяется от камеры нагнетания, и другой ka радиуса $\frac{d_{f2}}{2}=\frac{d_W}{6}$. Давление на эту винтовую поверхность дает составляющую осевой силы в направлении к камере всасывания.

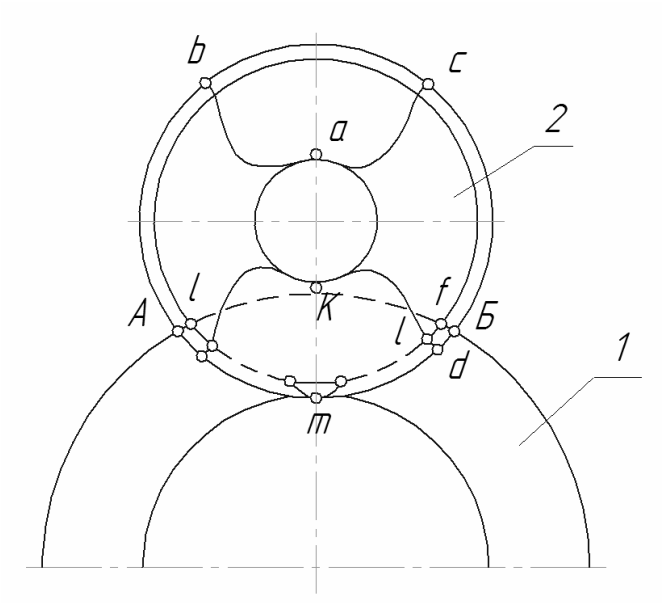


Рисунок 9.5 Взаимное уплотнение винтов при корригированном зацеплении

Следовательно, результирующая осевая сила, действующая на одну впадину винта в сторону камеры всасывания, равна разности площади фигур $abca = f_1$ и $em\ell kfe = f_2$, умноженной на давление в камере нагнетания $P_{НГ}$. Так как линия уплотнения имеет разрыв между точками d и e, величина которого очень мала, то это рассуждение будет достаточно строгим.

Для другой впадины, открытой в сторону камеры нагнетания, это усилие будет аналогично. Результирующая осевая сила на винтовые поверхности ведомого винта, открытые в сторону камеры нагнетания будет равна:

$$\overline{P}_z'' = p_{НГ} \cdot 2(f_1 - f_2),$$

где $2f_1 \approx 0{,}3571\, d_W^2$; $2f_2 \approx 0{,}3661\, d_W^2$.

Окончательно для $\overline{P}_z''$ получаем:

$$\overline{P}_z'' = -0{,}009\, p_{НГ} \cdot d_W^2.$$

(9.6)

Знак минус в выражении (9.6) указывает на то, что в действительности это усилие направленно не в сторону камеры всасывания, а наоборот в сторону камеры нагнетания.

Осевая сила на ведомый винт от давления жидкости, заключенной в его впадине и отсоединенной двумя последовательными уплотнениями, будет равна нулю.

Осевое усилие от давления жидкости на впадины ведомого винта, открытые в сторону камеры всасывания, будет определяться тем же уравнением (9.6), только вместо $p_{НГ}$ будет $p_{ВС}$ давление в камере всасывания.

Результирующая осевая сила, действующая на винтовую поверхность ведомого винта гидромашины, будет равна

$$P_z'' = -0{,}009(p_{НГ} - p_{ВС})d_W{}^2 = -0{,}009\, p_H d_W{}^2$$

(9.7)

где p_H полное давление насоса

Осевая сила p_z на впадины ведущего винта может быть найдена аналогичным образом. Но проще определить ее, исходя из того положения, что

винты, заключены в рубашку, герметически отделяют камеру нагнетания от камеры всасывания и, следовательно, суммарная осевая сила, действующая на винтовые поверхности всех трех винтов, равна площади живого F рабочих органов гидромашины, умноженной на полное давление:

$$P_z' + 2P_z'' = Fp_H = 1{,}2431 p_H d_W{}^2.$$

где $F = 1.2431 d_W{}^2$ согласно (9.1).

В итоге получим для P_z'

$$P_z' = 1{,}2431 p_H d_W{}^2 - 2P_z'' = 1{,}2611 p_H d_W{}^2 \cdot \quad (9.8)$$

Знак плюс в выражении (9.8) указывает на то, что данное усилие направленное в сторону камеры всасывания.

Теоретически крутящие моменты на винтах согласно формуле (9.5) будут иметь следующие значение:

для ведущего винта

$$M' = \frac{t}{2\pi} P_z{}' = \frac{10 d_W}{3 \cdot 2\pi} \cdot 1{,}2611 p_H d_W{}^2 . = 0{,}6691 p_H d_W{}^3 \quad (9.9)$$

для ведомого винта

$$M'' = \frac{t}{2\pi} P_z{}'' = \frac{10 d_W}{3 \cdot 2\pi} \cdot (-0{,}009 p_H d_W{}^2) = -0{,}0048 p_H d_W{}^3 \quad (9.10)$$

Отрицательная величина момента "М" указывает на то, что теоретически ведомые винты вращаются под действием крутящего момента, создаваемого давлением перекачиваемой жидкости, а их силовое взаимодействие с ведущим винтом отсутствует. Силовое взаимодействие между винтами будет только в момент пуска, что вызвало необходимость корригирования профилей образующих шестерен винтов. Незначительная величина крутящего момента на ведомом винте по сравнении с ведущим (0,7%) указывает на то, что ведомые винты являются практически нейтральными и играют роль своеобразных винтовых цилиндров, из впадин которых жидкость вытесняется, как поршнем, витками ведущего винта, который и производит всю полезную работу.

Алгебраическая сумма крутящих моментов на всех трех винтах равна

$$M' + 2M'' = 0{,}6595 p_H d_W^{\,3} \quad (9.11)$$

что совпадает с теоретическим крутящим моментом на валу насоса:

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = 0{,}6595 p_H d_W^{\,3} \quad (9.12)$$

Здесь $N_T = p_H Q_{TH}$ - теоретическая мощность, поглощаемая насосом (мощность без учета механических потерь);

$Q_{TH} = F \cdot t \cdot n = 4{,}143 \cdot n \cdot d_W^3$ - теоретическая производительность;

$\omega = 2\pi n$ угловая скорость.

Б. Осевые усилия, действующие на винты насоса

Сила , действующая на винт вдоль оси его, складывается из сил, действующих на торцы винта, и сил, действующих на винтовые поверхности нарезок. Силы будем определять в предположении, что торцы винтов полностью находятся под действием давления всасывания и давления нагнетания. В действительности винты обычно имеют гидравлическую разгрузку, а ведущий винт, кроме того, всегда выходит из корпуса насоса. Но ввиду возможного конструктивного разнообразия влияние этих факторов можно учесть особо.

Осевое усилие на ведущем винте

$$P_0' = (p_{HГ} - p_{BC})F_1 + P_z' = p_H \cdot 1{,}2678 d_W^{\,2} + 1{,}2611 d_W^{\,2} = 2{,}5289 p_H d_W^{\,2} \quad (9.13)$$

Осевое усилие на ведомом винте

$$P_0'' = (p_{HГ} - p_{BC})F_2 + P_z' = p_H \cdot 0{,}4283 d_W^{\,2} - 0{,}009 p_H d_W^{\,2} = 0{,}4193 p_H d_W^{\,2} \quad (9.14)$$

Данные усилия направлены от камеры нагнетания к камере всасывания.

Так как винты герметически перекрывают отверстие в рубашке насоса, то сумма осевых усилий на винтах должна быть равна площади поперечного сечения рубашки, умноженной на полное давление p_H,

$$P_0' + 2P_0' = (2{,}5289 + 2 \cdot 0{,}4193) p_H d_W^{\,2} = 3{,}3676 p_H d_W^{\,2} \quad (9.15)$$

из которого видно, что величина $3{,}3676 p_H d_W^{\,2}$ - площадь F' поперечного сечения рубашки.

При малых давлениях и хорошей смазывающей способности осевая сила на винты полностью воспринимается их пятами. При давлениях, больше 0,5...0,7МПа, предусматривается гидравлическая разгрузка винтов. Для этого концы винтов выполняются в виде плунжеров, под которые подводится жидкость из камеры нагнетания.

Гидравлическая разгрузка винтов со стороны камера всасывания снимает с винтов часть или всю силу реакции между ними и подпятниками, но сами подпятники при этом нагружаются соответствующей осевой силой и передают ее на свои опоры. Разгрузочные плунжеры (или подпятники) должны снабжаться радиальными канавками, обеспечивающими наличие жидкости под всей опорной поверхностью. Допустимая величина удельного давления между винтом и подпятником, обеспечивающая необходимый слой смазывающей жидкости:

$$K'_{уд} = \frac{p}{F_n} \approx 0{,}2...0{,}4\ МПа \qquad (9.16)$$

где р - неуравновешенное осевое усилие, приходящееся на подпятник; F_n опорная площадь подпятника.

В. Радиальные усилия, действующие на винты насоса

Ведущий винт уравновешен в радиальном направлении в силу симметричного расположения ведомых винтов, что является существенным преимуществом стандартной конструкции винтовой гидромашины.

Ведомые винты находятся в зацеплении только одной стороной и давлением жидкости не уравновешивается. Одна впадина ведомого винта, уплотняясь через каждый шаг от зацепления с ведущим винтом (этим создавая по своей длине ступени давления), будет по величине давления расходиться с другой впадиной по длине, равной половине шага. Исключением будут только концевые участки винта, соединенными с камерами нагнетания и всасывания, у которых давление во впадинах будет одинаковым.

Кроме неуравновешенности винтов за счет разности давления во впадинах, будет еще один источник возникновения радиальных усилий: зазор между

цилиндрической поверхностью винта и рубашкой, где будет переменное по длине давление жидкости вследствие постоянного перетока жидкости через эту щель из камеры нагнетания в камеру всасывания.

Поэтому радиальные силы, действующие на ведомый винт удобно при подсчете разделить на две категории: радиальные силы от давления жидкости во впадинах и радиальные силы от давления жидкости на наружные цилиндрические поверхности и каждую из них рассматривать отдельно.

Подсчет первой категории сил произведем при следующем упрощении: линию взаимного касания винтов во впадине ведомого винта будем считать целиком лежащей в плоскости, нормальной к оси винта и проходящей через середину горизонтального участка этой линии.

Такая замена позволяет считать впадину в каждом нормальном сечении винта целиком находящейся под одним и тем же давлением.

Рассмотрим нормальное сечение винта на участке t/2 вдоль оси, где каждая впадина находится под разным давлением: p/ и p// (рисунок 9.6). Положение впадины в нормальном сечении определяется углом γ, составленным ее осью симметрии и осью OX. Винт предполагаем правым, координату z, определяющую нормальное сечение винта, будем отсчитывать от того сечения, для которого γ=0 и ведущий винт находится слева. Положим, что p//> p/. Тогда радиальная сила от давления во впадине для бесконечно малой длины винта dz будет направлена согласно законам гидростатики к центру под углом γ и равна

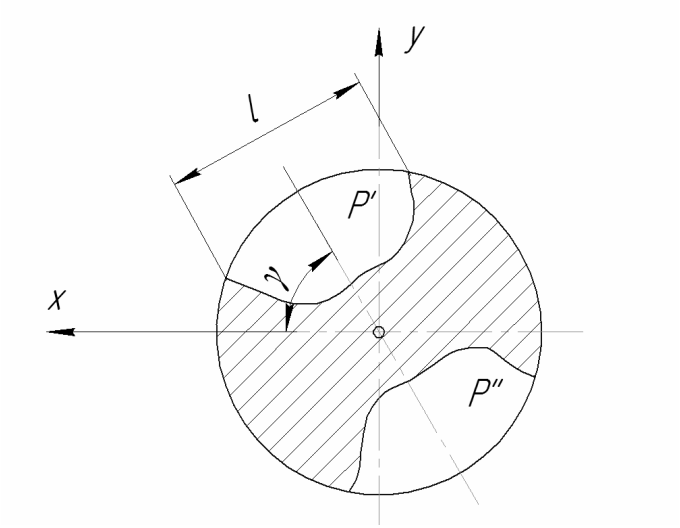


Рисунок 9.6 Поперечное сечение ведомого винта

$$dP = (P'' - P')\ell dz$$

где ℓ - длина хорды, стягивающей края впадины.

