

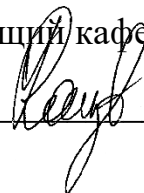
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт *горного дела и строительства*
Кафедра «Геотехнологии и строительство подземных сооружений»

Утверждено на заседании кафедры
«Геотехнологии и строительство подзем-
ных сооружений»
«24» января 2023 г., протокол № 6

Заведующий кафедрой

_____ Н.М. Качурин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по проведению лабораторных работ
по дисциплине (модулю)
«Сооружение и ремонт насосных и компрессорных станций»

основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки
21.03.01 Нефтегазовое дело

с направленностью (профилем)
Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти,
газа и продуктов переработки

Форма обучения: очная

Идентификационный номер образовательной программы: 210301-01-23

Тула 2023 год

Разработчики методических указаний

Демин В.К., доц., к.т.н., доц.

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

Сарычев В.И., проф., д-р техн. наук, доц.

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

СОДЕРЖАНИЕ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. Конструкции и принцип действия одноступенчатых лопастных насосов	5
1. Цель и задачи лабораторной работы	5
2. Основные теоретические положения	5
2.1. Схема насосной установки и режимные параметры насоса	5
2.2. Классификация и назначение одноступенчатых центробежных насосов	7
2.3. Конструктивные особенности элементов одноступенчатых цен- тробежных насосов	8
2.4. Конструкции и принцип работы одноступенчатых лопастных насосов	12
3. Оформление отчетной документации	16
4. Контрольные вопросы	16
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. Конструкции и принцип действия поршневых насосов	18
1. Цель и задачи лабораторной работы	18
2. Основные теоретические положения	18
3. Оформление отчетной документации	23
4. Контрольные вопросы	23
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. Изучение конструкций и принципов расчета объемной производительности шестеренных насосов	24
1. Цель и задачи лабораторной работы	24
2. Основные теоретические положения	24
2.1. Схемы работы шестеренного насоса с внешним и внутренним зацеплением	24
2.2. Расчетная подача насоса	26
3. Оформление отчетной документации	29
4. Контрольные вопросы	29
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. Изучение конструкций и расчетной модели параметров радиальных аксиально-поршневых насосов	30
1. Цель и задачи лабораторной работы	30
2. Основные теоретические положения	30
2.1. Роторные аксиально-поршневые насосы	30
2.2. Кинематика и динамика аксиально-поршневых машин	34
2.3. Силы инерции, действующие на поршень	36
2.4. Средняя подача насоса	37
2.5. Роторно-поршневые (поршеньковые) насосы и гидродвигатели ..	39
3. Оформление отчетной документации	43
4. Контрольные вопросы	43
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5. Изучение конструкций роторно- пластинчатых насосов	44
1. Цель и задачи лабораторной работы	44

2. Основные теоретические положения	44
3. Оформление отчетной документации	47
4. Контрольные вопросы	48
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. Изучение конструкций вихревых насосов	49
1. Цель и задачи лабораторной работы	49
2. Основные теоретические положения	49
2.1. Конструкции и принципы действия вихревых насосов	49
2.2. Характеристики вихревых насосов	51
2.3. Поиск вихревого насоса и уход за ним	52
2.4. Возможные неполадки в работе насоса и способы их устранения	53
3. Оформление отчетной документации	54
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7. Изучение конструкций и принципа работы перекачных насосов	55
1. Цель и задачи лабораторной работы	55
2. Основные теоретические положения	55
2.1. Обозначение, классификация и назначение винтовых насосов ...	55
2.2. Конструкция и принцип работы одновинтового насоса	55
3. Оформление отчетной документации	57
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	58

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. Конструкции и принцип действия одноступенчатых лопастных насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является изучение конструкции и принципа действия одноступенчатых лопастных насосов.

Задачами работы является ознакомление обучающихся со схемой насосной установки, режимными параметрами насоса, классификацией и назначением одноступенчатых центробежных насосов, конструктивными особенностями элементов насосов, конструкциями и принципом работы.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Схема насосной установки и режимные параметры насоса

Насосы являются одним из наиболее распространенных видов гидравлических машин, применяемых для водоснабжения и водоотведения городов и поселков, промышленных и сельскохозяйственных предприятий, для перекачивания воды на электростанциях и химических заводах, в оросительных и отопительных системах, при осушении шахт и карьеров, разработке и транспортировке угля, торфа, песка и т.п. При производстве строительных работ широко применяется гидромеханизация – это подача бетона и строительных растворов к сооружениям, откачка воды из котлованов, водопонижение грунтов вблизи строительных площадок и пр. Лопастные гидромашинны находят широкое применение также и в других отраслях хозяйства.

Насосные установки любого назначения состоят из следующих элементов: насоса, всасывающего и нагнетательного трубопроводов, а также арматуры, предназначенной для запуска, остановки и регулирования режима работы насосного агрегата.

Схема и принцип действия насосной установки показаны на рис. 1. К насосу 7, приводимому в движение электродвигателем 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 12. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 2 по напорному трубопроводу 3.

На напорном трубопроводе имеется регулирующая задвижка 8, при помощи которой изменяется подача насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий возникновению обратного тока жидкости из напорного резервуара. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают монтажную задвижку 11, которую перекрывают при остановке или ремонте насоса. В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку 13, предохраняющую насос от загрязнений, и

обратный клапан 14, дающий возможность залить насос и подводящий трубопровод жидкостью перед пуском. Работа насоса контролируется по расходомеру 4, который измеряет подачу насоса, по манометру 5 и вакуумметру или манометру 9, дающим возможность определить напор насоса.

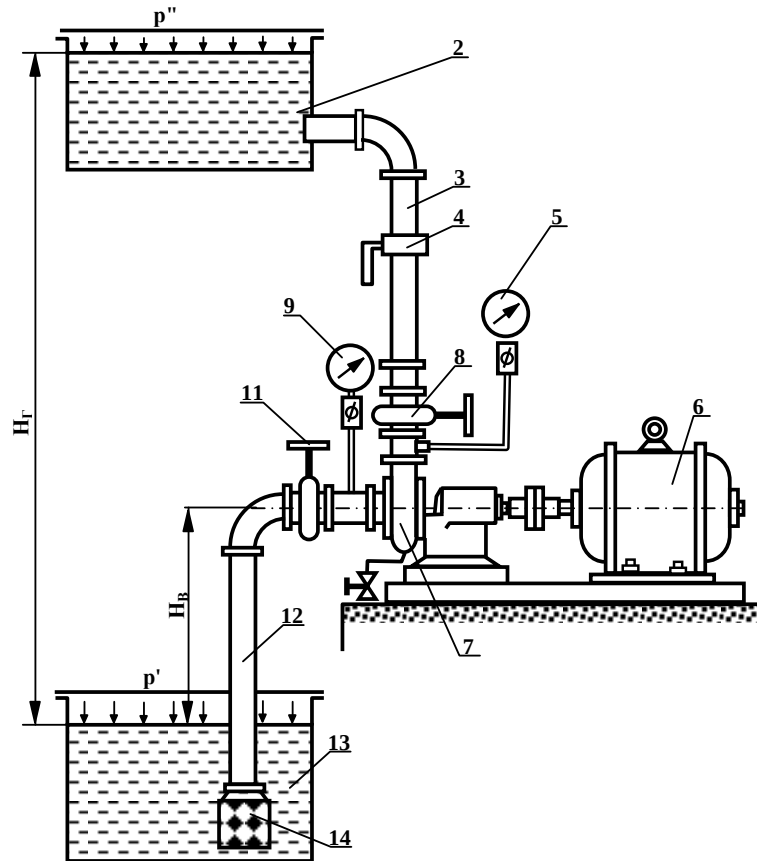


Рисунок 1 – Схема насосной установки

Техническими (режимными) параметрами насоса являются:

подача (производительность) Q - количество жидкости, перекачиваемой в единицу времени, $\text{м}^3/\text{с}$;

напор H - разность удельных энергий потока жидкости на выходе из насоса и на входе в него, т.е. весовое приращение удельной механической энергии потока жидкости, проходящей через гидромашину (весовое приращение энергии имеет размерность метров водяного столба и характеризует собой вертикальную высоту подъема жидкости с помощью насоса);

полезная мощность N - мощность, сообщаемая насосом потоку проходящей через него жидкости, кВт;

затрачиваемая (потребляемая) мощность $N_{\text{э}}$ - мощность на валу электродвигателя (привода насоса), кВт;

коэффициент полезного действия η - отношение полезной мощности к потребляемой мощности двигателя, %:

$$\eta = \frac{N}{N_{\text{э}}} \cdot 100. \quad (1)$$

2.2 Классификация и назначение одноступенчатых центробежных насосов

В промышленной теплоэнергетике, сельском хозяйстве, горнорудной и угольной промышленности применяются разнообразные по конструкции и техническим параметрам центробежные насосы. Это обусловлено многообразием эксплуатационных требований и различием характеристик перекачиваемых жидкостей и смесей.

По назначению центробежные насосы могут быть разделены на следующие группы:

- а) насосы для холодной чистой воды;
- б) насосы для горячей чистой воды;
- в) конденсатные;
- г) питательные;
- д) насосы для подачи смесей воды с твердыми частицами песка, глины, угля, земли и т.п.;
- е) насосы для кислотных сред.

По создаваемому напору насосы разделяются на:

- а) низконапорные (напор до 20 м);
- б) средненапорные (напор от 20 до 60 м);
- в) высоконапорные (напор более 60 м).

По креплению рабочего колеса на валу различают:

- а) консольные насосы, когда рабочее колесо посажено на конце вала, выступающего за опоры подшипников;
- б) центробежные одноступенчатые насосы с расположением рабочего колеса между опорными подшипниками.

По конструкции рабочих колес различают:

- а) колеса с открытыми изогнутыми и радиальными лопастями;
- б) колеса с полуоткрытыми лопастями;
- в) колеса с закрытыми лопастями;
- г) колеса с односторонним всасыванием;
- д) колеса с двусторонним всасыванием;
- е) колеса с разгрузочными лопатками на заднем диске от осевых усилий;
- ж) колеса с отверстиями в заднем диске для отвода утечек во внутреннюю полость колеса с целью снижения осевых усилий.

По размещению насоса относительно водоисточника различают: артезианские, шахтные подземные, поверхностные, устанавливаемые у водосборника, подвесные, встроенные в пульпопровод для транспортировки взвешенных частиц (намыва песка, откачки шлама или фекальных вод, земснаряды и т.п.).

2.3. Конструктивные особенности элементов одноступенчатых центробежных насосов

Основными конструктивными элементами одноступенчатых центробежных насосов (рис. 2) являются: рабочее колесо 3, вал 5 в подшипниках с деталями 2 и 4 для крепления рабочего колеса, корпус 1, сальниковые уплотнения 6 для предотвращения утечек жидкости в зазор между корпусом и валом, направляющий аппарат, всасывающий патрубок (подвод), напорный патрубок (отвод), муфта, стяжные и крепежные элементы 7.

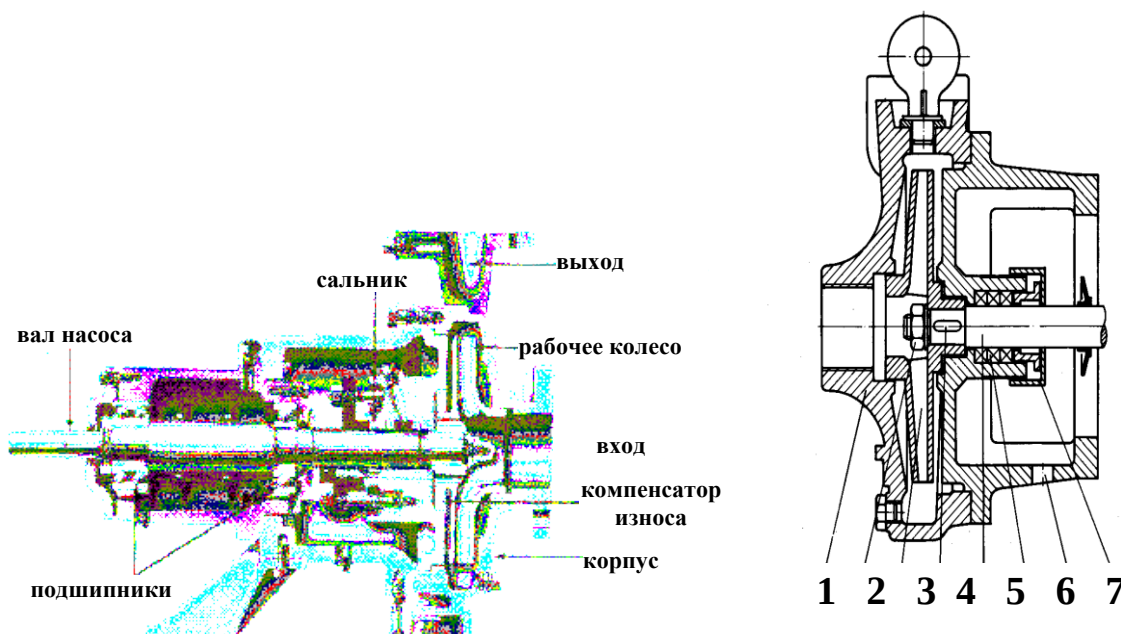


Рисунок 2 – Одноступенчатый центробежный насос

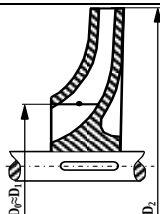
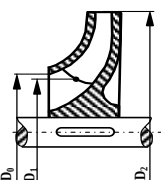
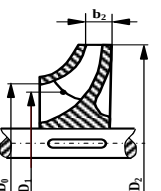
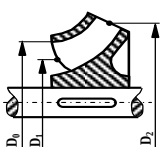
Рабочие колеса лопастных насосов характеризуются коэффициентом быстроходности n_s и подразделяются в общем случае на 7 типов. Применительно к центробежным насосам классификация рабочих колес представлена в табл. 1.

Общий вид рабочих колес показан на рис. 3.

Тихоходные насосы характеризуются более высоким напором и малой производительностью по сравнению с быстроходными и осевыми.