Разложим эту элементарную силу на две составляющие: горизонтальную dP_X и вертикальную dP_Y:

$$\left.\begin{aligned} dP_X &= (P'' - P')\ell \cos\gamma \cdot dz; \\ dP_Y &= (P'' - P')\ell \sin\gamma \cdot dz. \end{aligned}\right\}$$

(9.17)

С учетом, что $z = \frac{t}{2\pi}\gamma$ и $dz = \frac{t}{2\pi}d\gamma$, проинтегрируем уравнение (9.17) в пределах от γ=0 до γ=π, соответствующих участку длиной t/2:

$$\left.\begin{aligned} P_X &= \frac{P'' - P'}{2\pi}\ell t\int_0^{\pi}\cos\gamma d\gamma = 0; \\ P_Y &= \frac{P'' - P'}{2\pi}\ell t\int_0^{\pi}\sin\gamma d\gamma = \frac{P'' - P'}{\pi}\ell t. \end{aligned}\right\}$$

(9.18)

Отсюда видно, что результирующее радиальное усилие от давления во впадине ведомого винта на участке длиной t/2 направлено нормально к плоскости, в которой лежат оси винтов. Для концевых участков винта, где давление $p' = p''$, сила PY=0.

Каждый участок длиной t/2 даст составляющую силы PY, соответствующую разности давления этого участка. Их сумма есть полная величина радиальной силы от давления во впадинах. Для стандартных винтов она будет равна

$$\sum P_y = 0{,}738 p_H d_W{}^2,$$

(9.19)

где pH - перепад давления между камерами нагнетания и всасывания.

Вторая категория - радиальные силы от давления жидкости на наружные цилиндрические поверхности. Их тоже можно разложить на две составляющие.

Силы, действующие на цилиндрические поверхности ведомых винтов в направлении оси OX, взаимно уравновешиваются, а силы в направлении оси OY будут совпадать с радиальной силой во впадинах винта.

Результирующая радиальная сила P_r, действующая на ведомый винт, будет направлена нормально к плоскости осей винтов равна по величине

$$P_r = 1{,}4 p_H d_W{}^2$$

(9.20)

Эта радиальная сила прижимает один ведомый винт кверху, а другой книзу, причем направление этих сил совпадает с направление окружной скорости ведущего винта (рисунок 9.7).

Правильность данного расчета подтверждается тем, что на практике наибольший износ рубашки насоса после длительной эксплуатации наблюдается в направлении действия радиальных усилий на ведомые винты.

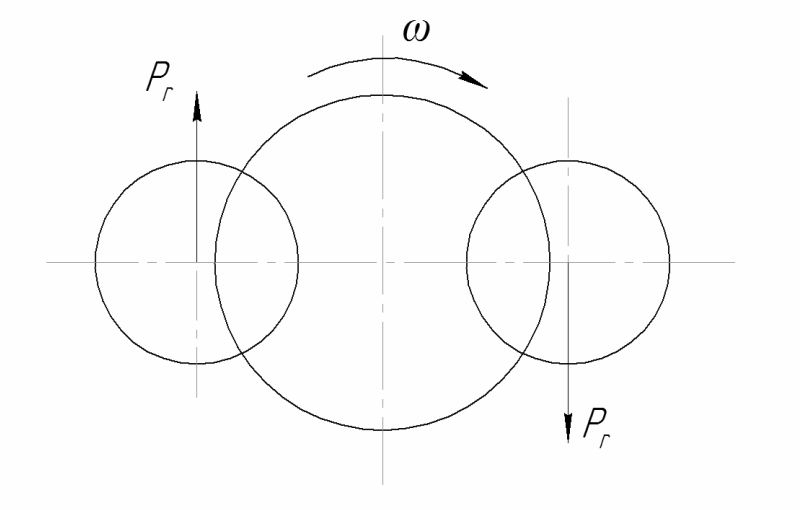


Рисунок 9.7 Схема действия радиальных сил

Опорная цилиндрическая поверхность ведомого винта (на длине одного шага винт соприкасается с рубашкой двумя витками) равна $1{,}326 \cdot i \cdot d_W{}^2$, где i - число шагов винтовой нарезки на длине винта. Допустимое удельное давление на опорную цилиндрическую поверхность винта.

$$K_{уд} = \frac{P_r}{1{,}326 \cdot i \cdot d_W{}^2} = \frac{1{,}4 p_H d_W{}^2}{1{,}326 \cdot i \cdot d_W{}^2} = 1{,}06 \frac{p_H}{i} \le 0{,}7...3\ МПа,$$

Величина $K_{уд}$ ограничивает то давление, которое может создавать насос при данной рабочей длине винтов. При превышении $K_{уд} > (K_{уд})_{ДОП}$ может произойти выдавливание смазки, находящейся между трущимися поверхностями, что приведет к резкому возрастанию механических потерь.

10 Шестеренные гидромашины

Из шестеренных гидромашин наибольшее распространение получили машины, состоящие из двух шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Эти машины наиболее дешевы из всех роторных гидромашин; способны устойчиво работать на загрязненных жидкостях, подвергнутых лишь очень грубой очистке (тонкость фильтрации 0,2...0,3 мм); способны более надежно осуществлять подачу вязких жидкостей; технологичность конструкции шестерных гидромашин благоприятствует их серийному производству.

Обе сопряженные шестерни гидромашины размещены в плотно обхватывающем их корпусе с каналами в местах начала зацепления и выходе из него (рисунок 10.1). При вращении ведущей шестерни с угловой скоростью ω около своей оси зубья, выходя из зацепления, будут захватывать жидкость из полости всасывания и переносить её в межзубовых пространствах (рабочих клетках), герметически отделенных от всасывающей и напорной камер, к полости нагнетания, где жидкость вытесняется из рабочей клетки вследствие уменьшения её объема. Часть жидкости может быть возвращена в запертых межзубовых пространствах обратно в полость всасывания. При перемещении жидкости и во время её вытеснения происходит преобразование механической энергии вращающегося приводного вала в энергию потока жидкости (в режиме насоса). При этом доля кинетической энергии потока невелика по сравнению с потенциальной (0,5% при работе гидромашины на номинальном давлении).

Зубья шестеренных гидромашин обычно изготовляются двадцатиградусным инструментом эвольвентного профиля. Рабочий объем данной гидромашины представляет собой объем межзубовых пространств обеих шестерен. И потому для увеличения подачи (насоса) выгодно уменьшать число зубьев шестерни при заданном наружном диаметре за счет увеличения модуля m и свести к минимуму остаточный объем, возвращаемый в запертых межзубовых пространствах в полость всасывания, уменьшив радиальный зазор между шестернями в зацеплении.

С целью устранения подрезания ножек зубьев и заострения вершины зуба при выбранном малом числе зубьев рекомендуется зубья шестерен надрезать с положительным смешением на некоторую величину x^m, где x - коэффициент смещения. Величина смещения лимитируется толщиной зуба по окружности головок S^e. Для шестеренных гидромашин толщина S^e является уплотняющими перемычками, разделяющими отдающую и приемную камеры по окружности головок шестерен. По данным испытаний шестеренных насосов высокого давления минимально допустимая величина $S^e = 0{,}2m$.

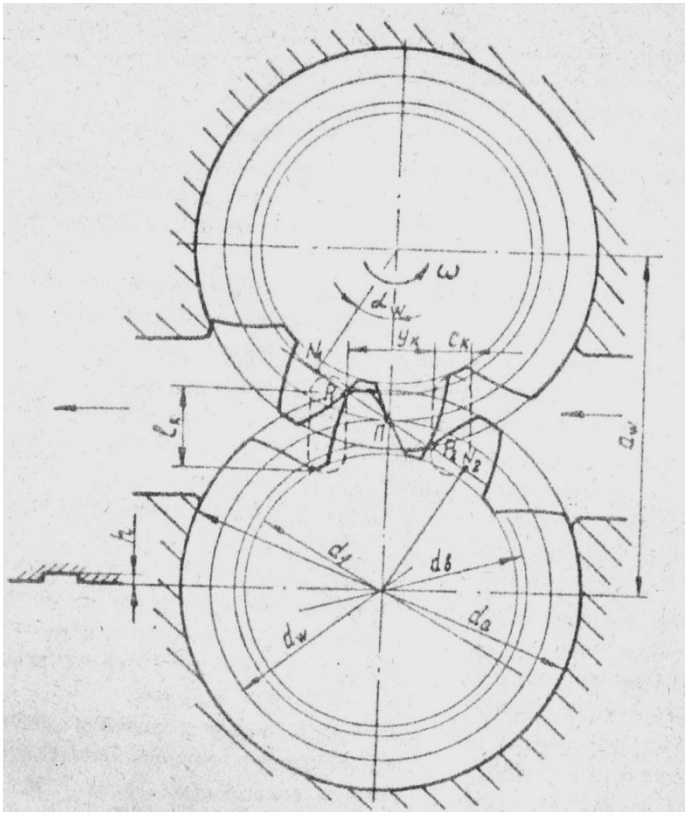


Рисунок 10.1 Схема шестеренной гидромашины с внешним зацеплением

При уменьшении числа зубьев шестерен уменьшается коэффициент перекрытия, что двояко влияет на работу гидромашины.

Для обеспечения плавности работы шестерен стремятся проектировать передачи с возможностью большей степенью перекрытия. Однако большая продолжительность зацепления приводит к запиранию рабочей жидкости во впадинах зубьев, так как предыдущая пара зубьев еще остается зацеплении, в то

время как последующая пара вступает в зацепление и запирает объем рабочей жидкости между зубьями.

Запертое масло вытесняется через зазоры под большим давлением, что приводит к излишнему нагреву масла и дополнительной нагрузке на подшипники.

Это различие в требованиях к зацеплению является одной из специфических особенностей шестерен, применяемых в гидромашинах. Поэтому при конструировании шестерен гидромашин обычно принимают коэффициент перекрытия ξ=1,1...1,2, а число зубьев z=10...18. Наиболее употребительными являются числа зубьев z=10...12.

Чтобы предотвратить увеличение внутренних утечек рабочей жидкости при повышении давления, необходимо уменьшить зазоры между вращающимися и неподвижными деталями гидромашины. Но уменьшать зазоры можно до определенного предела, определяемого точностью изготовления деталей и обеспечивающего возможные компенсации температурных изменений деталей. При этом поверхности вращающихся деталей должны быть отделены от неподвижных поверхностей устойчивой жидкостной пленкой и не должны иметь непосредственного контакта между собой.

При уплотняющих перемычках S_e=0,2m и принятых в шестеренных гидромашинах значениях радиальных зазоров между окружностью головок шестерни и расточкой в корпусе, равных 0,1m, боковых зазорах порядка 0,08m утечки жидкости по этим зазорам значительно меньше утечек по торцевым зазорам.

Утечки через торцовые зазоры между торцевыми поверхностями шестерен и подшипников (или корпусов) играют значительную роль, а при отсутствии гидравлической компенсации составляет около 75% суммарных утечек. Это способствовало разработке конструкции шестеренных гидромашин с регулированием торцовых зазоров путем постоянного поджатия втулок,

закрывающих шестерни с торцов, гидравлическим давлением самой гидромашины.

Величина торцового зазора выбирается в обычных конструкциях, где отсутствует гидравлическое поджатие, из условий сохранения пленки жидкости между трущимися поверхностями с учетом неровностей и биений этих поверхностей.

10.1 Геометрическая подача гидромашин с внешним зацеплением.

Для расчета геометрической подачи шестерни гидромашины заменены плоским системами, в которых точка А – точка зацепления шестерен в рассматриваемый момент времени t (рисунок 10.2.). Прямые $O_1A=\rho_1$ и $O_2A=\rho_2$, соединяющие эту точку с центрами шестерен, и прямые O_1F_1 и O_2F_2 разделяют области всасывания и нагнетания.

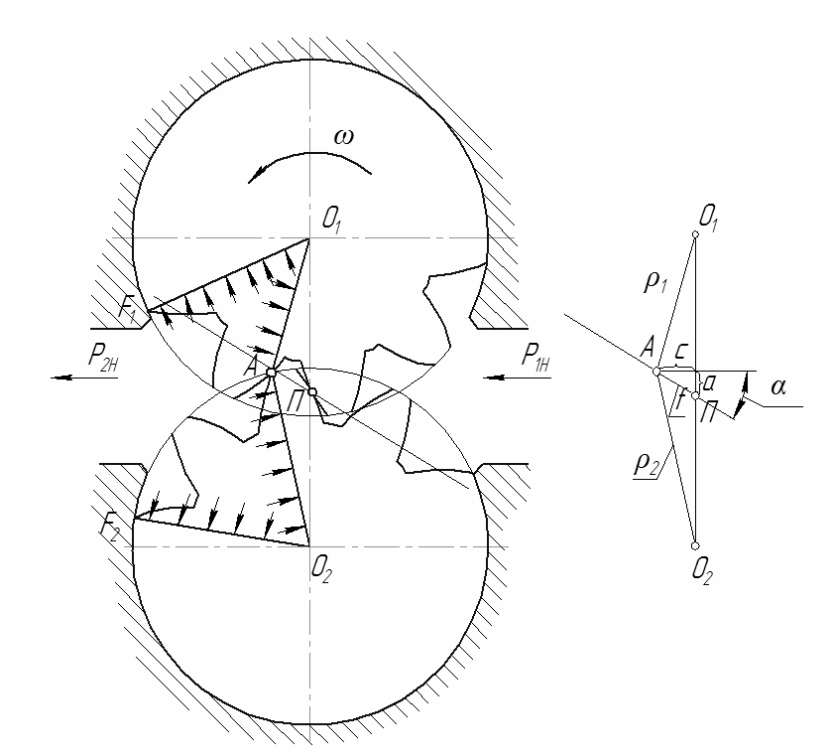


Рисунок 10.2 Схема расчета геометрической подачи шестеренного насоса

Рассмотрим баланс энергий на двух шестернях гидромашины.

При равномерном вращении шестерен энергия, сообщаемая рабочей жидкости:

$$p_H\, dV = (p_{2H} - p_{1H})dV \quad (10.1)$$

где dV – объем, подаваемый насосом в напорную магистраль за время dt; p_{2H}, p_{1H} - давление нагнетания и всасывания соответственно; p_H - давление насоса.

Эта энергия сообщается жидкости в виде моментов M_1 и M_2, подводимых от ведущего вала к шестерням для преодоления нагрузок, возникающих на шестернях из-за неуравновешенных сил гидростатического давления. Пренебрегая потерями, можно записать:

$$p_н dV = M_1\, d\varphi_1 + M_2\, d\varphi_2 = M_1\, \omega_1\, dt + M_2\, \omega_2 dt$$

где $M_1 = p_н b \frac{R_{a1}{}^2 - \rho^2{}_1}{2}$; $M_2 = p_н b \frac{R_{a2}^2 - \rho_2^2}{2}$;

b – ширина шестерни;

R_a - радиус окружности вершин зубьев (рисунок 10.1);

γ - угол поворота шестерни.

Здесь, как и в дальнейшем, индекс « 1 » относится к ведущей шестерне, « 2 » - к ведомой.

Имея в виду, что геометрическая подача насоса $Q = \frac{dV}{dt}$, получим

$$Q = \frac{1}{2}\omega_1[k - f^{\,2}(1 + \frac{R_{w1}}{R_{w2}})],$$

Где R_w - радиус начальной окружности шестерен (рисунок 10.2.);

f – расстояние от точки зацепления до полюса (рисунок 10.2.);

$k = (R_{a1}^2 + R_{a2}^2 \frac{R_{w1}}{R_{w2}} - R_{w1}^2 - R_{w1} * R_{w2})$ – коэффициент, зависящий только от геометрии шестерен.

Так как в гидромашинах обычно используется одинаковые шестерни, то все дальнейшие рассуждения будем вести именно для таких гидромашин в виде

$$Q = b\omega[R_a^2 - R_w^2 - f^2]. \quad (10.4)$$

При этом максимальная подача насоса будет при f=0

$$Q_{max} = b\omega[R_a^2 - R_w^2] = m^2 b\omega(1 + x)(z + 1) \qquad (10.5)$$

где $R_a = \frac{1}{2}m[(z + 2x) + 2]$, $R_w = \frac{1}{2}m(z + 2x)$

а минимальная – при $f = P_{bn}/2$, где $P_{bn} = \pi m\cos\alpha$ - шаг зубьев по нормали; α - угол зацепления исходного контура,

$$Q_{min} = b\omega(R_a^2 - R_w^2 - \frac{p_{br}^2}{4}) = m^2 b\omega[(1 + x)(1 + z) - \frac{\pi^2\cos^2\alpha}{4}] \qquad (10.6)$$

При оценке качества гидромашин широко пользуются коэффициентом неравномерности подачи

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}} = \frac{\pi^2\cos\alpha}{4(x+1)(z+1)}. \qquad (10.7)$$

Среднюю (теоретическую) подачу насоса можно выразить через рабочий объём гидромашины V_0:

$$Q_{T.H} = V_0 \cdot n = V_{шаг} \cdot z \cdot n, \qquad (10.8)$$

где $V_{шаг}$ - объем рабочей жидкости, подаваемый гидромашиной при повороте ведущей шестерни на шаговый угол $2\pi / z$.

Из уравнения (10.4) $dV = b\omega(R_a^2 - R_w^2 - f^2)dt$

Согласно теории зубчатого зацепления $\frac{df}{dt} = \omega R_b$ (R_b - радиус основной окружности шестерен, рисунок 10.1). С учетом последнего $dV = b(R_a^2 - R_w^2 - f^2)\frac{dt}{R_b}$ и

$$V_{шаг} = \int_{t_2}^{t_1} dV = \frac{b}{R_b}\int_{t_2}^{t_1}(R_a^2 - R_w^2 - f^2)df$$

Для случая, когда продолжительность зацепления равна единице (ε=1), $f_1 = f_2 = \frac{P_{ba}}{2}$

$V_{шаг} = [(R_a^2 - R_w^2)P_{bn} - \frac{P_{bn}^3}{12}]$ и окончательное выражение для подачи насоса будет

$$Q_{T.H} = m^2 \omega b(z + 1 + 2x - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12}) \qquad (10.9)$$

При ε> 1 $f_1 = \frac{l}{2}$ $f_2 = p_{bn} - \frac{l}{2}$ ($l = \varepsilon \cdot p_{bn}$ - длина рабочего участка линии зацепления, (рис.3.3)) и теоретическая подача насоса

$$Q_{T.H} = m\,\omega^2 b(z + 1 + 2x - N\frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12}) \qquad (10.10)$$

где $N = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$.

В гидромашинах с коэффициентом перекрытия ε>1 в момент вступления в зацепление новой пары зубьев предыдущая пара еще не вышла из зацепления. До её выхода между точками зацепления образуется замкнутый объем жидкости, который не додается в нагнетательную линию (рисунок 10.4), если не предусмотреть конструктивные устройства, обеспечивающие полное использование жидкости в запираемых объёмах. Поэтому формулой (10.10) следует пользоваться для расчета средней подачи шестеренных насосов, не имеющих таких устройств.

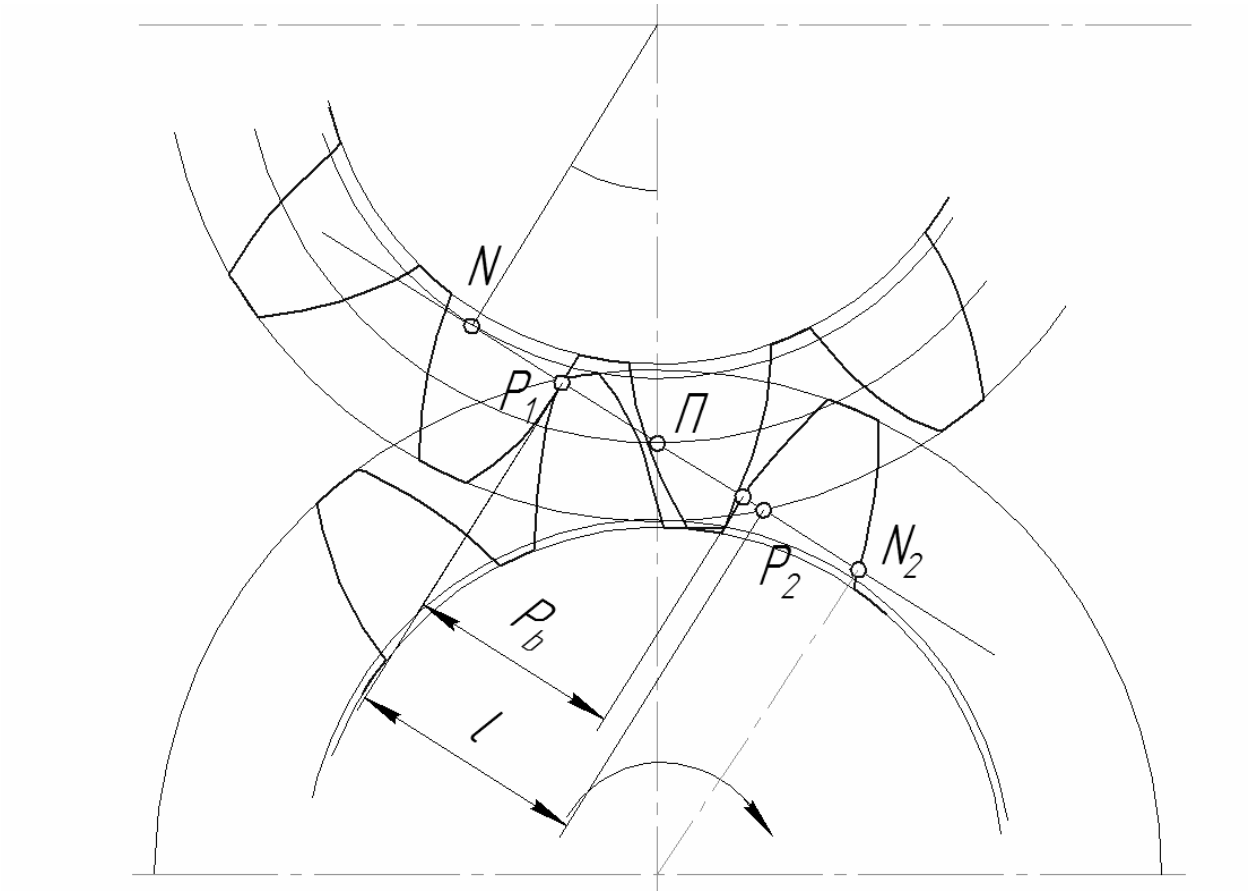


Рисунок 10.3 Положение точек зацепления в шестеренной гидромашине

Если предположить защемленный объем герметичным, то отношение $\frac{\Delta V_3}{V_{min}}$ характеризует величину повышения давления в этом объёме

$$\Delta p = E\frac{\Delta V_3}{(V_3)\min},$$

(3.11)

E – *объемный модуль упругости жидкости;*

ΔV_3 – *наибольшее отклонение величины защемленного объема от минимального значения;*

где $(V_3)\min$ – *минимальное значение защемленного объема.*

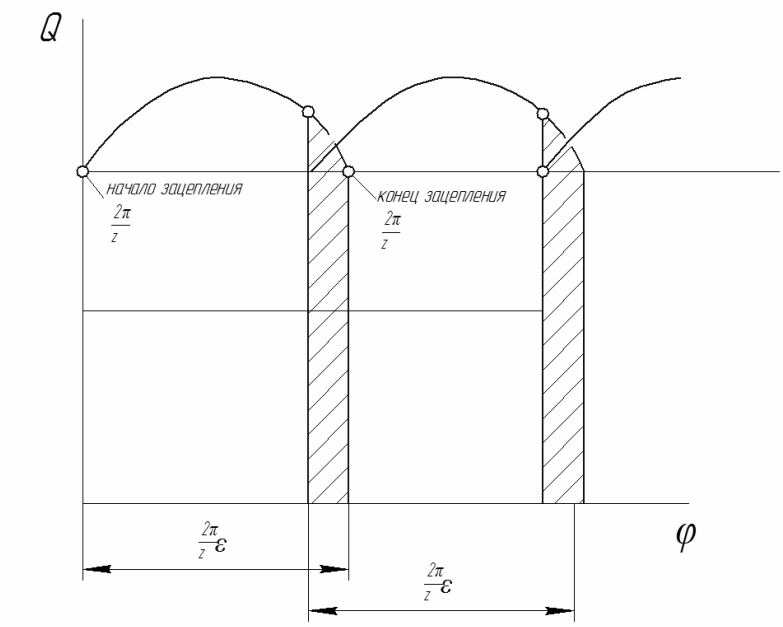


Рисунок 10.4 График зависимости изменения подачи насоса с $\varepsilon\langle 1$ от угла φ поворота ведущей

шестерни.