Насосы, обладающие низким коэффициентом быстроходности ($n_s < 300$), применяются в основном для перекачивания чистой воды. Рабочие колеса таких насосов имеют одно- или двухсторонний подвод жидкости (рис. 4), оснащены радиальными или изогнутыми (профильными) лопастями. При вращении колеса лопасти воздействуют на жидкость, заставляя ее перемещаться в направлении от оси колеса к его периферии, т.е. происходит преобразование механической энергии в энергию потока.

Таблица 1.1 - Классификация рабочих колес центробежных машин

Наименование параметра	Тип лопастных насосов			
	центробежные насосы			диагональные (полуосевые)
Значение коэффициента быстроходности	40÷80	80÷150	150÷300	300÷500
Эскиз сечения рабочего колеса				
Соотношение размеров колеса D_2/D_0	3,0÷2,0	2,0÷1,6	1,6÷1,4	1,2÷1,1
Форма лопаток	цилиндрическая	пространственная на выходе	пространственная	



ЗАКРЫТОЕ

ПОЛУОТКРЫТОЕ

ОТКРЫТОЕ

Рисунок 3 – Общий вид рабочих колес

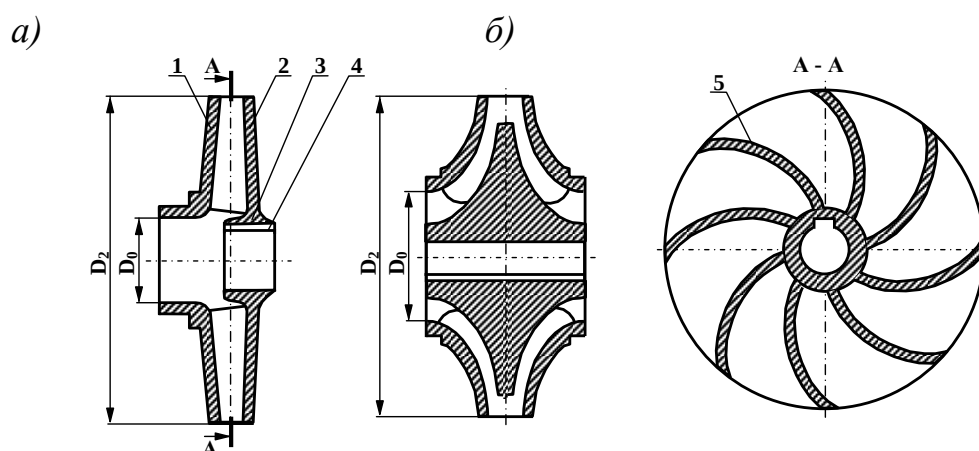


Рисунок 4 – Рабочее колесо центробежного насоса с односторонним (а) и двусторонним (б) всасыванием жидкости

Рабочее колесо тихоходного насоса состоит из двух дисков: переднего (наружного) 1 и заднего (внутреннего) 2 и лопастей 5, расположенных между дисками. Задний диск выполнен за одно целое с втулкой 3, в которой имеется паз 4 для жесткого крепления колеса на валу с помощью шпонки. Рабочее колесо с двухсторонним всасыванием показано на рис. 4, б. Колеса такого типа имеют гидродинамическую уравновешенность, т.к. осевые усилия, возникающие от утечек жидкости, сводятся практически к нулю. В рабочем колесе консольного насоса серии К, помимо перечисленных элементов, имеются отверстия для отвода утечек жидкости с целью компенсации осевых усилий (рис. 5).

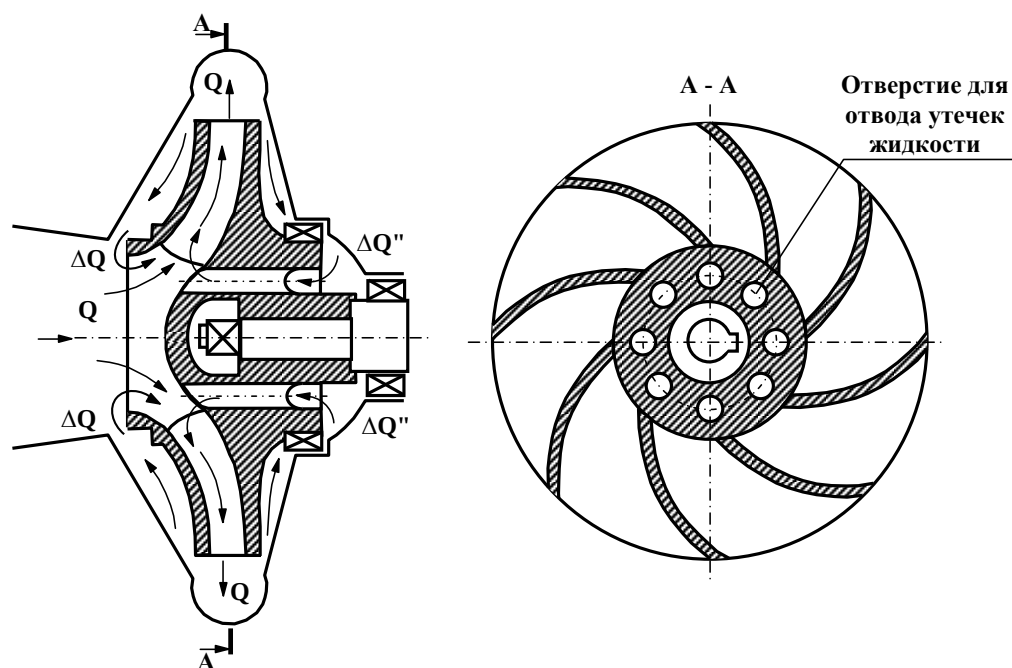


Рисунок 5 – Рабочее колесо с компенсационными отверстиями для отвода утечек жидкости в зазорах с корпусом

Всасывающий патрубок предназначен для подвода жидкости во всасывающее отверстие рабочего колеса с минимальными гидравлическими потерями на трение и с равномерным распределением скоростей потока воды по живому сечению потока.

Скорости воды в сечениях подвода не должны быть высокими и возрастать постепенно до величины, обеспечивающей давление в потоке, превышающее давление насыщенного пара. Конструкция подвода должна создавать удобное сопряжение машины с трубопроводом.

В прямоосном и плавноизогнутом подводах, конфузорах скорость жидкости увеличивается на 15-20 % и происходит ее выравнивание по живому сечению при входе в рабочее колесо (рис. 6, а, б).

В спиральном подводе (рис. 6, в) помимо выравнивания поля скоростей, при входе в рабочее колесо, происходит подкручивание потока в

направлении обратном направлению вращения колеса. Это способствует повышению напора, создаваемого насосом.

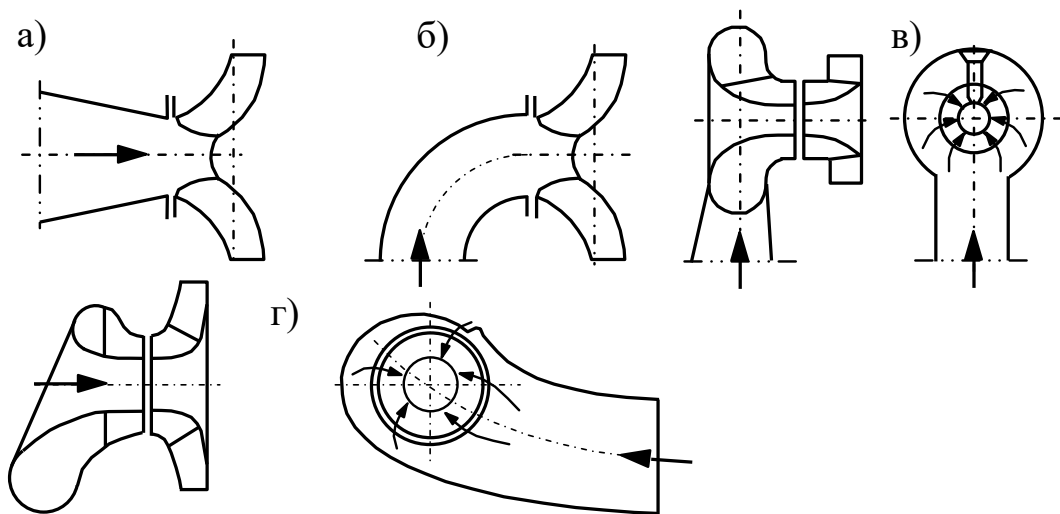


Рисунок 6 – Подводящие устройства гидромашин:
а - конфузор с прямой осью; б - конфузор с искривленной осью;
в - кольцевой подвод; г - спиральный подвод

При выходе из колеса жидкость попадает в спиральный **отвод**, выполненный в виде улитки. Отвод охватывает рабочее колесо и является каналом формирующим поток и направляющим его в нагнетательный патрубок.

В центробежных насосах применяются 4 типа отводов: кольцевой спиральный, лопаточный и каналный.

Кольцевой отвод представляет собой цилиндрическую кольцевую камеру постоянной ширины, охватывающую колесо насоса (рис. 7, а).

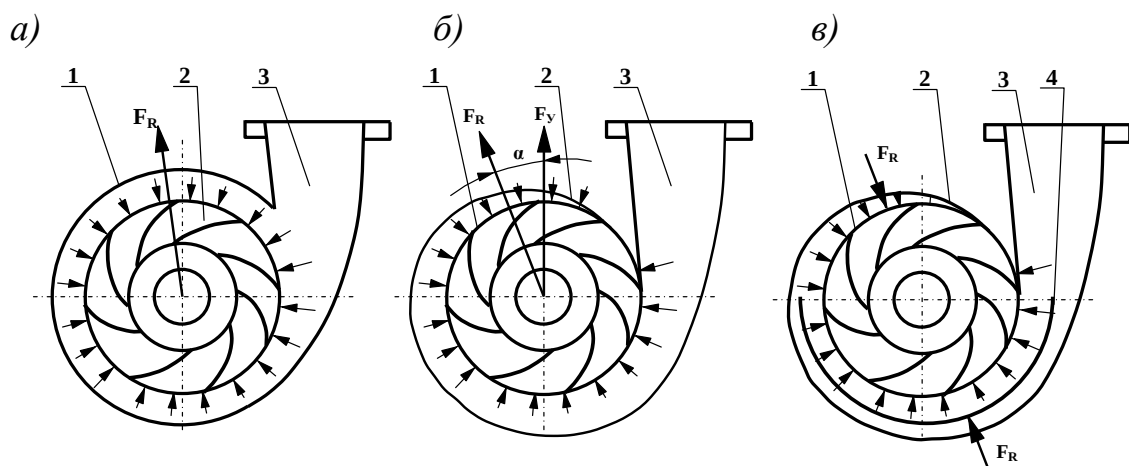


Рисунок 7 – Кольцевой (а), спиральный одинарный (б), спиральный двойной (в) отводы

Спиральный одинарный отвод (рис. 7, б) имеет канал 1, окружающий рабочее колесо 2 каналом 3 с увеличивающейся площадью живого сечения к выходу жидкости из наоса. В спиральном канале спирального отвода обычно средняя скорость потока меньше скорости на выходе из рабочего колеса. Спиральный канал переходит в нагнетательный патрубок - конический диффузор, который преобразует скоростной напор в статический.

Следует стремиться к получению наибольшего статического напора, т.к. перемещение воды в трубопроводе осуществляется под воздействием разности статических напоров в двух сечениях трубы. В случае неправильно спрофилированного канала отвода возникает радиальная сила F_R (рис. 7, б). Вертикальная составляющая этой силы F_y может превышать силу тяжести ротора насоса в 5-10 раз. Это происходит из-за того, что площади живого сечения отвода не соответствуют количеству проходящей через него жидкости. При малых подачах Q скорость жидкости в спиральном отводе по направлению к выходу падает, а давление возрастает. При подачах Q , превышающих расчетные Q_p , скорость увеличивается, а давление падает. Поскольку распределение давлений в обоих случаях неравномерное по окружности рабочего колеса, возникает радиальная сила F_R , направленная под углом α к оси выходного патрубка. При $Q < Q_p$ сила направлена примерно под углом $\alpha = 20^\circ$, а при $Q > Q_p$ - под углом 150° . Если не компенсировать силу F_R , то будет происходить изгиб вала, что приводит к повышенному износу уплотнений. Радиальная сила F_R гидродинамического давления жидкости на колесо обращается в нуль или значительно снижается, если поток отводится от рабочего колеса каналом, разделенным перегородкой 4 (рис. 7, в) на две части, а также при использовании двух спиральных отводов, смещенных друг относительно друга на 180° .

В большинстве случаев отводы выполнены в виде расширяющихся каналов. Использование такой формы позволяет осуществлять преобразование скоростного напора в статический, т.к. в потоках с увеличением площади живого сечения скорость снижается, а давление возрастает.

2.4. Конструкции и принцип работы одноступенчатых лопастных насосов

Наибольшее применение в хозяйстве имеют лопастные центробежные насосы консольного типа, которые выпускаются более 100 типоразмеров. Характерной особенностью этих насосов является расположение рабочего колеса на консоли вала, установленного в двух широко расставленных шариковых подшипниках.

Насосы такого типа рассчитаны на производительность от 10 до 360 м³/ч при создаваемых напорах от 15 до 100 м. Эти параметры достигаются при КПД насоса 50-84 % и частоте вращения вала 1450-2900 об/мин.

На рис. 8 показан простейший центробежный одноступенчатый консольный насос К-60. Он состоит из корпуса (отвода) 1, переходящего в

нагнетательный патрубок 5. Внутри корпуса помещено рабочее колесо 4 с открытыми лопастями 3. Колесо крепится на валу 12 с помощью шпонки 2 и болта 15. Вал вращается в двух шариковых подшипниках 9, которые установлены на раме 11. Смазка в подшипники закладывается через отверстие, закрываемое пробкой 10.

Для предотвращения утечек воды из насоса предусмотрено сальниковое уплотнение 14 (пеньковая промасленная веревка), которое затягивается крышкой 13. В процессе работы насос перекачивает воду, осуществляя ее всасывание через патрубок 16 и нагнетая через патрубок 5. При этом рабочее колесо должно вращаться против часовой стрелки.