Таким образом, отношение $-\frac{\Delta V_3}{(V_3)\min}$ может служить своеобразным критерием необходимости выполнения гидравлической разгрузки замещенного объема. В таблице 3.1 приведены данные этого отношения в зависимости от числа зубьев шестерни

Таблица 3.1

z	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{\Delta V_3}{(V_3)\min}$,%	0,313	0,856	1,545	2,258	3,060	3,865	4,610	5,280

Для устранения явления запирания на торцах деталей, прилипающих к торцам шестерен, делают разгрузочные канавки, с помощью которых запертый объем сообщается с полостью нагнетания при уменьшении объема с полостью всасывания - при его дальнейшем увеличении.

Объем впадин между зубьями будет минимален при симметричном расположении зубьев относительно полюса зацепления, поэтому расстояние

между канавками (рисунок 10.1) $У_К = P \cdot \cos \alpha_W$, длина разгрузочной канавки $\ell_К = P_{вп} \cdot \sin \alpha_W$, где α_W угол зацепления шестерен. Размеры канавок могут быть приняты по следующим экспериментальным данным:

Ширина разгрузочной канавки $C_К \approx 1.2м.$

Глубина разгрузочной канавки h выбирается в зависимости от модуля зубьев шестерен (таблица 3.2).

Таблица 3.2.

m, мм	2	3	4	5	6	7	8
h, мм	1,0	1,5	2,5	4	5,5	7,5	10,0

10.2 Усилия, действующие на шестерни

В связи с большим давлением в современных шестеренных гидромашинах цапфы и подшипники в них подвержены значительным нагрузкам. В таких гидромашинах приходиться заботиться об уменьшении односторонней нагрузки, действующей на подшипники. Нагрузка на подшипники создается главным образом давлением рабочей жидкости на зубья шестерен. Закон срабатывания давления, действующего на зубья, от максимального (для зубьев, находящихся в области высокого давления) до минимального (в области низкого давления) можно принять линейным (рисунок 10.5).

В результате такого распределения по наружным диаметрам шестерен возникают неуравновешенные усилия, которые воспринимаются подшипниками гидромашины. Величину усилия от давления жидкости, действующего на каждую шестерню, приближенно считая, что давление в радиальных зазорах падает по линейному закону, можно определить по следующей формуле:

$$P_1 = 0{,}75 p_H \cdot в \cdot Da. \qquad (10.12)$$

Кроме гидравлической силы, на каждую. из шестерен действует сила P_2, возникающая из-за передачи крутящего момента через зацепление. Эта сила представляется собой вектор, действующий по линии зацепления:

$$P_2 = \frac{M_{MAX}}{R_W \cdot \eta_m}$$

(10.13)

где η_m - механический КПД гидромашины.

Из рисунка 10.5 видно, что сила P_2 для ведомой шестерни увеличивает результирующее усилие на нее, а для ведущей шестерни наоборот, результирующее усилие. Поэтому нагрузка на подшипники ведомой шестерни всегда будет большей, чем для ведущей.

Обычные усилия, возникающие из-за передачи крутящего момента через зацепление, оказывается незначительным, и поэтому полная нагрузка при расчете опор может быть определена по формуле

$$P = 0{,}85\, p_H \cdot в \cdot D_a . \qquad (10.14)$$

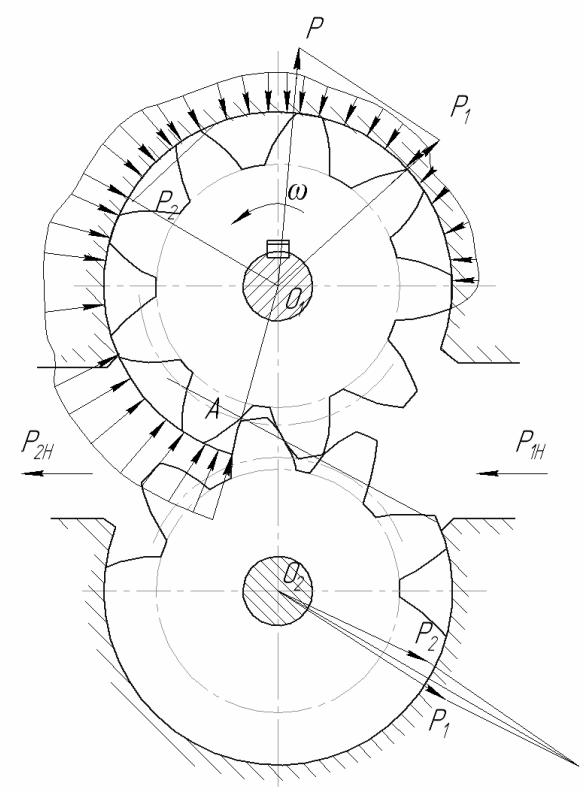


Рисунок 10.5. Схема для расчета усилий, действующих на шестерни.

Уменьшение этого усилия можно добиться применения разгружающих камер, схематически показанных на рисунке 10.6.

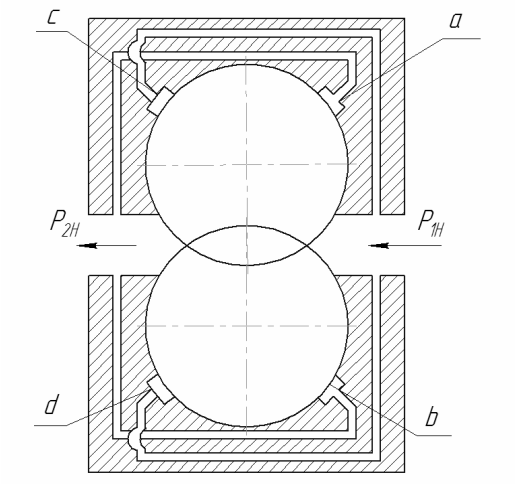


Рисунок 10.6 Схема разгрузки шестеренной гидромашины

Разгружающих камер, a и $в$, размещенные на сторонах шестерен с противоположной стороны от отдающей камеры гидромашины и соединенные с ней, и разгружающие камеры С и d, размещенные на сторонах шестерен с противоположной стороны от приемной камеры и соединенные с ней, позволяют снять существенную долю радиальной нагрузки.

Данное мероприятие, эффективное и целесообразное из условий прочности, проводит к увеличению утечек через радиальные зазоры, следовательно, к некоторому снижению объемного КПД.

11 Расчет основных параметров шестеренного насоса

При расчёте насосов исходными параметрами являются: вид топлива и его температура, частота вращения *n*, действительная (эффективная) подача *Qд*, давление нагнетания *рн* и величины механического *ηмех* и объёмного *ηоб* КПД.

Непосредственно сам расчёт рекомендуется выполнять в программе MathCAD (предпочтительно) или офисном приложении Excel.

11.1 Расчёт геометрии зубчатой передачи

11.1.1 Определение основных геометрических параметров зубчатого колеса

Для предварительного определения модуля зацепления *m* при окружной скорости шестерни $u = 7...20\ м/с$ (где первая цифра является предельной окружной скоростью для обычных насосов, а вторая – для насосов с принудительным питанием от вспомогательного насоса или с наддувом бака) и отношении $b/m = 6...9$ (*b* – ширина шестерни) часто пользуются эмпирическим выражением:

$$m = (0,24...0,44)\sqrt{Q_д}, \qquad (11.1)$$

где *Qд* принимается в *л/мин*, а *m* – в *мм*.

Согласно ГОСТ 9563-60 выбираем нормальный модуль эвольвентного зубчатого колеса, ближайший к полученному значению.

Для уменьшения габаритов насоса число зубьев желательно выбирать при всех прочих равных условиях возможно малым, а модуль – большим. Однако при уменьшении числа зубьев уменьшается прочность зубьев из-за подрезания их ножек, а также увеличивается неравномерность подачи. Для устранения подрезания (ослабления) ножек зубьев производят коррекцию (корригирование) зацепления путём увеличения угла зацепления.

В насосах обычно применяются шестерни с малым числом зубьев (наиболее часто в пределах от $z = 8$ до 14), так как шестерни с малым числом зубьев и большим модулем имеют значительно меньший габарит, чем шестерни с большим числом зубьев и малым модулем, обеспечивающие ту же производительность. Действительно, производительность насоса

(приближённая формула) пропорциональна квадрату модуля *m* и почти первой степени числа зубьев *z*.

$$Q_m = 2\pi bnm^2\left(z + 1 + \sin^2\alpha\right), \qquad (11.2)$$

где *b* – ширина зуба шестерни, *мм*;

n – частота вращения, *об/мин*;

m – модуль зацепления, *мм*;

z – количество зубьев;

α – угол зацепления основной рейки, *град*.

С целью уменьшения запертого объёма выбирают такое соотношение размеров головки и ножки зуба, при котором остаточный объём (объем зазора между внешней поверхностью зуба и внутренней поверхностью впадины) переносимый из полости нагнетания в полость всасывания, был бы минимальный. Для этого радиальный зазор между вершиной одной шестерни и донышком впадины другой уменьшают во многих случаях до 0,05 модуля.

Ширина шестерни обычно не превышает девяти модулей:

$$b = (6...9)m. \qquad (11.3)$$

Практикой установлено, что отношение ширины *b* шестерни к диаметру её делительной окружности *d* в насосах высоких давлений составляет:

- для насосов с подшипниками качения – $\frac{b}{d} = 0,5...0,6$;
- для насосов с подшипниками скольжения – $\frac{b}{d} = 0,4...0,5$.

При меньших значениях этого отношения объёмный КПД насоса понижается, а при больших – затрудняется герметизация места контакта сцепляющихся зубьев. Поскольку ошибки изготовления по ширине зуба могут вызвать значительные утечки жидкости и снижение объёмного КПД за счёт межзубовых перетечек, целесообразно применять (в особенности при высоких требованиях к герметичности) шестерни небольшой ширины (в некоторых миниатюрных насосах доводится до 1,5-5 мм). При таких шестернях

деформации в зоне контакта зубьев, обусловленные высокими удельными нагрузками, способствуют обеспечению герметичности по линии зацепления зубьев.

Зная модуль зубчатого колеса и его делительный диаметр, определим число зубьев z:

$$z = \frac{d}{m}. \qquad (11.4)$$

11.1.2 Обоснование выбора системы корригирования профиля зуба

Шестерни с малым числом зубьев нежелательно применять в насосах с одинаковым числом зубьев нулевой передачи (нормальные колёса с некорригированным профилем), так как из условий устранения подреза при стандартном угле зацепления основной рейки $\alpha_0 = 20°$ теоретическое число зубьев равно 17, а практическое – $z_{\min} = 14$. Так как речь идёт о передаче с двумя одинаковыми шестернями с малыми числами зубьев z (от 8 до 14), то рациональнее всего применение положительной передачи (корригирование колёс с положительным смещением). Радиусы кривизны профилей зубьев у положительной передачи больше, чем у нулевой и отрицательной передач, и, таким образом, эти зубья более надёжны с точки зрения сопротивлений смятию и износу.

В положительной передаче толщина зуба у основания увеличена, прочность зуба является достаточной, несмотря на уменьшенный радиус сопряжения профиля со впадиной и связанный с этим увеличенный коэффициент концентрации напряжений.