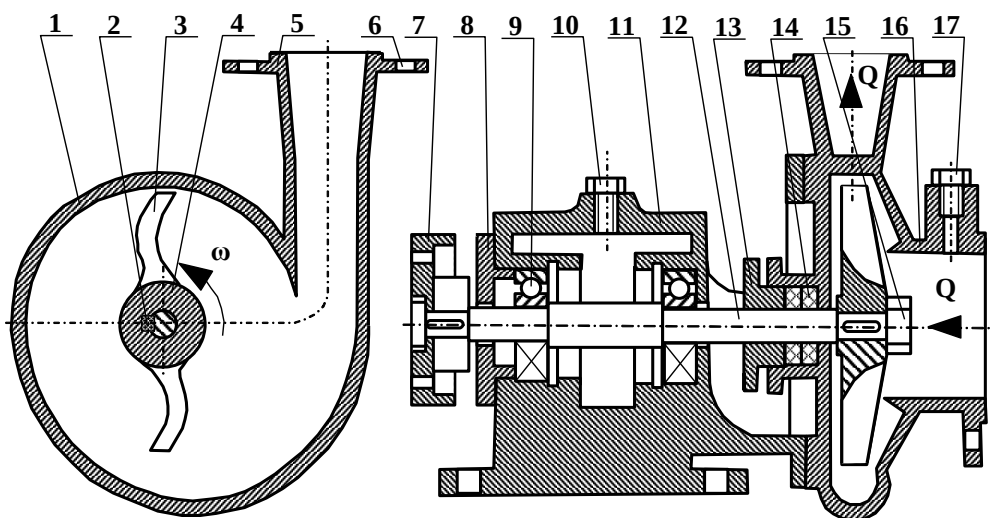


Рисунок 8 – Консольный центробежный насос типа К-60

На рис. 9 представлен консольный насос 4К-8. Он состоит из колеса 2, консольно закрепленного на валу 12, спирального корпуса - отвода отлитого за одно целое с нагнетательным патрубком 3. Всасывающий патрубок 1 крепится к корпусу 3 болтами. Два сальниковых уплотнения 5 и 8 предназначены для предотвращения утечек жидкости из насоса. Чтобы защитить сальники от преждевременного износа и самовозгорания от трения вращающегося вала 12 производится их охлаждение и смачивание водой через канал 7.

Отверстия 6 в рабочем колесе 2 служат для отвода утечек воды справа с целью компенсации осевых усилий. Вал 12 установлен в двух шариковых подшипниках 10, закрепленных на раме 16 крышками 13 и 17. Смазка подшипников осуществляется консистентной смазкой из ванны 11.

Передача крутящего момента на вал осуществляется с помощью зубчатой полумуфты 14, закрепленной на валу гайкой 15. С другой стороны на валу 12 крепится рабочее колесо 2 с помощью гайки 18 и шпонки 20. Гайка закрывается обтекаемой крышкой 19.

При вращении рабочего колеса 2 жидкость поступает во всасывающий патрубок 1 и нагнетается в патрубок 3.

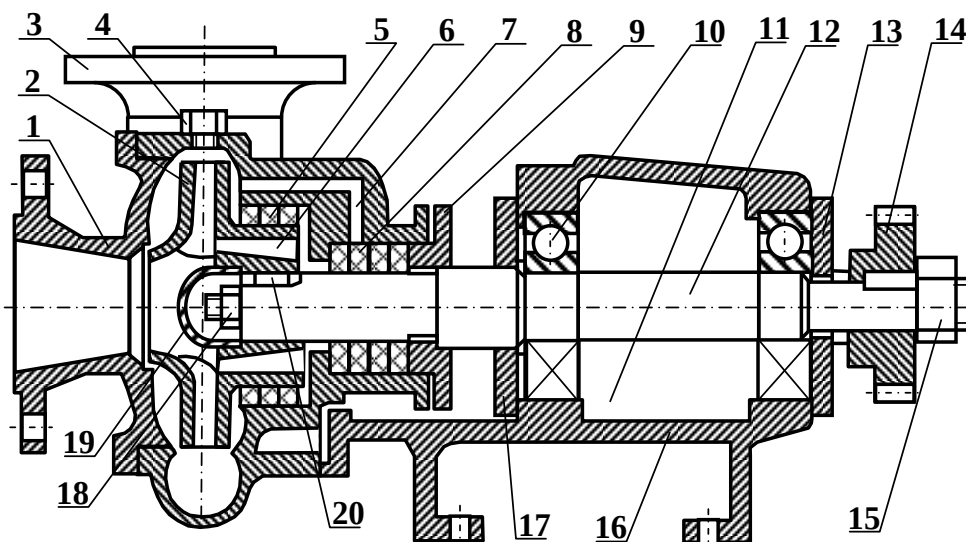


Рисунок 9 – Центробежный консольный насос 4К-8

На рис. 10 показан канализационный насос типа НФ. Он состоит из всасывающего патрубка 1, рабочего колеса 2, отвода 3, изготовленного за одно целое с нагнетательным патрубком 15. Колесо 2 закреплено консольно на валу 12 с помощью гайки 5 и шпонки 6. Вал установлен в подшипниках 10 и 13, закрепленных с двух сторон крышками 9. Для предотвращения утечек воды из насоса используется сальник 7 с крышкой 8. передача крутящего момента на вал осуществляется с помощью пальчиковой полумуфты 14. Через отверстие в отводе, закрытого пробкой 4, заливается вода перед запуском насоса, а через отверстие, закрытое пробкой 11, заливается смазка в масляную ванну подшипников 10 и 13.

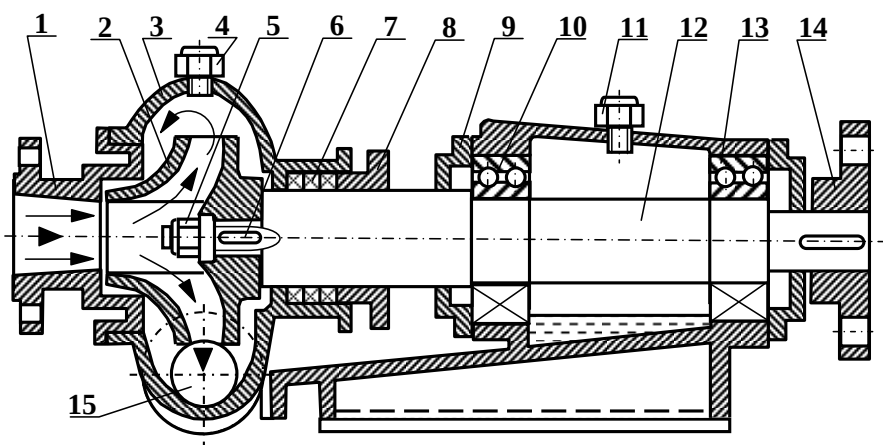


Рисунок 10 – Канализационный насос типа НФ

Принцип работы всех рассмотренных конструкций лопастных центробежных машин одинаков. Особенностью работы является необходимость заливки водой всасывающего трубопровода и внутренней полости насоса перед его запуском. Это обусловлено тем, что лопасти рабочего колеса, вращающи-

еся в воздушном пространстве, не смогут создать разрежение в патрубке 1 (рис. 11) достаточное для подъема воды по всасывающему трубопроводу под воздействием атмосферного давления.

При запуске рабочего колеса залитого водой в межлопаточном пространстве начинает перемещаться жидкость из полости АА в радиальном направлении под воздействием центробежных сил. При выходе из колеса вода будет поступать в отвод - коллектор 5, который выполнен в виде улитки. Основной поток Q поступает из отвода в нагнетательный патрубок, а часть жидкости в виде утечек просачивается в зазоры между корпусом и рабочим колесом. Утечки оказывают давление на рабочее колесо. Эпюры давления от утечек $\Delta Q'$ слева и $\Delta Q''$ справа представлены на рис. 11, а, б.

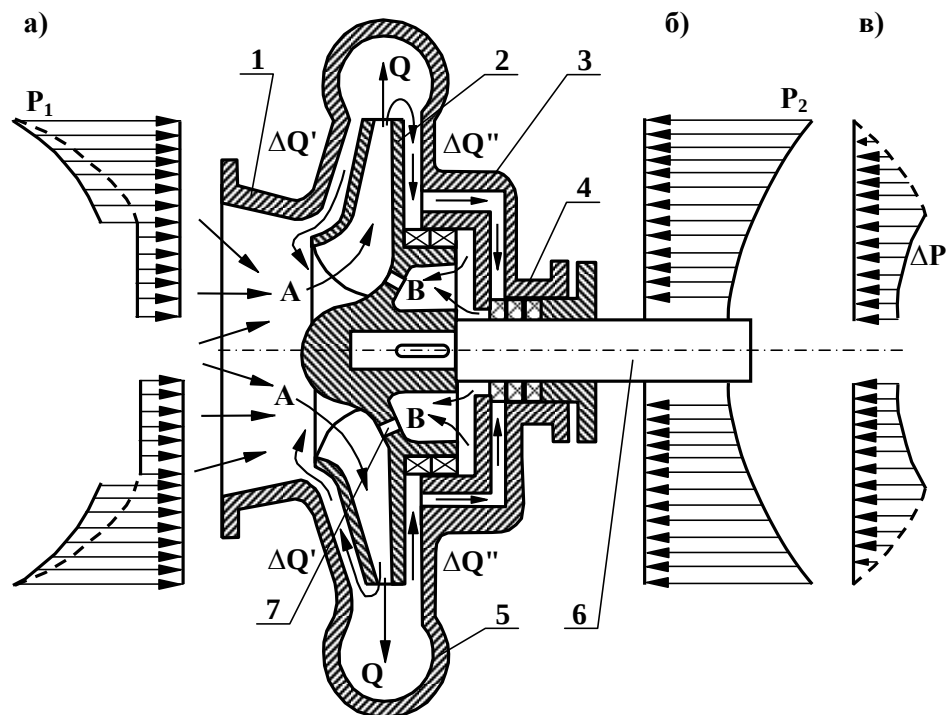


Рисунок 11 – Эпюры давления на рабочем колесе (а - слева; б - справа) и эпюра избыточного давления (в)

Избыточное давление ΔP (рис. 11, в) на рабочее колесо вызвано тем, что утечки слева $\Delta Q'$ поступают повторно в полость всасывания, а утечки $\Delta Q''$ частично используются для смазывания сальников 4 через каналы 3, а частично отводятся через отверстия 7 в рабочем колесе.

В насосе типа НФ такие отверстия отсутствуют и избыточное давление ΔP вызывает осевую силу T , направленную в сторону всасывания жидкости в рабочее колесо.

На рис. 12 представлен одноступенчатый насос с двусторонним всасыванием. Насосы типа Д обеспечивают подачу в пределах 90-170 м³/ч при напоре до 100 м и применяются для перекачки чистой воды.

Рабочее колесо 5 зафиксировано шпонкой посреди вала 7, установленного в двух подшипниках 1, закрепленных на кронштейнах корпуса 14. Корпус литой имеет горизонтальный разъем по оси насоса. Всасывающий патрубок 11 и нагнетательный 13 отлиты за одно целое с корпусом 14.

Для предотвращения утечек из насоса с двух сторон предусмотрены сальниковые уплотнения 3, которые затягиваются крышками 2. Через трубопроводы 9 к сальникам подводится вода для их смазки и охлаждения.

Каналы 4 и 19, 8 и 15 соединены между собой и являются продолжением всасывающего патрубка 11. Каналы 6 и 17 также соединены между собой и являются продолжением нагнетательного патрубка 13.

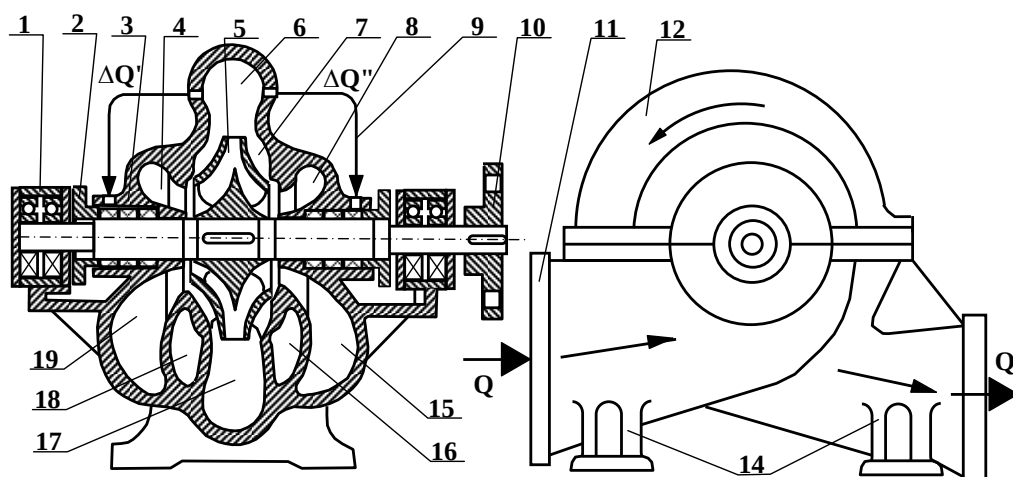


Рисунок 12 – Центробежный насос типа НД

Жидкость к рабочему колесу подводится в полость всасывания с двух сторон, это позволяет уравновесить осевые усилия.

На рис. 12, б видно, что оба патрубка расположены в нижней части корпуса, крышка 12 может сниматься, что позволяет осматривать и заменять неисправные детали без демонтажа корпуса и электродвигателя, который подсоединяется к насосу с помощью муфты 10.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Классификация и назначение элементов лопастных насосов?
2. Принцип работы одноступенчатых насосов К-60, 4К-8, НФ и НД?

3. Причины возникновения осевой силы в центробежном насосе?
4. Понятие о коэффициенте быстроходности насоса?
5. Причины гидродинамической неуравновешенности ротора насоса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. Конструкции и принцип действия поршневых насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является изучение конструкции и принципа действия поршневых насосов.

Задачами работы является ознакомление обучающихся со схемами, конструктивными элементами и методикой расчета параметров поршневых насосов.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

У поршневых машин основными элементами являются поршень, цилиндр и распределительное устройство, с помощью которого рабочая область попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания. Схема простейшего поршневого насоса представлена на рис. 1.

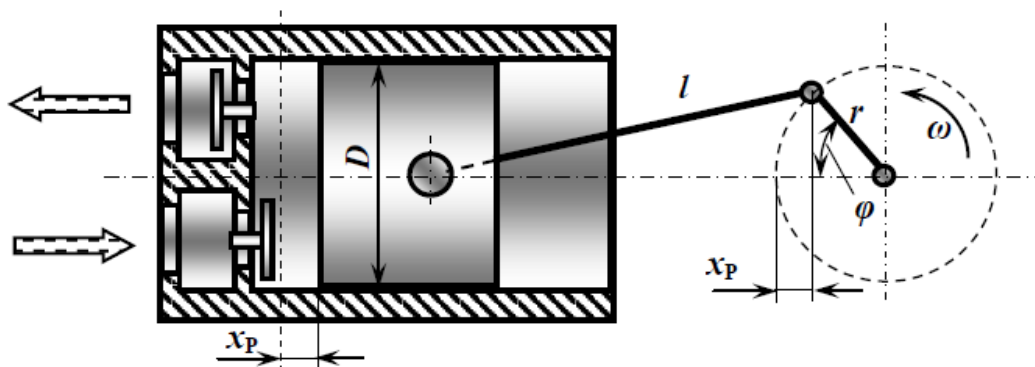


Рисунок 1 – Схема простейшего поршневого насоса:
 D – диаметр поршня; r – радиус кривошипа; l – длина шатуна

Ход поршня $h = 2r$.

Рабочий объем цилиндра q равен

$$q = h \cdot S,$$

где S – площадь поршня.

Средняя теоретическая подача находится по уравнению

$$Q = q \cdot \frac{n}{60} = \frac{h \cdot S \cdot n}{60},$$

где n – частота вращения вала насоса, мин^{-1} .

Действительная подача (Q_d) меньше на величину утечек, учитываемых объемным КПД η_0 :

$$Q_d = Q \cdot \eta_0.$$

Подача поршневого насоса изменяется во времени. Мгновенное значение подачи находят по уравнению

$$Q' = V \cdot S,$$

где V – скорость движения поршня.

При повороте кривошипа на угол φ поршень смещается на величину x_p .

При отношении длин кривошипа и шатуна $\lambda = r/l < 0,1$, что имеет место в реальных машинах, с достаточной степенью точности можно записать, что

$$x \approx r - r \cdot \cos \varphi.$$

Скорость поршня определяется по уравнению

$$V = \frac{dx_p}{dt} = r \cdot \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \sin \varphi \cdot \omega,$$

где ω – угловая скорость вращения кривошипа.

Значение мгновенной подачи находят по формуле

$$Q' = S \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \omega.$$

Точное значение этой величины

$$Q' = S \cdot r \cdot \omega \cdot (\sin \varphi + \lambda/2 \cdot \sin 2\varphi).$$

Из полученных зависимостей видно, что мгновенная подача насоса изменяется по синусоидальному закону.

Подача жидкости поршневым насосом не только неравномерна, но и носит пульсирующий характер.

Неравномерность подачи может вызвать вибрацию и гидравлические удары в питаемой насосом системе. Очевидным путем уменьшения неравномерности и сглаживания пульсаций подачи является переход от одноцилиндровых к многоцилиндровым машинам.

Неравномерность подачи оценивают коэффициентом неравномерности:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}.$$

Среднюю подачу многоцилиндровых машин определяют по формуле

$$Q = \frac{h \cdot S \cdot n}{60} \cdot z,$$

где z – число цилиндров.

На рис. 2 показаны графики подачи одно-, двух- и трехцилиндрового поршневого насоса.

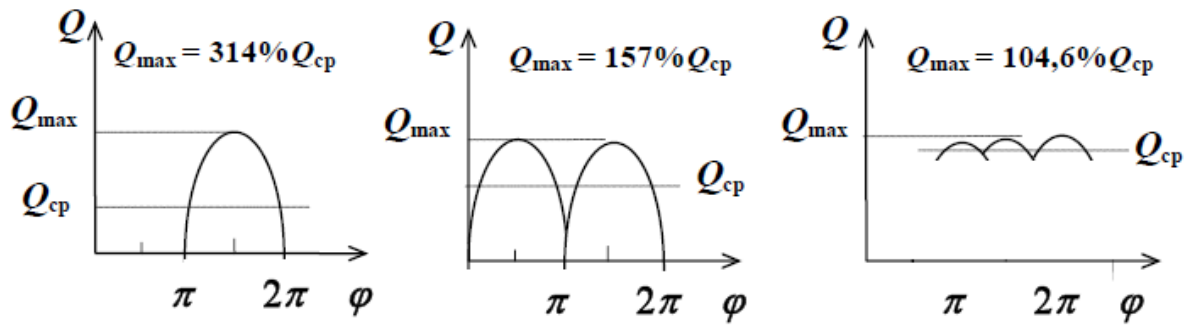


Рисунок 2 – Графики подачи одно-, двух- и трехцилиндрового поршневого насоса

Значение коэффициента неравномерности одноцилиндровой машины определяется следующим образом:

$$Q_{\max} = S \cdot r \cdot \omega = S \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = \pi \cdot h \cdot S \cdot \frac{n}{60};$$

$$Q_{\min} = 0; \delta = \pi.$$

Для двухцилиндровой машины $\delta = \pi / 2$.

При числе цилиндров больше двух, согласно приближенной формуле профессора Т.М. Башта:

- для нечетного числа цилиндров $\delta = 1,25 / z^2$;
- для четного числа цилиндров $\delta = 5 / z^2$

Из формул следует, что предпочтительным является нечетное число цилиндров.

Рассмотренные поршневые машины с клапанным распределением не обладают свойством обратимости, под которым понимают способность машин работать в насосном и моторном режимах.

На рис. 3 и 4 показаны некоторые промышленные конструкции поршневых насосов.

К поршневым относятся также плунжерные насосы, в которых в качестве рабочего органа, изменяющего объем цилиндра, используется плунжер (рис. 5).

Принцип расчета производительности плунжерного насоса аналогичен расчету поршневого насоса.

В качестве механизма привода помимо кривошипно-шатунного механизма используются кривошипно-кулисные, кривошипно-ползунные и кулачковые приводы.

В кривошипно-кулисном приводе при равномерном вращении кривошипа поршень совершает возвратно-поступательное движение с разной средней скоростью в прямом (сжатие и нагнетание) и обратном (всасывание) направлении (рис. 6).

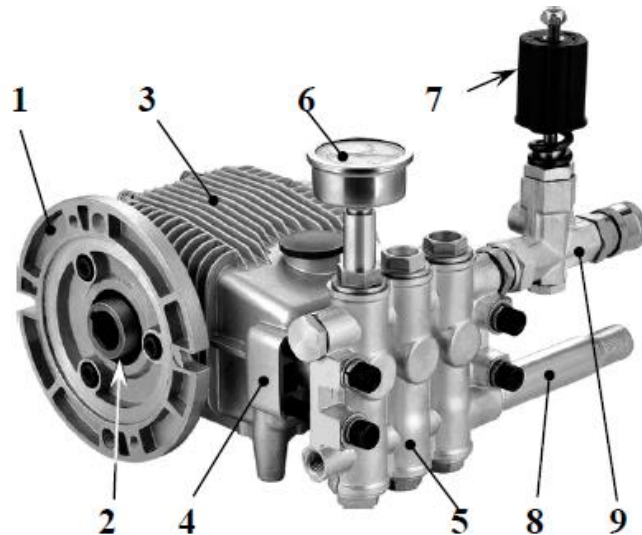


Рисунок 3 – Поршневой блок жидкостного трехцилиндрового насоса:
 1 – фланец для монтажа электродвигателя; 2 – приводной вал;
 3 – механизм привода; 4 – блок цилиндров; 5 – клапанный блок;
 6 – манометр; 7 – предохранительный клапан; 8 – всасывающий
 патрубок; 9 – нагнетательный патрубок

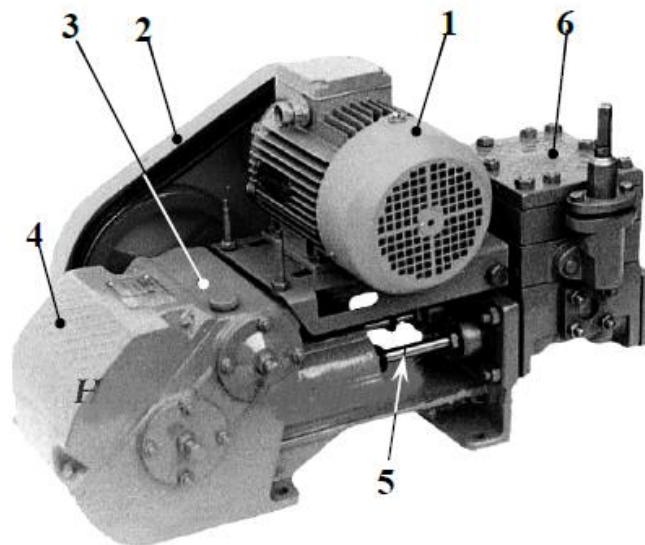


Рисунок 4 – Поршневой одноцилиндровый насос высокого давления:
 1 – приводной электродвигатель; 2 – клиноременная передача;
 3 – редуктор; 4 – механизм привода; 5 – шток; 6 – рабочий цилиндр
 с блоком клапанов и предохранительным клапаном

Приводной вал 7 вращается равномерно, в связи с чем время, за которое поршень 2 движется от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ) и наоборот зависит от соотношения углов α и β .

При вращении вала 7 по часовой стрелке время движения поршня 2 вниз будет короче, чем время движения вверх. Соответственно, всасывание

будет происходить при большей скорости движения поршня, чем нагнетание, и наоборот.

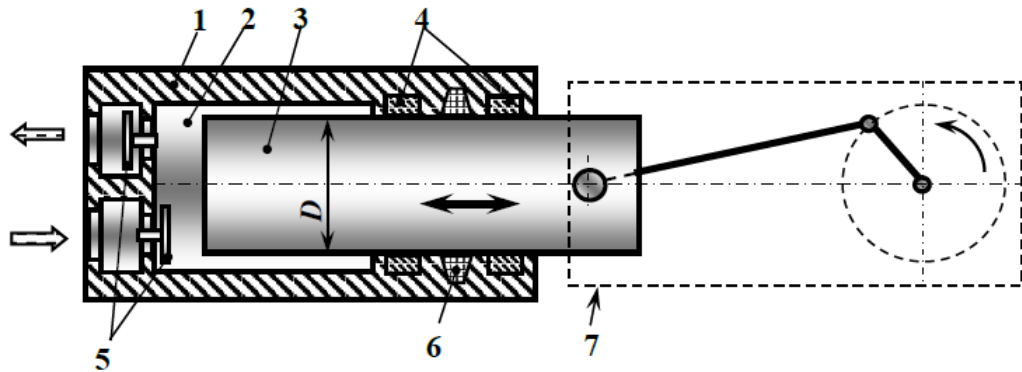


Рисунок 5 – Схема плунжерного насоса с кривошипно-шатунным приводом:

**1 – цилиндр; 2 – рабочая полость цилиндра; 3 – плунжер;
4 – направляющие подшипники скольжения; 5 – самодействующие клапаны; 6 – сальник (уплотнение); 7 – механизм привода плунжера**

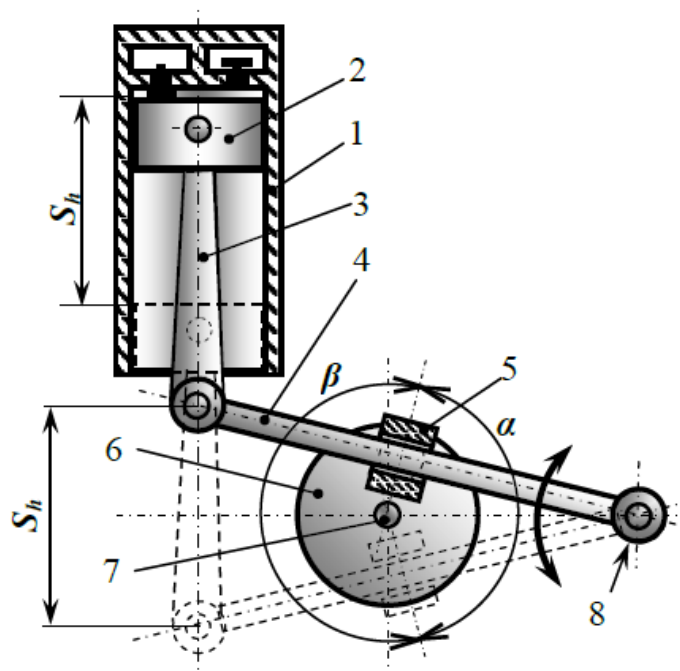


Рисунок 6 – Схема поршневого насоса с кривошипно-кулисным приводом:

**1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – шатун; 4 – кулиса; 5 – ползун, установленный на кривошипе; 6 – маховик; 7 – приводной вал;
8 – неподвижная опора**

Именно эта особенность кривошипно-кулисного механизма является причиной его применения в поршневых насосах.

Как правило, скорость движения поршня при всасывании делают ниже, чтобы обеспечить полноценный процесс наполнения цилиндра.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключается принцип работы гидромашин объемного действия?
2. Как определить производительность поршневого насоса?
3. Почему в конструкции многоцилиндровых поршневых насосов предпочитают использовать нечетное число цилиндров?
4. Чем плунжерный насос отличается от поршневого?
5. В чем состоит особенность поршневых насосов с кривошипно-кулисным приводом?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. Изучение конструкций и принципов расчета объемной производительности шестеренных насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является изучение конструкций и методических основ расчета производительности шестеренных насосов.

Задачами работы является ознакомление обучающихся со схемами работы шестеренных насосных установок, а также с методом расчета их параметров.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Схемы работы шестеренного насоса с внешним и внутренним зацеплением

Эти машины получили название коловратных, поскольку их рабочие органы совершают только вращательное движение и не испытывают нагрузок, связанных с ускорениями при движении.

В шестеренном насосе жидкость переносится из полости всасывания в полость нагнетания впадинами между зубьями в плоскости, перпендикулярной оси вращения шестерен (рис. 1).