Степень перекрытия ε_γ положительной передачи меньше, чем нулевой (при одинаковых углах зацепления передачи), что также является преимуществом для зубчатой передачи, применяемой в насосах, так как большая продолжительность зацепления приводит к резкому усилению вредного влияния запираемой во впадинах зубьев жидкости. Это преимущество

подтверждается формулой, которая доказывает, что вытесняемый защемлённый объём пропорционален величине $\left(\varepsilon_\gamma - 1\right)^2$:

$$q_в = \frac{b}{r_b} \cdot \frac{p_{bt}^3}{4}\left(\varepsilon_\gamma - 1\right)^2, \qquad (11.5)$$

где r_b – радиус основной окружности зубчатого колеса, *мм*;

p_{bt} – основной шаг, *мм*.

А согласно формуле (4.5) максимальная мгновенная подача жидкости из защемлённого объёма $\left(\frac{dq_в}{dt}\right)_{\max}$ пропорциональна величине $\left(\varepsilon_\gamma - 1\right)$:

$$\left(\frac{dq_в}{dt}\right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 \left(\varepsilon_\gamma - 1\right), \qquad (11.6)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость зубчатого колеса, *рад/с*.

Это различие в требованиях к зацеплению является одной из специфических особенностей шестерён, применяемых в насосах.

Уменьшение степени перекрытия желательно даже при наличии разгрузочных устройств, так как ограниченность размеров разгрузочных канавок не позволяет снизить скорость выталкиваемой жидкости до малой величины. Поэтому наряду с другими мерами борьбы с вредным влиянием защемлённого объёма необходимо стремиться к уменьшению степени перекрытия зубчатой передачи.

Учитывая преимущества такой коррекции профиля зуба, величина положительного смещения должна быть выбрана больше величины, диктуемой условиями устранения подрезания профиля. Увеличение профильного

смещения приведёт к увеличению угла зацепления передачи и к увеличению радиусов кривизны профилей зубьев, что благоприятно скажется на их контактной прочности.

К недостаткам такого типа коррекции профиля зуба относятся уменьшение радиуса перехода от профиля зуба ко впадине и уменьшение толщины зуба по окружности головок.

Первый фактор обычно не является решающим, так как изгибная прочность зубьев шестерён достаточно велика. Величина же толщины зуба по окружности головок s_a должна быть гарантированной, и не менее *0,2m*.

Все перечисленные требования хорошо удовлетворяются в разработанной советским учёным Юдиным Е.М. Аналогично принятой в британском стандарте, согласно которой действительное межосевое расстояние a_w принято равным расстоянию, соответствующему числу зубьев на единицу больше действительного числа, то есть:

$$a_w = m(z+1). \tag{11.7}$$

Но так как делительное межосевое расстояние *a* зубчатой передачи равно:

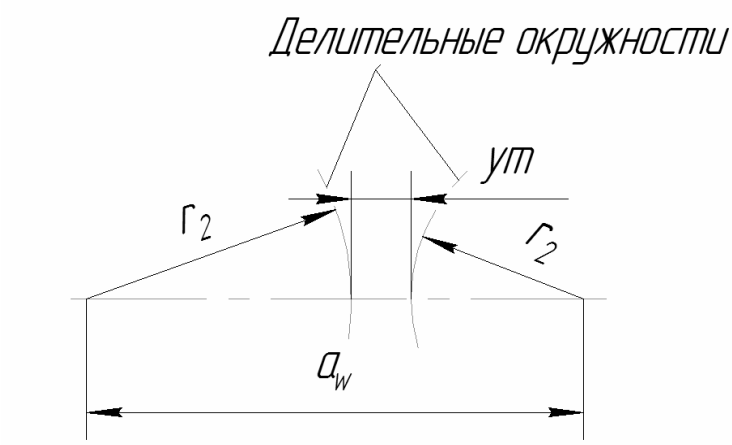
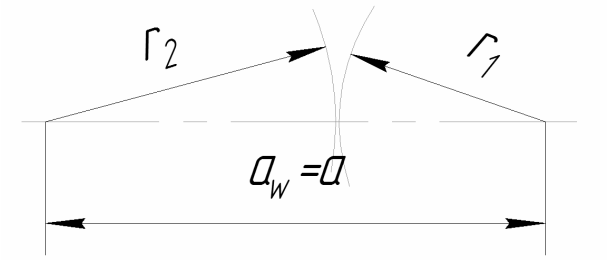
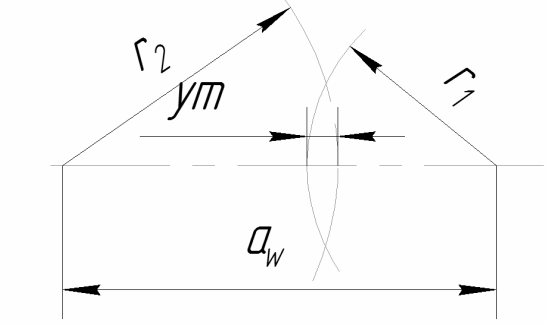
$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2\cos\beta} = \frac{d_1 + d_2}{2\cos 0°} = d = mz, \tag{11.8}$$

то суммарный коэффициент воспринимаемого смещения передачи *y*, характеризующий в долях модуля, насколько раздвинуты оси колёс (или расстояние по линии центров между делительными окружностями колёс) равен:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{m(z+1) - mz}{m} = 1, \tag{11.9}$$

где β – угол наклона линии зуба рейки, *град*.

Таблица 11.1 – Типа передач

Положительная передача		$a_w > a$ $\alpha_{tw} > \alpha$ $x > 0$
Нулевая передача		$a_w = a$ $\alpha_{tw} = \alpha$ $x = 0$
Отрицательная передача		$a_w < a$ $\alpha_{tw} < \alpha$ $x < 0$

Выбор этой величины смещения, помимо указанных преимуществ, обладает тем достоинством, что обеспечивает стандартные расстояния между осями шестерён. Кроме того, эта система удобна для пользования и проста. В частности, все выведенные формулы для нулевых колёс остаются в силе и для принятой системы положительных колёс, но вместо действительного числа зубьев нужно в эти формулы подставлять число зубьев на единицу больше.

Ряд параметров исходного контура эвольвентного зубчатого колеса определяется в соответствии со стандартом ГОСТ 13755-81.

В курсовой работе угол зацепления рейки принимаем стандартным: $\alpha = 20°$. Так как передача прямозубая, то нормальное и торцовое сечения зубчатого колеса совпадают и $\alpha_t = \alpha = 20°$.

11.1.3 Построение эвольвентного профиля зуба

Размеры зубьев с эвольвентным профилем определяют параметры, характеризующие положение любой точки эвольвенты. Эвольвента представляет собой развертку основной окружности диаметром *db* в виде траектории точки прямой, перекатывающейся без скольжения по этой окружности. Кривые, ограничивающие эвольвенту, – диаметр окружности вершин зубьев d_a и диаметр окружности впадин зубьев d_f. Перед непосредственным определением данных кривых, необходимо рассчитать параметры корригирования передачи и некоторые другие.

11.1.3.1 Определение параметров корригирования передачи, диаметров зубчатых колёс, высоты зуба, основного шага и коэффициента перекрытия передачи

Угол зацепления передачи α_{tw} (в общем виде):

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos\alpha_t\right). \qquad (11.10)$$

Для колёс, корригированных по предлагаемой системе ($y = 1$):

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(0{,}9397 \cdot \frac{z}{z+1}\right). \qquad (11.11)$$

Коэффициент суммы смещений выразим из следующего уравнения:

$$\text{inv}\ \alpha_{tw} = \frac{2x_\Sigma \cdot tg\alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv}\ \alpha_t; \qquad (11.12)$$

$$x_\Sigma = \frac{(\text{inv}\ \alpha_{tw} - \text{inv}\ \alpha_t)\cdot(z_1 + z_2)}{2 \cdot tg\alpha}. \qquad (11.13)$$

Тогда коэффициенты смещений исходных контуров зубчатых колёс x_1 и x_2, равных отношению величины смещения к модулю нарезаемых зубчатых колёс:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 2x_1 = 2x_2;$$

$$x_1 = x_2 = \frac{x_\Sigma}{2} = x \qquad (11.14)$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y \qquad (11.15)$$

Как видно из последней формулы, коэффициент суммы смещений x_Σ больше суммарного коэффициента воспринимаемого смещения передачи *y*. Это связано с тем, что если в положительной передаче смещение основной рейки взять равным $y \cdot m$ и, исходя из этой величины, определить диаметр колеса, то боковой зазор Δs будет значительно больше требуемого. Поэтому величина суммарного смещения $x_\Sigma \cdot m$ превышает величину $y \cdot m$.

Теперь можно определить кривые, необходимые для построения эвольвенты.

Начальный диаметр (согласно ГОСТ 16532-70):

$$d_w = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2a_w}{2} = a_w \text{, так как } u = \frac{z_2}{z_1} = 1, \qquad (11.16)$$

где *u* – передаточное число зубчатой передачи.

Диаметр основной окружности, развёртка которой и будет составлять эвольвенту, определяется по формуле:

$$d_b = mz \cdot \cos\alpha_t. \qquad (11.17)$$

Общая формула для определения диаметра вершин зубьев (согласно ГОСТ 16532-70):

$$d_a = d + 2\left(h_a^* + x - \Delta y\right)m, \qquad (11.18)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки

При выбранной системе корригирования профиля зуба применять реечный инструмент с коэффициентом высоты головки $h_a^* = 1$ нельзя, так как высота головки зуба была бы меньше модуля, и это привело бы к получению коэффициента перекрытия $\varepsilon_\gamma < 1$, что недопустимо. ГОСТ 16532-70 позволяет изменить величины диаметров окружностей головок d_a и впадин d_f в обоснованных случаях. Поэтому необходимо взять несколько модифицированный контур с величиной $h_a^* > 1$. Весьма удобным является выбор такой величины h_a^*, которая обеспечивает высоту головки зуба шестерни h_a равной модулю, то есть $\frac{h_a}{m} = 1$.

Задаваясь в соответствии с ГОСТ 13755-81 суммой коэффициентов высоты головки h_a^* и радиального зазора c^* равной 1,25, получим, что последний коэффициент равен $c^* = 0,25 - (x - 0,5)$. То есть в стандартном исходном контуре активная часть профиля увеличивается на величину $(x - 0,5)$, а переходная – уменьшается на ту же величину. Следовательно, при этих условиях:

$$d_a = m(z + 3). \qquad (11.19)$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_f = m\left[z - 2\left(h_a^* + c^* - x\right)\right] = m(z + 2x - 2,5). \qquad (11.20)$$

Практически получение профиля зуба методом обкатки при указанных коэффициентах легко осуществимо как при долблении, так и при шлифовании зуба.

Полная же высота зуба:

$$h = m\left[2,25 - (x - 0,5)\right] = m(2,75 - x). \qquad (11.21)$$

Шаг по нормали между двумя профилями зубьев остаётся постоянным по любой нормали (или по любой касательной к основной окружности) и равным длине дуги основной окружности между начальными точками этих эвольвент (основной шаг зубчатого колеса):

$$p_{bt} = \frac{2\pi r_b}{z} \quad (11.22)$$

Очень важным фактором в зубчатой передаче является коэффициент перекрытия зубчатой передачи ε_γ, характеризующий продолжительность зацепления, то есть число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. В эвольвентном зацеплении коэффициент перекрытия определяется как частное от деления длины рабочего участка линии зацепления на шаг по основной окружности (рабочим участком линии зацепления называется часть общей касательной к основным окружностям сцепляющихся колёс, заключённая между окружностями головок). При $z_1 = z_2 = z$:

$$\varepsilon_\gamma = \frac{2\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - a_w \cdot \sin\alpha_{tw}}{p_{bt}} \quad (11.23)$$

В общем машиностроении обычно стремятся к увеличению продолжительности зацепления, так как это связано с увеличением плавности зацепления и прочности зуба. С увеличением числа зубьев колеса продолжительность зацепления возрастает. Предельное значение коэффициента перекрытия для прямозубой внешней цилиндрической передачи получим при z1 и z2, стремящихся к бесконечности, то есть для предельного реечного зацепления.