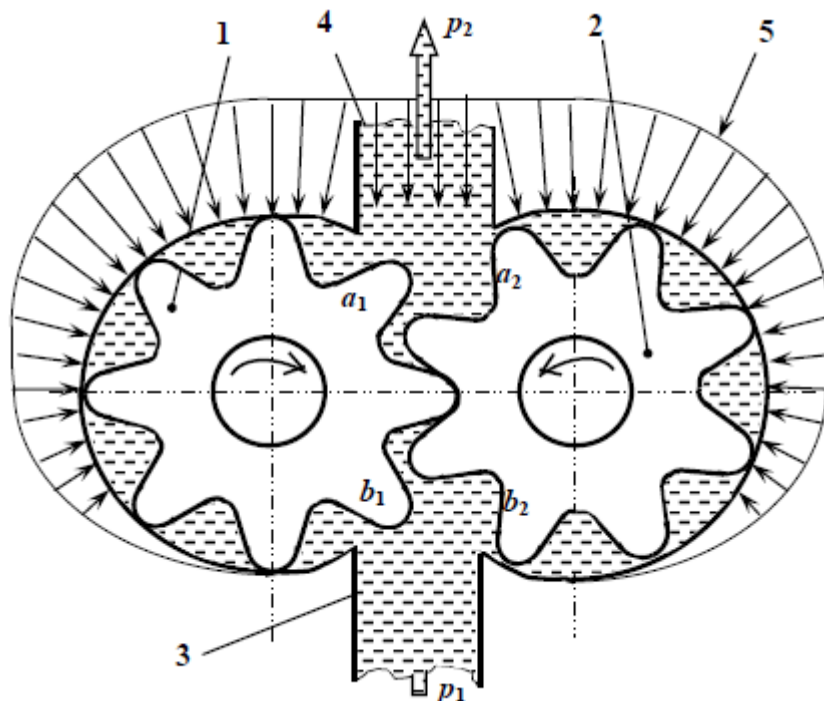


Рисунок 1 – Схема работы двухшестеренного насоса с внешним зацеплением:

1, 2 – шестерни; 3 – камера всасывания; 4 – камера нагнетания; 5 – эпюра избыточного давления со стороны жидкости

Эти насосы выполняются с шестернями наружного и внутреннего зацепления. Конструкция первых выполнена в виде пары шестерен, как правило, одинакового диаметра, помещенных в плотно охватывающий их корпус.

В корпусе имеются каналы в местах входа и выхода из зацепления. Через эти каналы происходит всасывание и нагнетание жидкости.

При встречном вращении шестерен 1 и 2 жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры всасывания 3 в камеру нагнетания 4.

При сближении зубьев a_1 и a_2 заключенный между ними объем уменьшается быстрее, чем происходит увеличение объема в зацеплении зубьев b_1 и b_2 . Разность объемов жидкости вытесняется в нагнетательную линию насоса. Эти насосы просты по конструкции, надежны в эксплуатации. Срок службы достигает 5 000 ч, давление подачи чаще всего менее 10 МПа, реже – около 15–20 МПа. Обычная частота вращения шестерен 2500–4000 мин⁻¹, применение подшипников скольжения позволяет этим насосам работать с частотой вращения до 12 000–18 000 мин⁻¹. Эти насосы имеют высокую компактность и хорошие удельные показатели.

Объемный КПД коловратных насосов достигает 0,95–0,96, а общий КПД равен 0,85–0,9. Эти насосы неприхотливы по отношению к рабочим жидкостям, кинематическая вязкость которых при работе в режиме самовсасывания может колебаться от 0,001 до 0,08 м²/с и выше. Выпускаются как в виде отдельных конструкций, так и в сборе с электродвигателями.

На рис. 2 и 3 показано типичное устройство шестеренного насоса.

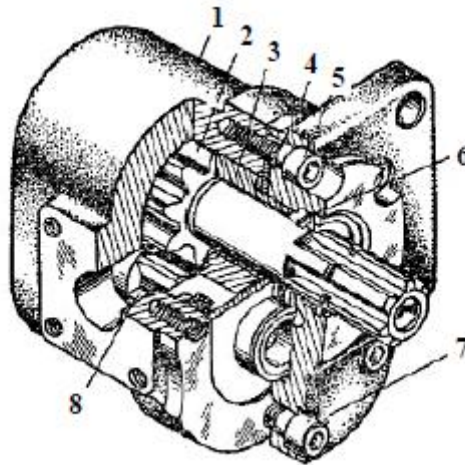


Рисунок 2 – Шестеренный насос с внешним зацеплением:

**1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – подшипник скольжения;
4 – прокладка; 5 – стяжной болт; 6 – сальник; 7 – крышка;
8 – ведомая шестерня**

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 4) более компактны и используются в основном для питания систем смазки под низким и средним давлением.

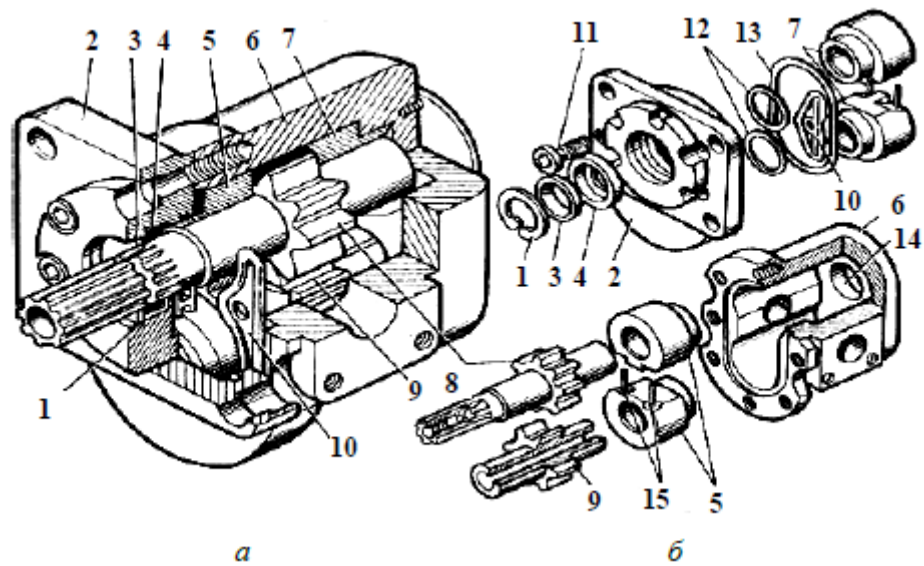


Рисунок 3 – Шестеренный насос-гидромотор с внешним зацеплением:

а – конструктивная схема; б – детали:

1, 3, 12, 13 – кольца уплотнения; 2 – крышка; 4 – уплотнение; 5, 7 – втулки подшипников; 6 – корпус; 8, 9 – шестерни; 10 – пластина; 11 – винт; 14 – отверстие; 15 – фиксирующие штифты

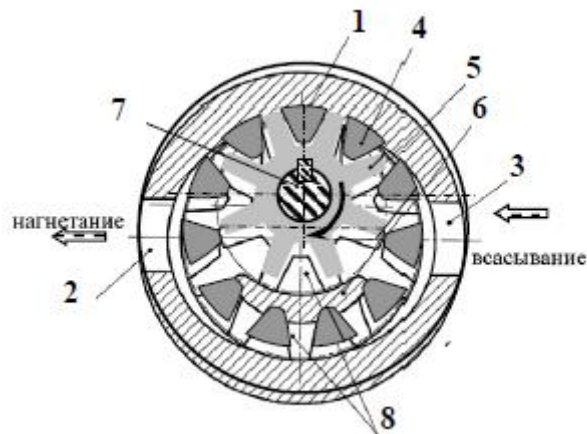


Рисунок 4 – Поперечное сечение шестеренного насоса с внутренним зацеплением:

**1 – цилиндр; 2 – окно нагнетания; 3 – окно всасывания;
4 – наружная шестерня; 5 – внутренняя шестерня;
6 – разделительная вставка; 7 – приводной вал; 8 – рабочие полости**

2.2. Расчетная подача насоса

Рабочий процесс шестеренного насоса отличается большой сложностью. Можно допустить, что отделение всасывающей камеры от напорной происходит строго в текущей точке зацепления О (рис. 5), находящейся на

расстоянии x от оси O_1 ведущей шестерни и на расстоянии y от оси O_2 ведомой шестерни. В общем случае эти расстояния не равны друг другу и не равны радиусу делительной окружности.

Энергия, сообщаемая рабочей жидкости:

$$A = (p_2 - p_1) \cdot dV = \Delta p \cdot dV,$$

где dV – объем жидкости, вытесняемый за время dt .

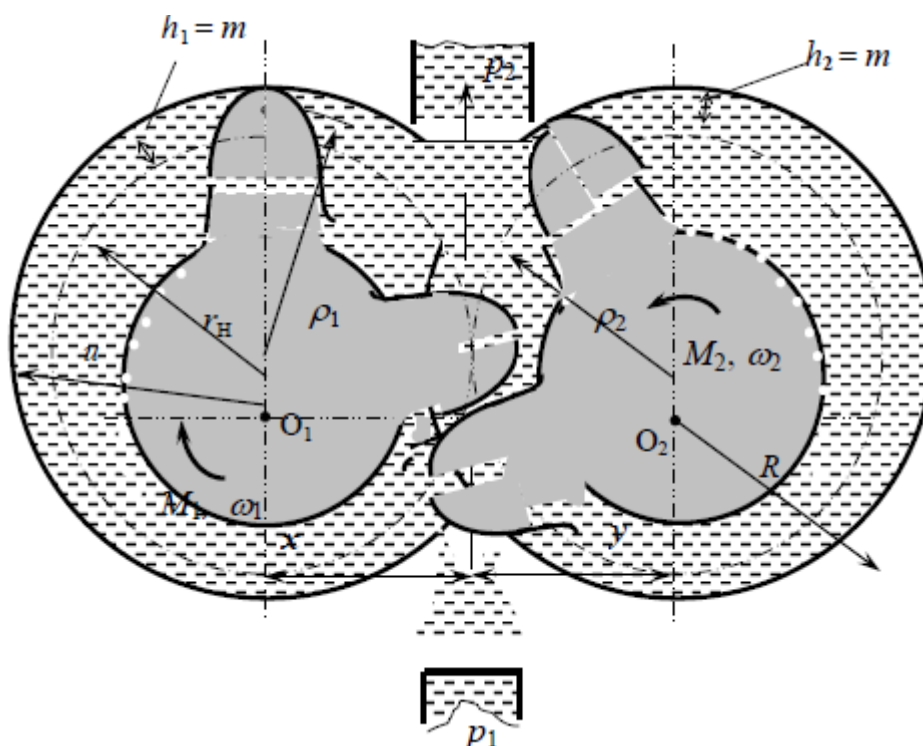


Рисунок 5 – Схема расчета объемной производительности двухшестеренного насоса с наружным зацеплением шестерен

Подвод этой энергии обеспечивается крутящими моментами M_1 и M_2 , передаваемыми приводным валом, причем

$$\Delta p \cdot dV = M_1 \cdot d\alpha_1 + M_2 \cdot d\alpha_2 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot dt + M_2 \cdot \omega_2 \cdot dt;$$

$$M_1 = \frac{R_1^2 - x^2}{2} \cdot b \cdot \Delta p; \quad M_2 = \frac{R_2^2 - y^2}{2} \cdot b \cdot \Delta p.$$

Для насоса с шестернями, имеющими одинаковое число зубьев:

$$d\alpha_1 = d\alpha_2 = d\alpha, \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega.$$

После преобразований и с учетом того, что

$$\frac{dV}{dt} = Q_T; \quad \omega_2 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \omega_1,$$

получается уравнение для расчета текущей геометрической подачи:

$$Q_T = \frac{b \cdot \omega_1}{2} \left[(R_1^2 - x^2) + \frac{r_1}{r_2} (R_2^2 - y^2) \right],$$

где R_1 и R_2 – радиусы полоидных окружностей шестерен.

Мгновенная подача насоса зависит от текущего положения точки зацепления О, которая постоянно меняет свое положение в течение поворота на угол, где z – число зубьев. Точка О при этом проходит по профилю одного зуба от его основания до вершины.

Текущая подача при положении точки О на оси симметрии составляет

$$Q_1 = q_1 + q_2 = b \cdot \omega \cdot \rho_1 \cdot h_1 + b \cdot \omega \cdot \rho_2 \cdot h_2,$$

где q_1 и q_2 – мгновенные объемы, вытесняемые рабочими зубьями ведущей (1) и ведомой (2) шестернями; h_1 и h_2 – текущие рабочие высоты зубьев соответственно ведущей и ведомой шестерен (проекции расстояний от точки зацепления до вершины зубьев на оси симметрии зубьев); u – текущие расстояния от оси вращения шестерен до центров давления нескомпенсированных поверхностей зубьев с высотами h_1 и h_2 ; ω и b – угловая скорость и ширина шестерен.

Таким образом, для изображенного положения шестерен подача насоса будет максимальной и определяется уравнением

$$Q_1 = 2 \cdot m \cdot b \cdot \omega \cdot \left(r_H + \frac{m}{2} \right),$$

где m – модуль зубчатого зацепления.

При повороте шестерен изменятся: положение точки О и, соответственно, высоты h_1 и h_2 , а также параметры u . Таким образом, величина q_1 в конце зацепления будет равна нулю, а мгновенная подача будет минимальной и выразится уравнением

$$Q_2 = q_2 = 2b \cdot \omega \cdot r_H \cdot m.$$

Эта же подача соответствует начальному моменту зацепления, с той лишь разницей, что $h_1 = 2m$, $\rho_1 = r_H$; $h_2 = 0$, $\rho_2 = r_H + m$.

Таким образом, мгновенная подача любого промежуточного положения будет находиться в интервале от Q_1 до Q_2 и будет изменяться с амплитудой

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = m^2 \cdot b \cdot \omega.$$

Средняя подача может быть приближенно вычислена по уравнению

$$Q_{CP} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = 2\pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 (z + 1),$$

где $n = \omega/2\pi$ – частота вращения шестерен.

Это выражение достаточно точно, с погрешностью не более 2–3 %, характеризует среднюю расчетную подачу насоса для $z = 8–15$ при

условии обеспечения отвода запираемой в межзубовой впадине жидкости в зону нагнетания. Если шестерни имеют разное число зубьев, то при расчетах берутся данные ведущей шестерни.

Из приведенных зависимостей видно, что подача насоса не зависит от объемов впадин и тела зуба. Изменение этих параметров, например уменьшение толщины зуба, приводит лишь к появлению вредного пространства.

На практике для точного определения средней теоретической подачи используют измерения производительности при нулевом перепаде давления на насосе. Иногда используют метод планиметрирования, который заключается в точном вычерчивании зацепления в увеличенном масштабе при различных положениях зацепления.

Для приближенных расчетов иногда используют формулу, полученную при допущении о том, что производительность насоса за один оборот равна сумме объемов межзубовых впадин обеих шестерен за вычетом объемов радиальных зазоров. При этом считается, что объем впадины равен объему зуба и численно равен произведению удвоенного модуля на ширину зуба:

$$Q = 2\pi \cdot d_H \cdot m \cdot b \cdot n, \quad d_H = 2r_H.$$

Расчеты по данному уравнению дают несколько заниженную по сравнению с реальной производительность насоса. При числе зубьев $z = 8-16$ это уравнение можно откорректировать, если вместо использовать число 6,5.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключается принцип работы гидромашин объемного действия?

2. Расскажите принцип работы шестеренного насоса, используя рис. 1, 4 и 5.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. Изучение конструкций и расчетной модели параметров радиальных аксиально-поршневых насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является изучение конструктивных схем, кинематики и динамики радиальных аксиально-поршневых насосов.

Задачами работы является ознакомление обучающихся с конструктивными схемами, проведение кинематических и динамических расчетов аксиально-поршневых машин, а также с исследованием работы и конструкции радиально-поршневой насосной установки.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Роторные аксиально-поршневые насосы

Роторная аксиально-поршневая гидромашина – это машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45° .

Эти машины (насосы и моторы), а также близкие к ним по конструкции насосы других типов являются наиболее распространенными в гидравлических системах. По числу разновидностей они во много раз превосходят другие типы гидромашин. Их широкое применение началось еще в прошлом веке на флоте многих стран (Россия, Англия, США, Япония) в системах управления кораблем и вооружением. Они обладают наилучшими массогабаритными характеристиками, компактны, имеют высокий КПД, пригодны для работы на больших частотах и высоких давлениях, малоинерционные, имеют относительно несложную конструкцию.

Особенно следует отметить высокую энергоемкость этих машин. Это можно проследить в сравнении с параметрами электродвигателей. Так, гидромашин малой мощности по весовым характеристикам превосходят электродвигатели в 80 раз, а машины большой мощности – до 12 раз. Маховые массы аксиально-поршневого гидромотора мощностью 150 кВт составляют менее 0,1 маховой массы электродвигателя, этот же показатель для маломощных гидромоторов лучше, чем у электродвигателей, примерно в 60 раз. Это позволяет практически мгновенно, за сотые доли секунды, разгонять гидромотор от нулевой до максимальной частоты вращения.

Наибольшее распространение получили машины с числом цилиндров 7–9, диаметром от 10 до 50 мм. Рабочие объемы машин колеблются в больших пределах: от 5 до 1000 см³.

Частота вращения насосов общепромышленного применения составляет 1000–2000 мин⁻¹, насосов авиационных систем – 3000–4000 мин⁻¹. В некоторых случаях частота вращения достигает 20 000 и даже 30 000 мин⁻¹.

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров выпускаются на давления 20–35 МПа, иногда для специальных целей – до 55 МПа. Машины этого типа имеют высокий объемный КПД, который при оптимальных режимах работы составляет 0,97–0,98. Общий КПД достигает 0,95.

Различают два типа привода таких насосов: в одном случае – это машины с наклонным цилиндровым блоком (рис. 1, а), в другом – машины с наклонным диском (рис. 1, б).

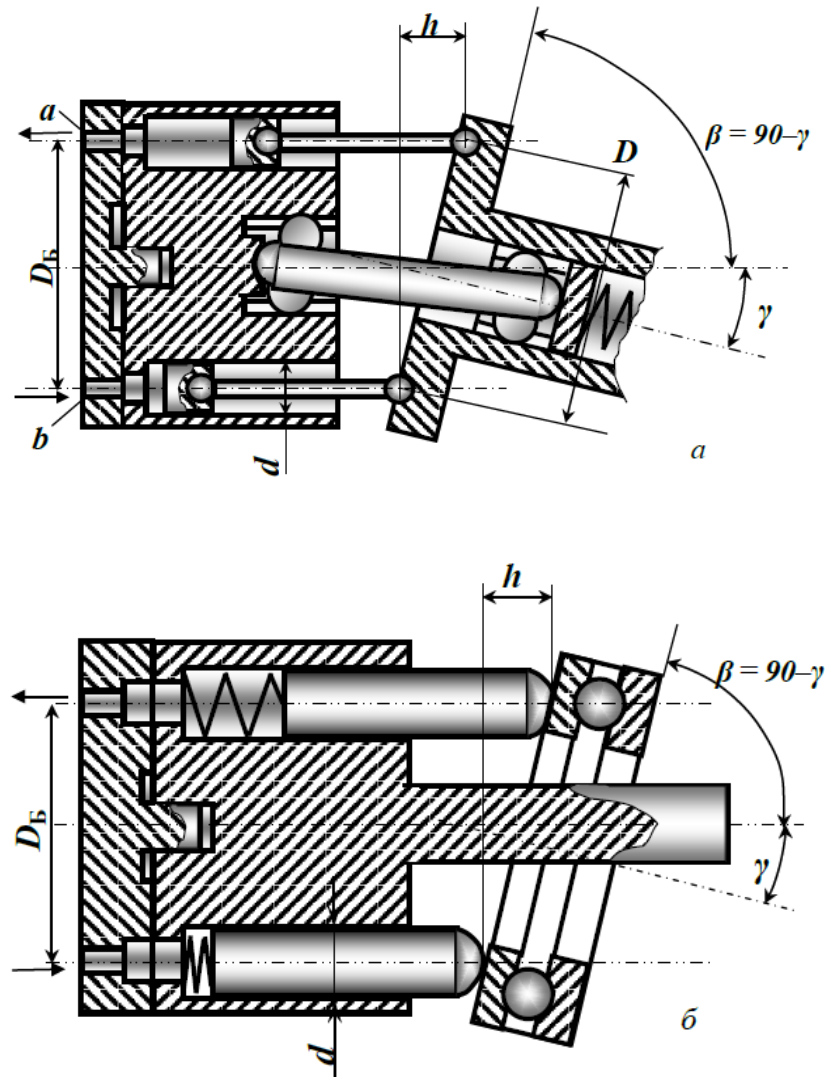


Рисунок 1 – Конструктивные схемы аксиально-поршневых насосов

В первом случае ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются, во втором – они параллельны.

Кинематическая основа аксиально-поршневых машин – видоизмененный кривошипно-шатунный механизм. При вращении блока цилиндров поршни совершают возвратно-поступательное перемещение. Ход поршней h зависит от угла наклона приводного диска или опорной шайбы и радиуса расположения поршней.

В машинах первого типа поршни соединяются с наклонным диском с помощью шарниров. Осевое усилие от поршней воспринимается наклонным приводным диском и преобразуется в крутящий момент, который затем передается через карданный шарнир на центральный вал. В этой конструкции крутящий момент на поршни никак не передается, они испытывают только осевые усилия и в их задачу входит только уплотнение цилиндров.

Благодаря этому существенно снижаются износ поршней и долговечность их работы, обеспечивается высокий КПД машины.

Конструктивно любая машина этого типа имеет многоцилиндровый блок цилиндров, поршни которых с помощью шарниров связаны с приводным наклонным диском, в данном случае выполняющим роль кривошипа. Угол наклона диска определяет ход поршней и производительность машины.

Силовая кинематическая связь блока цилиндров и приводного диска производится различными механизмами, которые обеспечивают примерное равенство угловых скоростей блока цилиндров и диска. В данном случае применен универсальный кардан.

Использование этих машин предпочтительно при высокой частоте вращения.

В машинах второго типа поршни через сферические головки или башмаки опираются на наклонную шайбу и при повороте блока скользят по ней. В этой конструкции крутящий момент от приводного вала передается непосредственно поршнями, которые при этом испытывают перекашивающие нагрузки и работают на изгиб. При этом появляются значительные боковые усилия, прижимающие поршни к стенкам цилиндра, что ведет к износу сопрягающихся поверхностей.

В первом случае ось ведущего звена и ось вращения ротора пересекаются, во втором – они параллельны.

Кинематическая основа аксиально-поршневых машин – видоизмененный кривошипно-шатунный механизм. При вращении блока цилиндров поршни совершают возвратно-поступательное перемещение. Ход поршей h зависит от угла наклона приводного диска или опорной шайбы и радиуса расположения поршней.

В машинах первого типа поршни соединяются с наклонным диском с помощью шарниров. Осевое усилие от поршней воспринимается наклонным приводным диском и преобразуется в крутящий момент, который затем передается через карданный шарнир на центральный вал. В этой конструкции крутящий момент на поршни никак не передается, они испытывают только осевые усилия и в их задачу входит только уплотнение цилиндров.

Благодаря этому существенно снижаются износ поршней и долговечность их работы, обеспечивается высокий КПД машины.

Конструктивно любая машина этого типа имеет многоцилиндровый блок цилиндров, поршни которых с помощью шарниров связаны с приводным наклонным диском, в данном случае выполняющим роль кривошипа. Угол наклона диска определяет ход поршней и производительность машины.

Силовая кинематическая связь блока цилиндров и приводного диска производится различными механизмами, которые обеспечивают примерное равенство угловых скоростей блока цилиндров и диска. В данном случае применен универсальный кардан.

Использование этих машин предпочтительно при высокой частоте вращения.

В машинах второго типа поршни через сферические головки или башмаки опираются на наклонную шайбу и при повороте блока скользят по ней. В этой конструкции крутящий момент от приводного вала передается непосредственно поршнями, которые при этом испытывают перекашивающие нагрузки и работают на изгиб. При этом появляются значительные боковые усилия, прижимающие поршни к стенкам цилиндра, что ведет к износу сопрягающихся поверхностей.

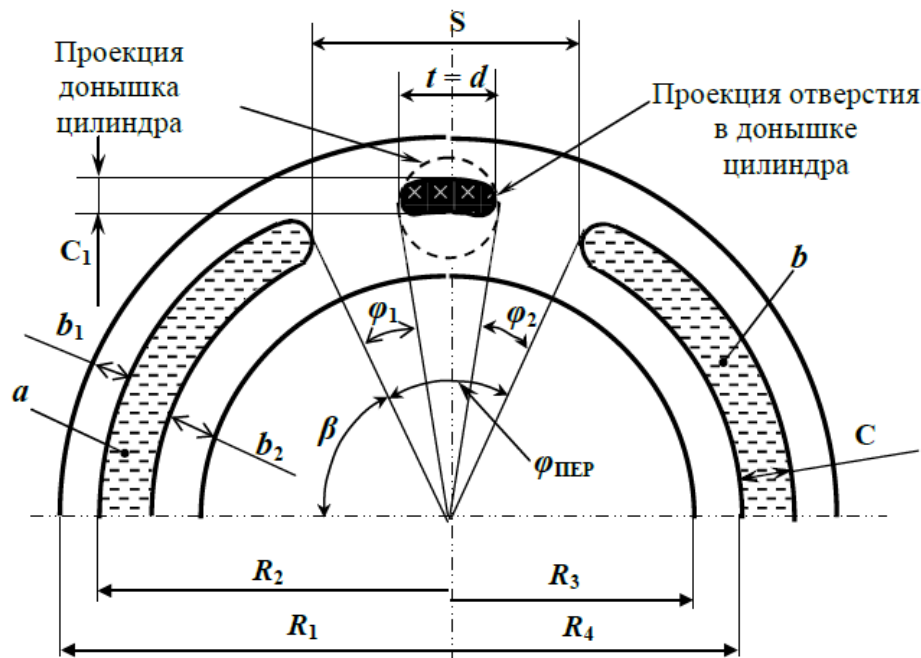


Рисунок 2 – Схема торцового распределительного диска

Цилиндры своими выходными отверстиями проходят мимо этих окон и через профильные прорезы в доньшках цилиндров соединяются с всасывающей или нагнетательной магистралью. Эти окна разделены между собой перегородочной перемычкой, ширина S которой на некоторую величину больше, чем ширина прорези $t = d$.

Таким образом, всасывающая и нагнетательная магистрали никогда не соединяются друг с другом через прорезь в доньшке цилиндра.

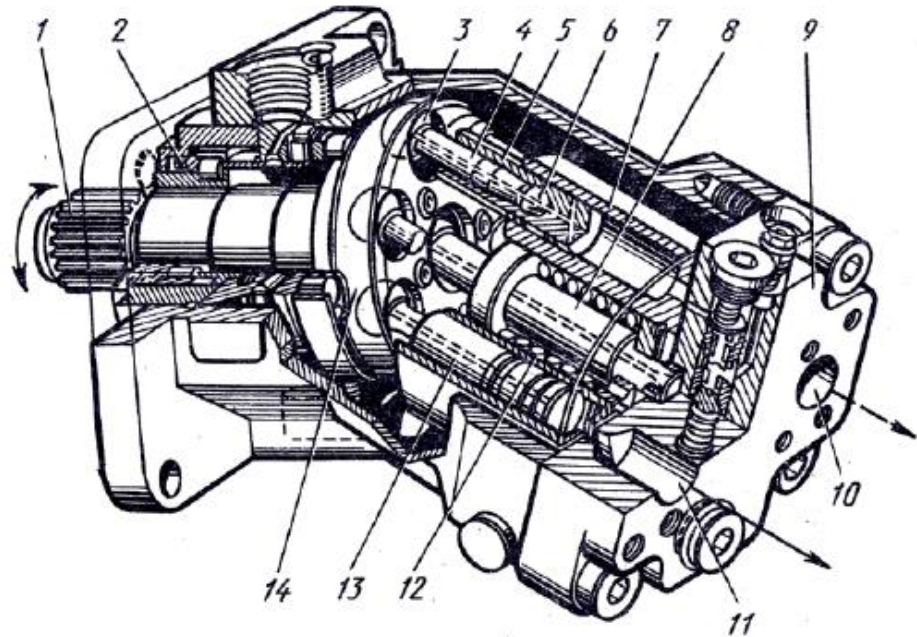


Рисунок 3 – Конструкция нерегулируемого насоса-гидромотора с реверсивным потоком и наклонным блоком:

1 – вал; 2 – уплотнение; 3 – сферическая головка; 4 – шатун; 5 – юбка поршня; 6 – шарнир; 7 – блок цилиндров; 8 – шип; 9 – крышка; 10, 11 – окно; 12 – пружина; 13 – поршень; 14 – диск

2.2. Кинематика и динамика аксиально-поршневых машин

Кинематика этих машин очень сложна вследствие громоздкости получаемых аналитических выражений, и в реальных расчетах приходится пренебрегать такими параметрами, как длина шатунов, угловая асинхронность вращения цилиндрического ротора и т. д.