Более высоких значений ε_γ добиваются в машиностроении применением косозубой передачи. Но в шестерённых насосах увеличение продолжительности зацепления отрицательно сказывается на работе передаче, как было упомянуто ранее.

Основные данные, необходимые для построения эвольвенты, получены. Теперь необходимо получить уравнение эвольвенты в полярных координатах.

11.1.3.2 Эвольвентная функция угла

Уравнение представляется двумя параметрами: текущим радиус-вектором и эвольвентной функцией угла – разности между тангенсом угла эвольвенты и его величиной. Причём расчёт эвольвентной функции ведётся строго в радианах (1 радиан составляет 57,3°). Эта функция называется инволютой угла и выражается следующей зависимостью:

$$\text{inv}\ \alpha' = tg\alpha' - \alpha' . \qquad (11.24)$$

Для определения инволюты угла $\text{inv}\ \alpha'$ необходимо задаться углом профиля зуба α' в торцовом сечении. Последовательно задаваясь различными значениями эвольвентного угла (с определённым шагом в градусах), получим значения текущего радиус-вектора для конкретного угла от значения данного угла $R(\alpha')$:

$$R = \frac{0{,}5 \cdot d_b}{\cos\alpha'} . \qquad (11.25)$$

Стоит отметить, что в последней формуле тригонометрическая функция $\cos\alpha'$ рассчитывается при значении α' в радианах, а не в градусах.

Расчёт по формулам (11.24) и (11.25) нужно вести до тех пор, пока значение *R* не выйдет за границы допустимого диапазона – $d_b \le R \le d_a$.

Из свойств эвольвенты известно, что угол профиля зуба на делительном диаметре равен углу эвольвенты на этом же диаметре. Поэтому в качестве начального значения эвольвентного угла можно принять $\alpha' = 20°$ (так как $\alpha_t = \alpha = 20°$).

Полученные значения инволюты угла и текущего радиус-вектора задают координаты точек эвольвенты относительно центра строящегося колеса.

Построение эвольвенты происходит следующим образом: вычерчиваются основная окружность с диаметром d_b, делительная окружность диаметром d, а также окружности с диаметрами d_a и d_f. Затем откладывается эвольвентный угол φ' ($\varphi' = \text{inv}\ \alpha' \cdot 57{,}3°$), и из центра концентрических окружностей

проводится текущий радиус-вектор, соответствующий данному эвольвентному углу. Повторяя данную операцию необходимое количество раз, получаем точки, принадлежащие эвольвенте, соединив которые, и получим искомую кривую. Соответственно, чем больше количество точек будет рассчитано, тем точнее будет построена кривая. Результат построений представлен на рисунке 11.1.

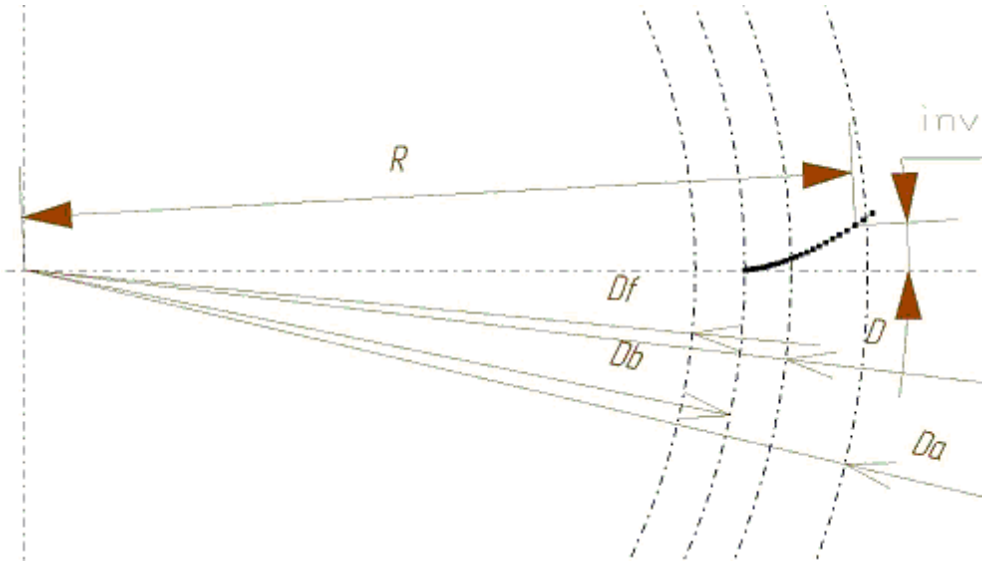


Рисунок 11.1 – Схема построения эвольвенты

Эвольвента ограничивается рассчитанными ранее диаметром вершин зубьев d_a и диаметром основной окружности d_b. Для построения всего профиля зуба необходимо знать толщину зуба хотя бы по одной из окружностей: делительной, начальной или окружности вершин зубьев. Перед непосредственным расчётом толщин зубьев необходимо определить несколько вспомогательных геометрических параметров.

11.1.3.3 Определение некоторых размеров эвольвентного профиля

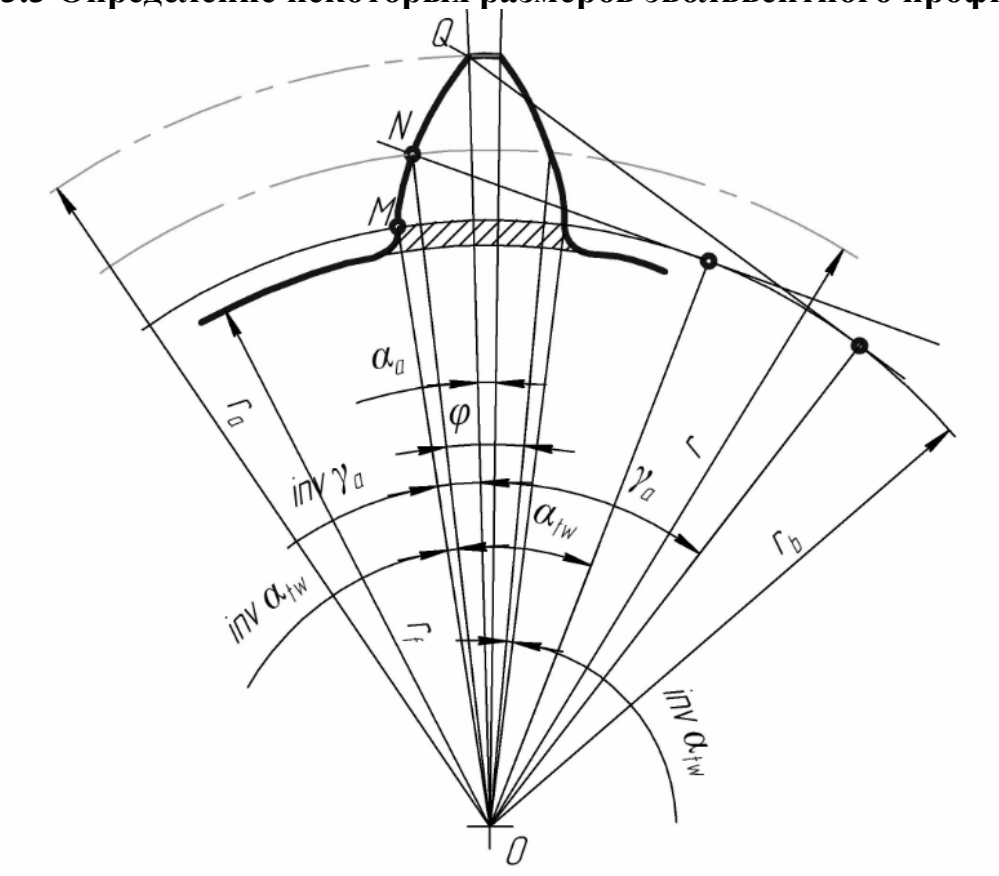


Рисунок 11.2 – Профиль зуба и эвольвентные углы

Угол между радиус-вектором OQ (рисунок 11.2), проведённым в конечную точку эвольвенты Q, и радиусом начальной точки OM равен $\text{inv}\,\gamma_a$. Этот угол γ_a, угол вершины эвольвенты, определяется из равенства:

$$\gamma_a = \arccos\frac{r_b}{r_a} = \arccos\frac{d_b}{d_a}. \qquad (11.26)$$

Аналогично определяется значение угла эвольвенты на делительном диаметре:

$$\gamma = \arccos\frac{r_b}{r} = \arccos\frac{d_b}{d}. \qquad (11.27)$$

В свою очередь:

$$\cos\alpha_t = \frac{d_b}{d}. \qquad (11.28)$$

Значит, на делительном диаметре $\gamma = \alpha_t$, что является свойством делительного диаметра, о чём было упомянуто ранее.

В общем машиностроении величина бокового зазора между профилями зубьев (рисунок 11.3) выбирается из условий компенсации неточностей изготовления и сборки, а также расширения при нагревании.

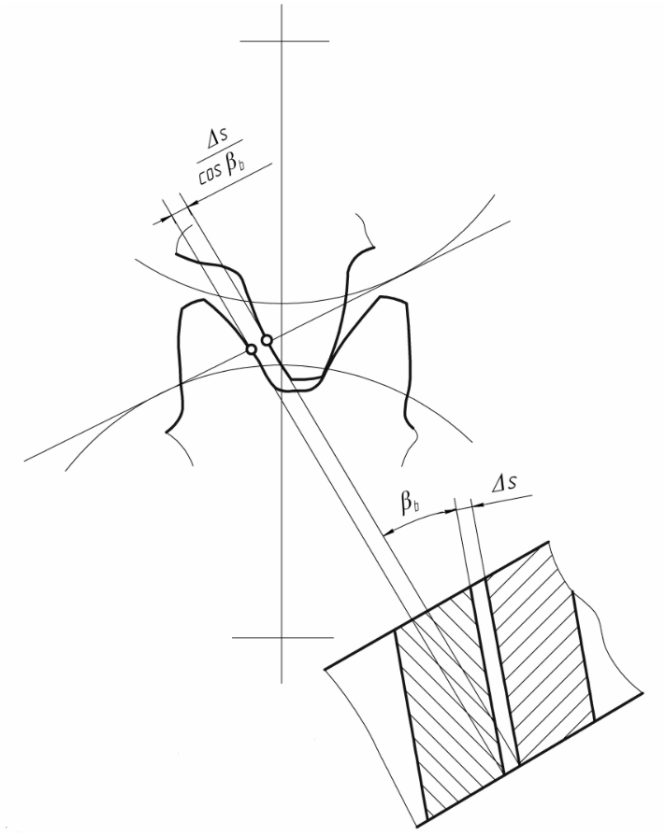


Рисунок 11.3 – Боковой зазор между профилями зубьев в передаче

В рассматриваемых нами передачах, применяемых для насосов, боковой зазор выбирается обычно значительно большей величины, облегчающей условия перетекания жидкости из одной части защемлённого объёма в другую. Это вторая специфическая особенность шестерён, применяемых в насосах. Поэтому рекомендуется значительный боковой зазор, равный:

$$\Delta s = 0,08m. \qquad (11.29)$$

Центральный угол φ, соответствующий дуге зуба по начальной окружности, равен π/z при беззазорном зацеплении. В действительности же

между зубьями имеется боковой зазор, величина которого по дуге начальной окружности равна Δs. Следовательно:

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{2r_\omega}. \tag{11.30}$$

Применительно к нашему случаю:

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)}. \tag{11.31}$$

В общем случае, толщина зуба s_x по дуге радиуса r_x равна:

$$s_x = r_x \cdot \varphi_x = r_x\left(\frac{s}{r} + 2 \cdot \text{inv}\ \alpha_{tw} - 2 \cdot \text{inv}\ \alpha_x\right), \tag{11.32}$$

где s – известная толщина зуба на известном радиусе r;

$\text{inv}\ \alpha_x$ – инволюта угла эвольвенты на радиусе r_x.