В связи с этим в реальных расчетах используют приближенные выражения для расчета хода поршня и связанных с ним параметров кинематической схемы.

Скорость поршня.

Если пренебречь непараллельностью шатунов при $\gamma > 0$ и асинхронностью вращения цилиндрического блока, уравнение перемещения поршня примет вид

$$h = x = R \cdot \cos \beta (1 - \cos \alpha) = R \cdot \sin \gamma (1 - \cos \alpha),$$

где $R = R_d = D_d / 2$ – радиус окружности центров заделки шатунов в наклонной шайбе; $\gamma = (90 - \beta)$ угол между осями цилиндрического блока и наклонной шайбой.

При допущении о синусоидальности закона изменения скорости, т. е. пренебрегая влиянием дезаксиала и влиянием конечной длины штоков, счи-

тая их бесконечно длинными, а также считая вращение цилиндрического блока равномерным, можно выражение мгновенной (текущей) скорости движения поршня представить в виде

$$v_{OTH} = \frac{dx}{dt} = R_D \sin \gamma \cdot \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}.$$

Поскольку $d\alpha / dt = \omega$, то можно записать

$$v_{OTH} = R_D \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha,$$

где $\alpha = \omega t$ – текущий угол поворота цилиндрического блока; ω – угловая скорость вращения вала.

За начало отсчета угла α принимается положение цилиндра, когда для рассматриваемого поршня начинается такт всасывания.

Максимальный ход поршня

$$h_{MAX} = 2R_D \cdot \sin \gamma = D_D \cdot \sin \gamma.$$

Максимальную скорость движения поршня можно определить, приравняв производную скорости по углу поворота к нулю:

$$\frac{dv_{OTH}}{d\alpha} = 0 \quad \text{или} \quad R_D \sin \gamma \cdot \cos \alpha = 0.$$

Для соблюдения этого равенства $\cos \alpha$ должен быть равен нулю, что соответствует двум значениям угла: $\alpha = 90^\circ$ и $\alpha = 270^\circ$.

Таким образом,
$$v_{OTH \cdot MAX} = R_D \cdot \omega \cdot \sin \gamma.$$

Относительная скорость поршня в аксиальных насосах не превышает 3–5 м/с при непрерывной работе и 5 м/с при периодической. Это довольно большие значения скоростей.

Ускорение поршня.

Ускорение любой точки поршня состоит из его ускорения относительно цилиндра и вращательного движения вместе с цилиндром. Кориолисовым ускорением можно пренебречь.

При принятых допущениях ускорение относительного движения поршня определяется из выражения

$$j_{OTH} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv_{OTH}}{dt} = R_D \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}.$$

Поскольку $d\alpha/dt = \omega$, то получается:

$$j_{OTH} = R_D \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha.$$

Ускорение поршня будет максимальным при условии, что производная ускорения по углу поворота равна нулю:

$$\frac{dj_{OTH}}{d\alpha} = 0, \quad \omega^2 R_D \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha = 0.$$

Для соблюдения этого условия необходимо, чтобы $\sin \alpha$ был равен нулю, что соответствует крайним положениям поршня

$$(\alpha = 0^\circ \text{ и } \alpha = 180^\circ).$$

$$j_{\text{ОТН МАХ}} = \pm \omega^2 R_{\text{Д}} \sin \gamma.$$

Данный вид ускорения необходимо учитывать при расчете непрерывности потока жидкости в цилиндре и во всасывающей магистрали.

Ускорение любой точки поршня во вращательном движении направлено к центру вращения блока цилиндров и определяется как

$$j_{\text{ПЕР}} = \omega^2 \cdot \rho,$$

где ρ – расстояние от выбранной точки до оси вращения цилиндрического блока.

Для точек, находящихся на оси цилиндра ($\rho = R_{\text{Д}}$):

$$j_{\text{ПЕР}} = \omega^2 \cdot R_{\text{Д}}.$$

На рис. 4 показаны графики пути x , относительной скорости $v_{\text{ОТН}}$ и относительного ускорения поршня $j_{\text{ОТН}}$ в цилиндре аксиально-поршневого насоса.

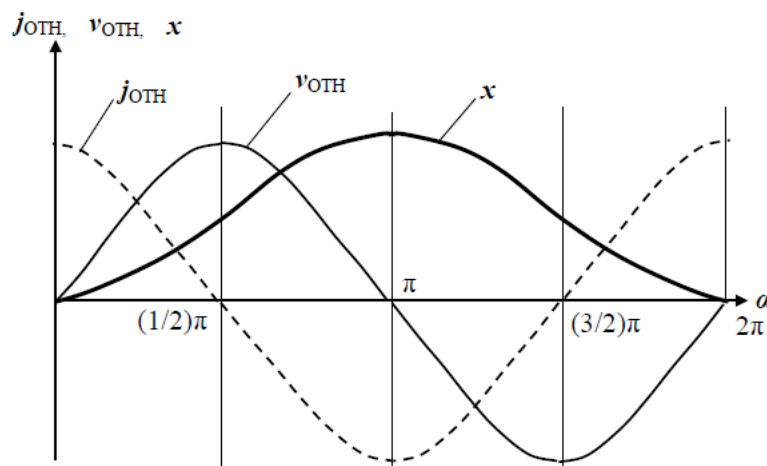


Рисунок 4 – Графики пути x , относительной скорости $v_{\text{ОТН}}$ и относительного ускорения поршня $j_{\text{ОТН}}$ в цилиндре аксиально-поршневого насоса

2.3. Силы инерции, действующие на поршень

Поршень насоса обладает массой m и на него при движении действуют силы инерции.

При поступательном относительном движении поршня в цилиндре

$$W_{\text{ОТН}} = -m \cdot j_{\text{ОТН}} = -m \cdot \omega^2 \cdot R_{\text{Б}} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha.$$

В насосах со свободно посаженными поршнями учет силы инерции важен при определении жесткости пружин и давления подпиточного насоса.

При вращательном (переносном) движении поршня вместе с цилиндрическим блоком на поршень действуют центробежные силы инерции:

$$W_{ц} = m \cdot j_{ПЕР} = m \cdot \rho \cdot \omega^2.$$

Радиус вращения ρ можно в практических расчетах принимать равным радиусу положения цилиндров в цилиндрической блоке R_B . Это справедливо только для насосов с наклонной шайбой. Однако и для других типов насосов это допущение не приводит к значительным погрешностям.

Наличие центробежной силы инерции – специфическая особенность данного типа насосов. Эта сила создает боковые усилия, прижимающие поршень к цилиндру. Причем величина этой силы сопоставима с силами, возникающими от наклона штоков к оси цилиндров.

Кроме того, силы инерции от вращательного движения цилиндров действуют и на частицы грязи, имеющиеся в рабочей жидкости. Это приводит к их скоплению на внешней части цилиндров и ускоренному износу трущихся частей.

В насосах с регулированием производительности за счет изменения угла наклона люльки эта сила будет способствовать увеличению угла наклона люльки γ .

Момент этой силы относительно оси поворота цапф

$$M = W_{ц} \frac{l}{L} \cdot \frac{D_B}{2} \cos^2 \alpha \cdot \sin \gamma = m \cdot R_B \omega^2 \frac{l}{L} \cos^2 \alpha \sin \gamma,$$

где l и L – координаты центра тяжести поршня и шатуна; m – суммарная масса поршня и шатуна.

Если просуммировать моменты, развиваемые центробежными силами всех поршней, то получим

$$\sum M_{ц} = W_{ц} \frac{l}{L} D_B \cdot \sin \gamma \cdot \sum_{i=1}^z \cos^2 \alpha.$$

Если принять среднее значение величины

$$\sum_{i=1}^z \cos^2 \alpha = \frac{z}{2},$$

то получается приближенное выражение момента от действия центробежных сил:

$$M_{ц} = m \frac{l}{L} \cdot \frac{D_B}{8} \omega^2 \sin \gamma.$$

2.4. Средняя подача насоса

Расчетная подача насоса равна объему, описываемому поршнями насоса в единицу времени:

$$Q_T = q \cdot n = f \cdot h \cdot z \cdot n,$$

где q и n – рабочий объем и частота вращения вала насоса; h , f , z – максимальный ход, площадь поршня и число цилиндров.

Текущее значение хода поршня x с учетом равенства $\beta = 90^\circ - \gamma$, где γ – угол, образованный осями блока цилиндров и наклонного диска, определяется из выражения

$$x = R_D(1 - \cos \alpha) \sin \gamma = \frac{D_D}{2}(1 - \cos \alpha) \sin \gamma,$$

где $R_D = \frac{D_D}{2}$ – радиус окружности заделки поршневых шатунов в наклонном диске; $\alpha = \omega \cdot t$ – угол поворота вала.

Максимальный ход h поршня получится при повороте от нейтрального положения на угол $\omega \cdot t = 2\pi$. С учетом того, что $\cos 2\pi = 1$, $h = 2R_D \sin \gamma$, рабочий объем одного цилиндра площадью f может быть выражен формулой

$$q_B = 2R_D f \cdot \sin \gamma,$$

а при z поршнях в блоке цилиндров рабочий объем насоса

$$q = 2R_D f \cdot \sin \gamma \cdot z = D_D \cdot f \cdot z \cdot \sin \gamma.$$

Средняя расчетная подача насоса

$$Q_T = q \cdot n = \frac{q \cdot \omega}{2\pi} = \frac{\omega}{2\pi} D_D f \cdot z \cdot \sin \gamma = \frac{\pi d^2}{4} z \cdot D_D \sin \gamma \cdot n,$$

где $n = \frac{\omega}{2\pi}$ и ω – соответственно частота вращения и угловая скорость вращения насоса.

Аналогично для второй конструкции насоса:

$$h = 2R_6 \cdot \operatorname{tg} \gamma = D_6 \cdot \operatorname{tg} \gamma; \quad Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z \cdot D_6 \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

где R_6 и D_6 – радиус и диаметр окружности осей цилиндров блока.

Подача насоса регулируется углом наклона оси диска относительно оси цилиндрического блока γ и осуществляется либо изменением положения оси диска при неизменном положении оси блока, либо наоборот.

Срок службы насоса существенно зависит от угла наклона оси диска. Уменьшение этого угла на 5° повышает срок службы насоса в 2 раза.

Ввод безразмерного коэффициента (параметра) регулирования

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sin \gamma_{TEK}}{\sin \gamma_{MAX}}$$

дает выражение для расчета подачи регулируемых насосов первой схемы:

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z \cdot n \cdot D_D \sin \gamma_{MAX} \bar{\varepsilon},$$

где γ_{TEK} и γ_{MAX} – текущий и максимальный углы наклона диска.

Часто удобно представить секундную подачу насоса в следующем виде:

$$Q_T = w \omega = \frac{d^2}{8} D_B \sin \gamma \cdot z \cdot \omega, \quad (1)$$

где характерный объем $w = \frac{q}{2\pi} = \frac{d^2}{8} D_{ДЗ} \cdot \sin \gamma$; ω - угловая скорость.

Полагая $\sin \gamma = \gamma$ и вводя коэффициент усиления регулируемого насоса $k_H = \frac{d^2}{8} D_{ДЗ} \cdot \omega$, формулу (1) можно представить следующим образом:

$$Q_T = k_H \cdot \gamma.$$

Если пренебречь сжимаемостью жидкости и неполнотой заполнения насоса, но учитывать утечки жидкости через неплотности, то объемную характеристику насоса можно выразить формулой

$$Q_T = k_H \cdot \gamma - r \cdot \Delta p,$$

где r – коэффициент утечек как функция от перепада давления Δp .

При работе гидромашины в режиме гидромотора частота вращения вала будет зависеть от подачи жидкости источником питания:

$$n = \frac{Q}{q}.$$

2.5. Роторно-поршневые (поршеньковые) насосы и гидродвигатели

Роторно-поршневые гидромашины (насосы и гидромоторы) по конструкции разделяют на две группы: с радиальным и аксиальным расположением цилиндров.

На рис. 5 приведена схема радиально-поршневой гидромашины.

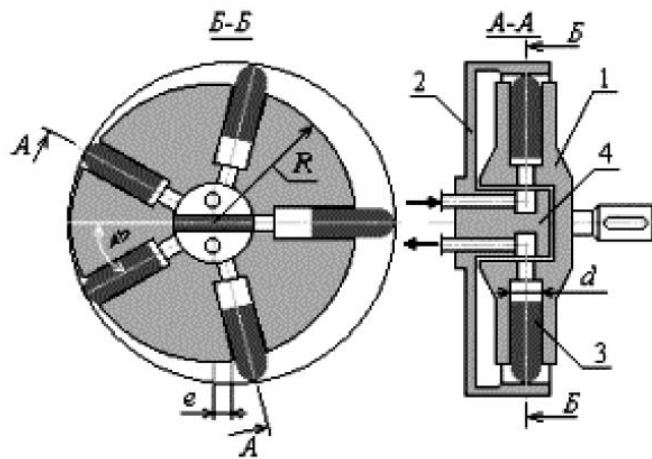


Рисунок 5 – Схема радиально-поршневой гидромашины

Ротор 1 расположен эксцентрично относительно статора 2. В роторе просверлены радиальные цилиндрические отверстия (цилиндры). Поршни 3 при вращении ротора совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, скользя своими сферическими головками по внутренней поверхности статора. Доньшки цилиндров имеют сквозные радиальные отверстия,

которые попеременно сообщаются то с верхним, то с нижним сегментными вырезами в распределительной цапфе 4.