Тогда толщина зуба по делительной окружности:

$$s = d\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw} - \text{inv}\ \alpha_t\right). \tag{11.33}$$

Формула для определения толщины зуба по начальной окружности в общем виде:

$$s_w = m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{tw}} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}. \tag{11.34}$$

Применительно к нашему случаю:

$$s_w = r_w \cdot \varphi = \frac{m(z+1)}{2} \cdot \left[\frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)}\right] = m\frac{z+1}{z} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}. \tag{11.35}$$

Толщина зуба у вершины:

$$s_a = d_a\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw} - \text{inv}\ \gamma_a\right). \tag{11.36}$$

Полученные толщины зуба на различных диаметрах позволяют построить законченный профиль зуба (рисунок 11.4).

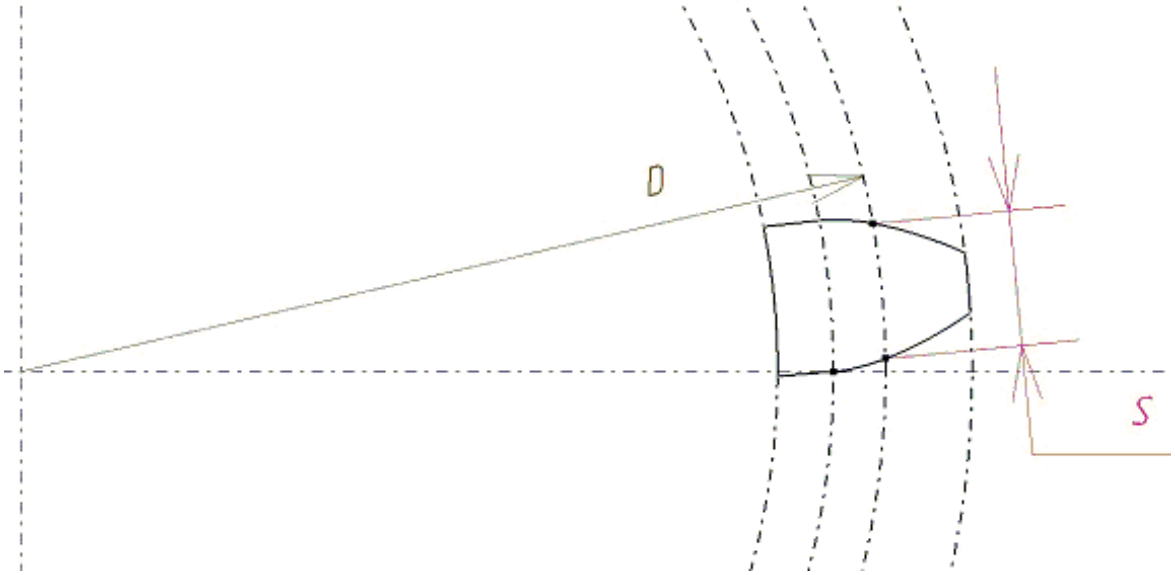


Рисунок 11.4 – Схема построения эвольвентного профиля зуба

Таким образом, построен эвольвентный профиль зуба с заданными исходными данными.

11.1.4 Определение площадей зуба и впадины

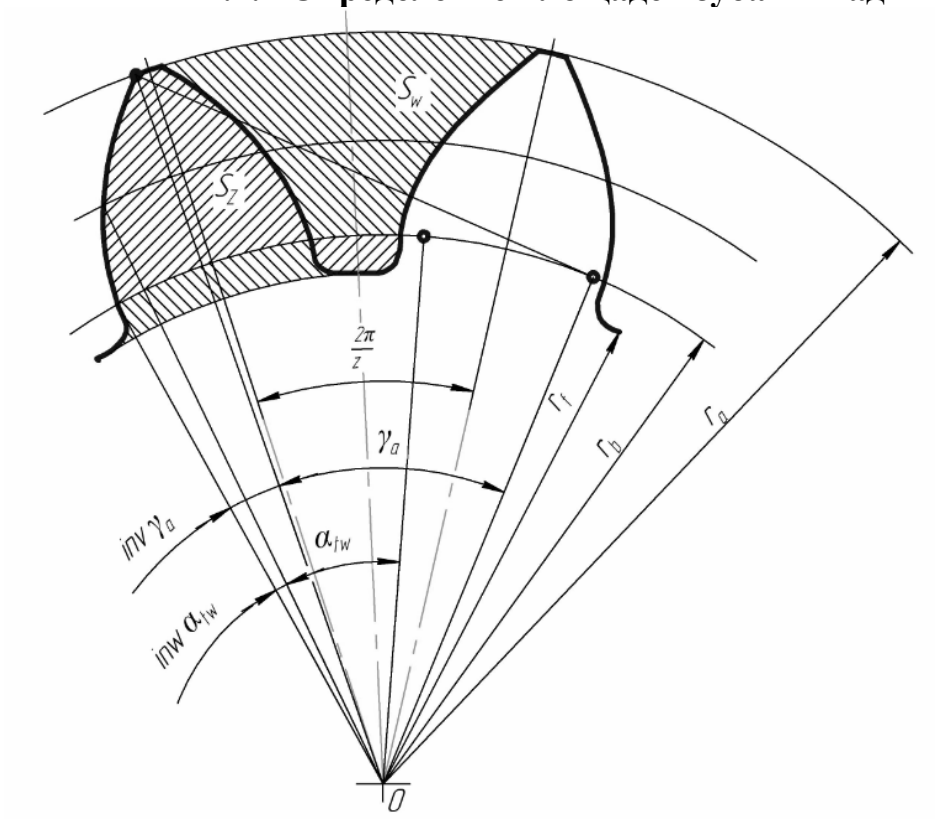


Рисунок 11.5 – Площади зуба и впадины

Площадь зуба (рисунок 11.5), ограниченная эвольвентным профилем и основной окружностью:

$$S_z = r_b^2\left[\frac{\left(\gamma_a + \text{inv}\ \gamma_a\right)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)\right] + r_a^2\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw} - \text{inv}\ \gamma_a\right). \quad (11.37)$$

Полную площадь зуба S_z' можно определить, прибавляя к найденной площади S_z дополнительную площадь ΔS_z между основной окружностью и окружностью впадин (без учёта закруглений):

$$S_z' = S_z + \Delta S_z, \quad (11.38)$$

где $\Delta S_z = \left(r_b^2 - r_f^2\right)\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)$.

В результате получим:

$$S_z' = r_b^2 \cdot \frac{\left(\gamma_a + \text{inv}\ \gamma_a\right)^3}{3} + r_a^2\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw} - \text{inv}\ \gamma_a\right) - r_f^2\left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right). \quad (11.39)$$

Площадь впадины (до основной окружности) можно определить, если из площади, ограниченной двумя эквидистантными профилями соседних зубьев, вычесть площадь S_z:

$$S_w = r_a^2\left[\frac{\pi}{z} + \text{inv}\ \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)\right] - r_b^2\left[\frac{\left(\gamma_a + \text{inv}\ \gamma_a\right)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)\right]. \quad (11.40)$$

Аналогично площади зуба полная площадь впадины, включая вредное пространство, то есть пространство до окружности впадин, определяется из равенства:

$$S_w' = r_a^2\left[\frac{\pi}{z} + \text{inv}\ \gamma_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)\right] - r_b^2\frac{\left(\gamma_a + \text{inv}\ \gamma_a\right)^3}{3} - r_f^2\left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv}\ \alpha_{tw}\right)\right]. \quad (11.41)$$

11.2 Определение производительности насоса

По заданной действительной (эффективной) подаче $Q_д$ определяется теоретическая (расчётная) подача Q_m:

$$Q_m = \frac{Q_д}{\eta_{об}}. \quad (11.42)$$

Исходя из заданной частоты вращения n, определяют рабочий объём насоса q:

$$q = \frac{Q_m}{n}. \qquad (11.43)$$

Удельная теоретическая производительность насоса на 1 оборот и 1 мм ширины зуба:

$$q' = \frac{Q_m}{bn}. \qquad (11.44)$$

Средний теоретический крутящий момент насоса:

$$M_{ср.} = pb\left(r_a^2 - r^2 - \frac{p_{bt}^2}{12}\right), \qquad (11.45)$$

где $p = p_{нагн.} - p_{вс.}$ – избыточное давления нагнетания, *МПа*.

В свою очередь, давление всасывания $p_{вс.}$ определяется из условия бескавитационного режима работы насоса. Это условие сводится к тому, чтобы давление на входе в насос превышало упругость паров рабочей жидкости на величину кавитационного запаса (0,03 *МПа*):

$$p_{вс.} = p_n + 0,03, \qquad (11.46)$$

где p_n - упругость паров топлива при температуре t °С;

Значения упругости паров различных видов топлива представлены в таблице 11.2.

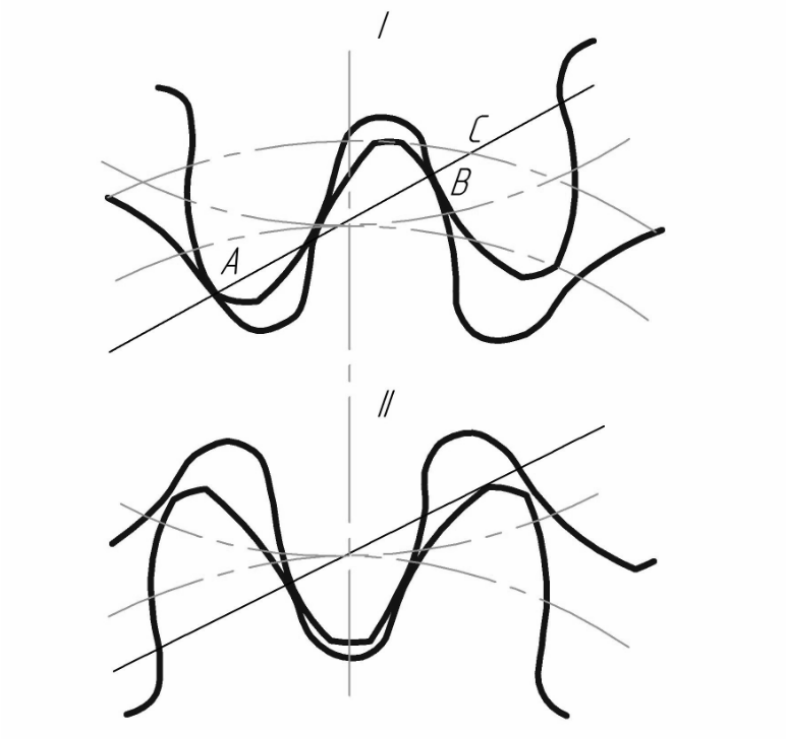
Таблица 11.2 - Свойства жидких компонентов топлива

Компонент	окислители						горючие					
	жидкий кислород	азотная кислота	перекись водорода	озон	четырех-окись азота	фтор	жидкий водород	керосин	этиловый спирт	томка	НДМГ	гидразин
Плотность $\rho, \frac{кг}{м^3}$	1140	1500	1350	1460	1450	1510	70	800	780	840	780	1010
Кинематическая вязкость $V, \frac{м^2}{с}$	При 90К $0,76x10^{-6}$	При 270К $1,33x10^{-6}$	При 290К $0,96x10^{-6}$	При 93К $1,06x10^{-6}$		При 85К $0,17x10^{-6}$		При 288К $2,00x10^{-6}$	При 293К $1,77x10^{-6}$	При 288К $2,7x10^{-6}$	При 253К $1,85x10^{-6}$	При 283К $1,1x10^{-6}$
Давление упругости паров $p_н$, кПа	При 63К – 10, при 253К - 1000	При 273 К -4,2, при 423 К -73,2	При 273К - 0,1 при 423К - 100	При 113К - 0,1 при 273К – 10 000	При 193К – 10, при 293К - 100		При 20К – 55, при 30К - 800	При 313К - 2,7	При 293К - 5,5	При 293К - 2,7	При 298К - 20,9	При 298К - 2,67

Кавитационный запас можно найти путём снятия кавитационной характеристики качающего узла, которая строится обычно в виде $Q = Q(p_{вс.})$ для постоянного числа оборотов и постоянного давления нагнетания.

Так как степень перекрытия ε_γ больше единицы, то в момент вступления в зацепление новой пары зубьев предыдущая пара ещё не вышла из зацепления. До выхода из зацепления предыдущей пары зубьев между точками зацепления получается замкнутый объём жидкости.

При отсутствии в шестерённом насосе специальных разгрузочных устройств, сообщающих этот защемлённый объём с линией всасывания или линией нагнетания насоса, за период уменьшения этого объёма произойдёт резкое увеличение давления в этой полости, так как жидкость практические несжимаема, и выталкивание её через торцовые зазоры, представляющие весьма значительные сопротивления. Возникающее значительное повышение давления оказывает вредное влияние на работу качающего узла в связи с создаваемыми большими нагрузками на шестерни, приводящими к износу зуба и перегрузке подшипников. Процесс образования замкнутого объёма можно проследить на рисунке 11.6 (зацепление шестерён в плоскости, перпендикулярной оси зуба).



I - начало зацепления

II – положение минимального запертого объёма

Рисунок 11.6 – Образование запертого объёма при беззазорном зацеплении:

Весь защемлённый объём жидкости разбивается на две части, причём нужно рассматривать изменение объёма жидкости, заключённого между точкой зацепления и точкой контакта нерабочей стороны профиля зуба. Этот объём будет уменьшаться от начала зацепления в точке А и до момента совпадения оси впадины ведущей шестерни с осью сопряжённого зуба ведомой шестерни.

Минимальное значение полного запертого объёма:

$$V'_{\min} = 2b\left\{r_b^2\left[\frac{\pi}{z}\left(tg^2\alpha_{tw}+\frac{\pi^2}{3z^2}+1\right)-\frac{\left(\gamma_a+\text{inv }\gamma_a\right)^3}{3}\right]-r_a^2\left(\frac{\varphi}{2}+\text{inv }\alpha_{tw}-\text{inv }\gamma_a\right)-\right.$$
$$\left.-r_f^2\left[\frac{\pi}{z}-\left(\frac{\varphi}{2}+\text{inv }\alpha_{tw}\right)\right]\right\} \qquad (11.47)$$

Максимальный мгновенный расход жидкости, выталкиваемый из запертого объёма (по ширине одного зуба) в момент начала его образования:

$$\left(\frac{dq_в}{dt}\right)_{\max} = \omega b p_{bt}^2 \left(\varepsilon_\gamma - 1\right) \qquad (11.48)$$

Для получения данной величины в *л/мин* необходимо будет домножить полученное значение на 10-6.

Степень неравномерности подачи (пульсацию подачи) определяют как отношение разности между максимальной и минимальной подачами к средней подаче. Для нашего случая ($y = 1$):

$$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4\left(z + 2\right)} \qquad (11.49)$$

11.3 Подпятник, разгрузочные канавки и их расчёт

Правильный выбор разгрузочных окон (канавок) очень важен для эффективной борьбы с вредным действием давления запираемого объёма жидкости.

Обычно размеры канавок выбираются ориентировочно. Ниже приводится пример профиля канавки, приемлемый как для некорригированных, так и для корригированных шестерён.

При проектировании исходим из того, что канавка должна сообщаться с нагнетательной полостью только до момента расположения точек касания относительно полюса, то есть на расстоянии от него, равном $\frac{p_{bt}}{2}$.

Разгрузочные устройства при разобщении их с камерой нагнетания в момент совпадения впадины ведущей шестерни с линией центров шестерён (что соответствует минимальному запертому объёму) приводят к утечкам и снижению объёмного КПД.

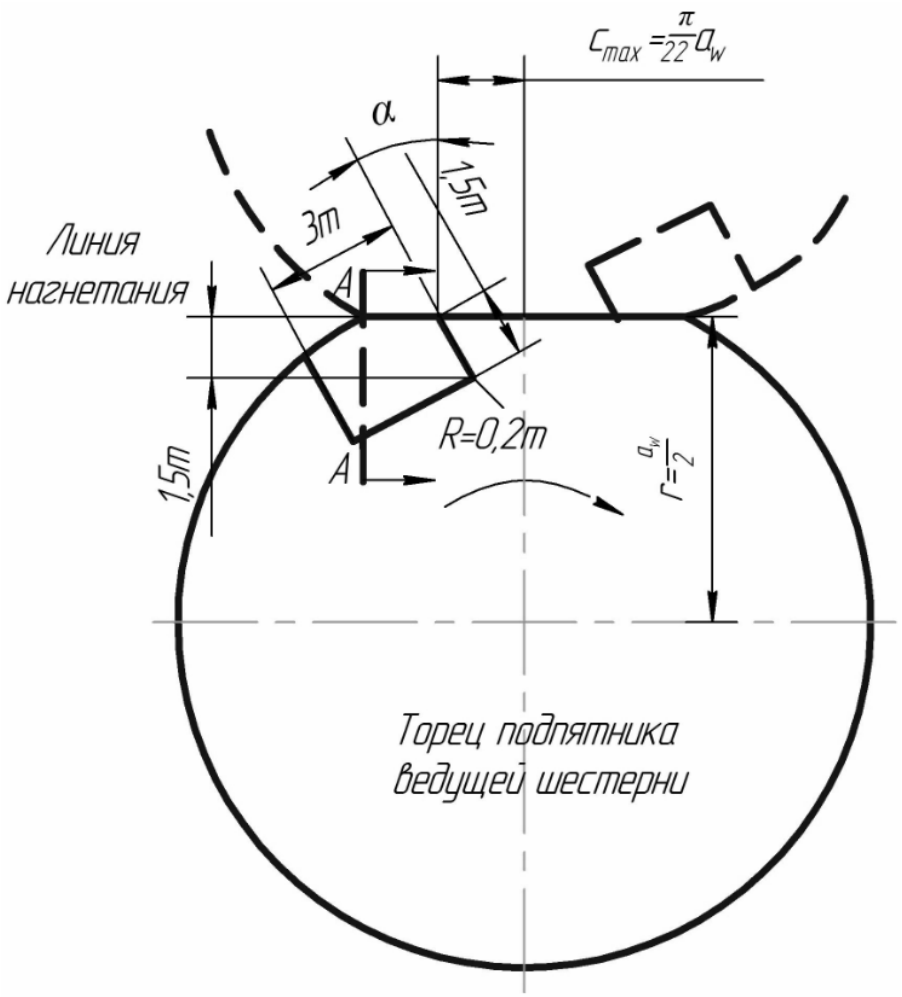


Рисунок 11.7 – Геометрия подпятника и разгрузочной канавки

На рисунке 11.7 изображён торец расточки корпуса и торец подпятника, если таковой предусмотрен конструкцией насоса.

Координата *cmax* (расстояние от оси до начала разгрузочной канавки) определяется из уравнения:

$$c_{\max} = \frac{\pi}{2z} \cdot a_w \,. \tag{11.50}$$

Ширина разгрузочной канавки:

$$b_{канав.} \approx m \,. \tag{11.51}$$

Глубина разгрузочной канавки:

$$y_{канав.} \cong 3 \cdot 10^{-5} bmn\left(\varepsilon_\gamma - 1\right) \,. \tag{11.52}$$

Канавки целесообразно делать на обоих торцах, как и принято в настоящем расчёте. Так как для насосов большой производительности величина

$y_{канав.}$ получается большой, то и конструктивно проще делать глубину на каждому торце, чем удвоенную глубину на одном из них.

Объём жидкости, вытесняемый из запертого объёма через разгрузочную канавку $q_в$:

$$q_в = \frac{\pi b}{2z} \cdot p_{bt}^2 \left(\varepsilon_\gamma - 1\right)^2 . \qquad (11.53)$$

11.4 Расчёт корпуса насоса

Расчёт корпуса насоса сводится к определению сечений каналов на линиях всасывания и нагнетания и к расчёту на прочность стенок корпуса.

Если к насосу предъявляется требование о возможности реверсивной работы, то камеры нагнетания и всасывания должны быть конструктивно одинаковыми. При отсутствии такого требования камера всасывания по условиям улучшения заполнения впадин делается значительно шире, чем окно нагнетания.

На рисунке 4.8 размер окна нагнетания определяется углом β2. Угол β1, определяющий размеры камеры всасывания, принимается в пределах 45-90°. По условиям улучшения входа и обеспечения бескавитационной работы следует стремиться к верхнему пределу значения β1. Однако для шестерен с малым числом зубьев и высоким давлением нагнетания угол β1 = 90° может оказаться слишком большим с точки зрения размеров уплотняющей дуги.

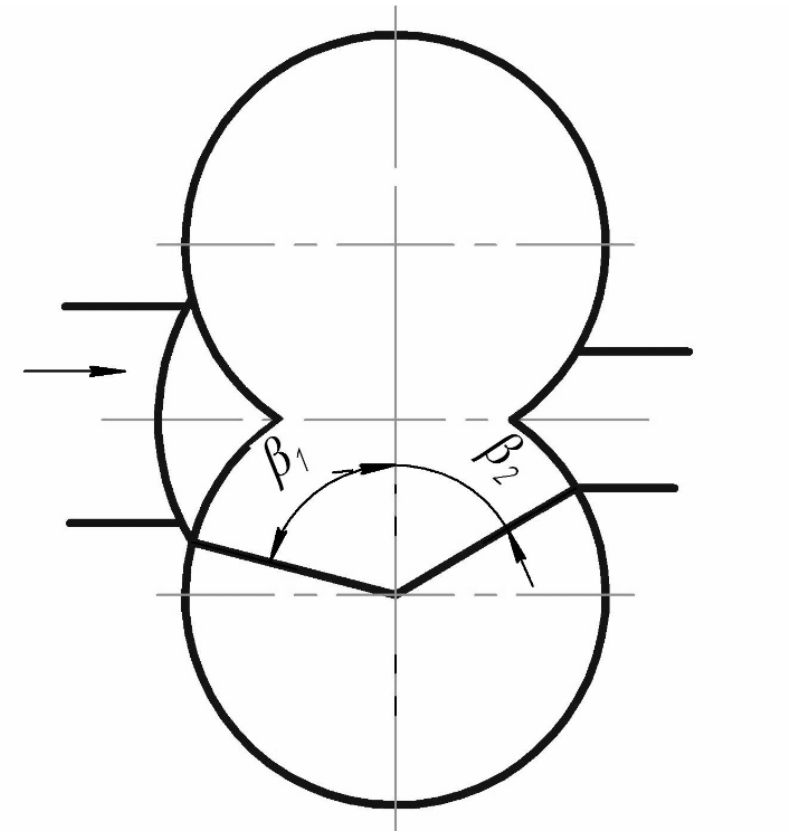


Рисунок 11.8 – Конфигурация окон камер всасывания и нагнетания

Площади сечений окон всасывания и нагнетания выбираются из условий непревышения допустимых скоростей течения жидкости, которые можно считать следующими: для обычных насосов без подкачки на всасывании – $v \le 2\ м/с$, а на нагнетании – $v \le 6\ м/с$.

Напряжения в стенках корпуса имеют максимальное значение на внутренней поверхности и могут быть определены по формуле Ляме:

$$\sigma = p'_{нагн.} \frac{D^2_{корп.} + d^2_a}{D^2_{корп.} - d^2_a}, \qquad (11.54)$$

где *Dкорп.* – наружный диаметр корпуса;

da – наружный диаметр шестерен или диаметр расточки корпуса;

$p'_{нагн.}$ – максимальное давление нагнетания, на которое производится статическое испытание корпуса и которое превышает рабочее давление нагнетания в 1,5-2 раза.

Для алюминиевого литья полученное значение σ не должно превышать 50 *МПа*, а для чугунного – 70 *МПа*.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Галеева Р.А., Сунарчин Р.А. Объемные гидромашины: Учебное пособие. - Уфа: изд. Уфимского ордена Ленина авиационного института им. Серго Орджоникидзе, 1984. - 174 с.
2. Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке. Труды международной научно-технической конференции. 4-6 июня 2003 г. – СПб ГПУ, 2003.-424 с.
3. Бэтчелор Д. Введение в динамику жидкости. – М.: Мир, 1973. - 758 с.