Сегментные вырезы цапфы разделены перегородкой и образуют две камеры: при направлении вращения ротора по часовой стрелке верхний вырез образует всасывающую камеру, а нижний – нагнетательную. Поршни, которые в данный момент соединены с верхней камерой, двигаясь по направлению от оси вращения, создают в цилиндрах разрежение, что приводит к всасыванию жидкости.

Вращаясь вместе с блоком, эти цилиндры проходят уплотнительную перегородку и соединяются с нижней полостью. В этой области поршни, двигаясь по направлению к оси вращения, вытесняют жидкость в нижний сегментный вырез цапфы, т. е. в камеру нагнетания, находящуюся под высоким давлением.

При дальнейшем смещении статора эксцентриситет становится отрицательным. Насос снова перекачивает жидкость, но направление подачи меняется на противоположное.

Средняя подача радиально-поршневого насоса рассчитывается по уравнению:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot z \cdot n \cdot \eta_o = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot e \cdot z \cdot n \cdot \eta_o,$$

где d – диаметр поршня; h – ход поршня ($h = 2e$); e – эксцентриситет; z – число поршней; n – частота вращения ротора; η_o – объемный КПД.

Мгновенная подача Q_ϕ радиально-поршневого многоцилиндрового насоса определяется суммарной мгновенной производительностью поршней, одновременно находящихся в полости нагнетания.

Если общее число цилиндров равно z , а в полости нагнетания находится $n+1$ цилиндр, то мгновенная подача радиально-поршневого насоса определится по формуле:

$$Q_\phi = \sum_{i=0}^n q_i = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot e \cdot \omega \cdot \eta_o \cdot \sum_{i=0}^n \sin\left(\phi - \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot i\right),$$

где q_i – текущая подача i -го цилиндра, связанного с полостью нагнетания; ω – угловая скорость.

Сопоставляя данную формулу с уравнением для расчета мгновенной подачи поршневых насосов $q = S \cdot \omega \cdot r \cdot \sin \phi$, где S – площадь поршня; r – радиус кривошипа; ϕ – угол поворота кривошипа, нетрудно заметить, что радиально-поршневые насосы отличаются гораздо большей равномерностью подачи, так как жидкость одновременно подают несколько цилиндров, сдвинутых по фазе.

Экспериментально доказано, что радиально-поршневые машины с нечетным числом цилиндров имеют большую равномерность подачи, чем машины с четным числом цилиндров. Поэтому, как правило, число поршней принимают равным 5, 7 и 9.

Крутящий момент радиально-поршневых гидродвигателей, так же как и подача насосов, изменяется в зависимости от угла поворота ротора в узких пределах, так как суммарный мгновенный момент M_φ представляет собой сумму моментов, создаваемых $(n+1)$ поршнем, связанным с полостью высокого давления.

$$M_\varphi = \sum_{i=0}^n m_i,$$

где m_i – текущее значение момента, развиваемого одним поршнем.

На каждый поршень, который связан с полостью высокого давления, действует сила давления жидкости

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4},$$

где p – давление в полости нагнетания; d – диаметр поршня.

Сила F одинакова для всех поршней, связанных с полостью высокого давления. Ее можно разложить на составляющую N , нормальную к окружности статора, и на тангенциальную T , перпендикулярную оси поршня.

Нормальная составляющая ($N = F / \cos \beta$, где β – угол между силой N и осью поршня) прижимает сферические головки поршней к статору и определяет величину силы трения.

Тангенциальная составляющая ($T = F \cdot \tan \beta$) на плече r , равном расстоянию от оси вращения ротора до точки контакта головки поршня со статором, создает крутящий момент на валу ротора машины. Текущее значение момента, создаваемого одним поршнем, равно

$$m_i = T_i \cdot r_i = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot r_i \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta},$$

где $r_i = e \cdot \cos \varphi + R$.

Значение $\sin \beta$ можно представить в виде

$$\sin \beta = \frac{e \cdot \sin \varphi}{R}$$

и при малом значении $e/R = 0,08-0,09$ можно считать $\cos \beta$ равным единице.

При этих условиях, мгновенное значение момента, развиваемого радиально-поршневым гидромотором, определится как

$$m_i = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot r_i \cdot \frac{e}{R} \cdot \sin \varphi_i,$$

$$M_\varphi = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{e}{R} \cdot \sum_{i=0}^n r_i \cdot \sin \left(\varphi - \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot i \right).$$

Очевидно, что крутящий момент рассматриваемого гидродвигателя будет тем больше, чем больше эксцентриситет e . Изменяя эксцентриситет, можно регулировать крутящий момент без изменения давления подаваемой к двигателю жидкости.

Очевидно, что крутящий момент рассматриваемого гидродвигателя будет тем больше, чем больше эксцентриситет e . Изменяя эксцентриситет, можно регулировать крутящий момент без изменения давления подаваемой к двигателю жидкости.

На рис. 6 представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров, который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта.

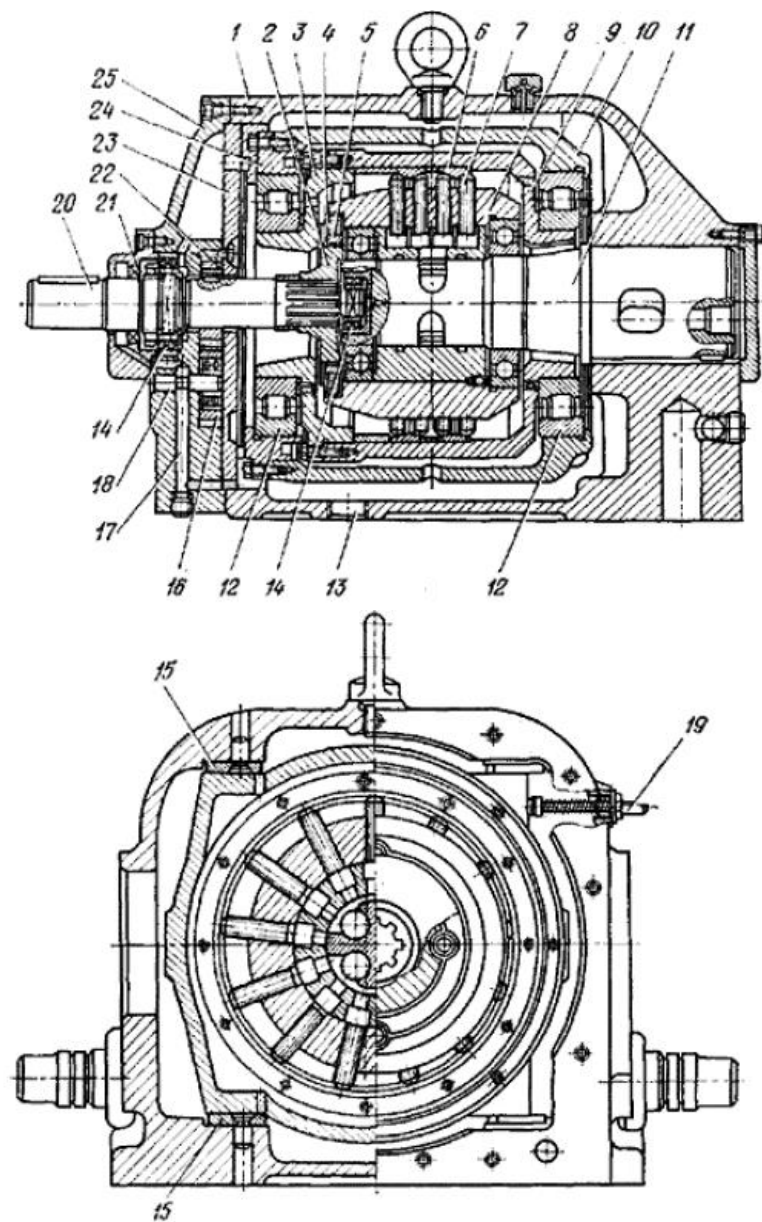


Рисунок 6 – Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров

Скользкий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигается изменение эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19.

Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал – в подшипниках 14.

Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21.

Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 – в дренажную гидролинию.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Объясните работу аксиально-поршневых насосов, используя рис. 1.
2. В чем состоит преимущество аксиально-поршневых машин?
3. По рис. 2 объясните работу торцового распределительного диска.
4. От чего зависят силы инерции в поршневых машинах?
5. Как регулируется подача в аксиально-поршневых машинах?
6. Объясните принцип работы роторно-поршневой машины, используя рис. 5.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5. Изучение конструкций роторно-пластинчатых насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является изучение конструкций и метода расчета параметров роторно-пластинчатых насосов.

Задачами работы является ознакомление обучающихся с конструктивными схемами роторно-пластинчатых насосов однократного и двукратного действия, а также параметров их работы.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

По форме вытеснителей и способу замыкания вытесняемого объема эти насосы относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин (шиберов), помещенных в радиальных прорезах вращающегося ротора, а вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора.

Эти машины, получившие название лопастных, являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Наиболее простым насосом пластинчатого типа является насос с двумя пластинами 3 и 5 (рис. 1), установленными с возможностью радиального перемещения в общем сквозном пазу ротора 7.

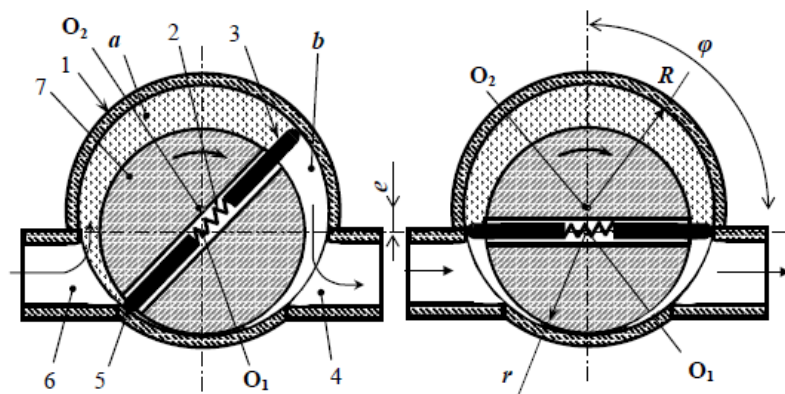


Рисунок 1 – Схема двухпластинчатого насоса

Эти пластины, являющиеся по существу как бы одной пластиной, образуют с поверхностями ротора 7 и смещенного относительно него с эксцентриситетом e статора 1 с осью O_2 две серпообразные камеры (полости): a и b .

При повороте ротора 7 относительно оси O_1 в направлении, указанном стрелкой, объем камеры a насоса, соединенной со всасывающей полостью 6, увеличивается, а камеры b , соединенной с нагнетательной полостью 4,

уменьшается. В связи с этим происходит всасывание (через полость 6) и нагнетание (через полость 4) жидкости.

Поскольку ротор 7 имеет плотный контакт с нижней частью статора 1, одна из пластин (3 или 5) в любом положении ротора 7 отделяет всасывающую полость 6 от нагнетательной 4. Для обеспечения плотного контакта со статором пластины распираются пружиной, прижимающей их к внутренней поверхности статора 7.

Подача жидкости каждой пластиной за один оборот определяется площадью, отмеченной точечной штриховкой, и находится из геометрических соотношений.

При $\varphi = \pi/2$ и толщине пластины $b = 0$ эта площадь составит

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

Соответственно средняя расчетная подача насоса с учетом того, что за каждый оборот вытесняются два объема, соответствующих этой площади:

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

где B – ширина ротора; n – частота вращения насоса.

С учетом объема двух пластин, равного $q' = 4B \cdot e \cdot b$, подача определится формулой

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

Так как текущий объем рабочей камеры в насосе с такой схемой значительно изменяется по углу поворота приводного вала, подача насоса является пульсирующей, что ограничивает применение этой схемы.

Кроме того, такие насосы не могут работать при значительных давлениях, ввиду чего они применяются для вспомогательных целей (подкачка, смазка и т. д.).

Для снижения пульсации при подаче жидкости применяют насосы с несколькими пластинами (рис. 2, а), а для повышения рабочего давления используют насосы двух- (рис. 2, б) и четырехкратного действия, в которых давление рабочей жидкости на ротор уравновешено (в насосах однократного действия это давление действует с одной стороны – со стороны нагнетания).

В конструкции многопластинчатых насосов используются различные способы поджатия пластин к поверхности статора, но наибольшее распространение получил поджим давлением жидкости, которую перекачивает сам насос. Для этого жидкость из линии нагнетания через ротор подается под пластины и давит на них в сторону поверхности статора.

На рис. 3 показана конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия, а на рис. 4 – чертеж общего вида такого насоса.

Многопластинчатые насосы и насосы двукратного действия выпускаются в основном на давление до 7 МПа, реже до 14 МПа. Ограничение по давлению обусловлено тем, что при проходе мимо зоны всасывания на

наружной поверхности пластин в зоне поверхности статора на них не действует разгружающее давление, из-за чего наружная поверхность пластин быстро изнашивается.

Объемный КПД таких машин составляет 0,6–0,95, механический – 0,7–0,9. Частота вращения насосов – от 500 мин^{–1} для насосов большой мощности и до 1500–3000 мин^{–1} для насосов средней и малой мощности.

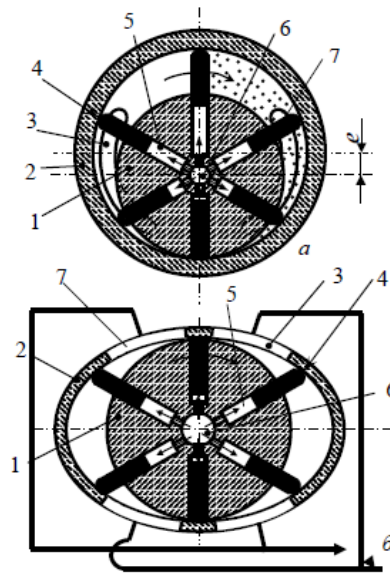


Рисунок 2 – Схема многопластинчатого роторного насоса однократного (а) и многократного (двукратного) действия (б):

**1 – ротор; 2 – статор; 3 – окно всасывания; 4 – пластина;
5 – паз ротора; 6 – канал**

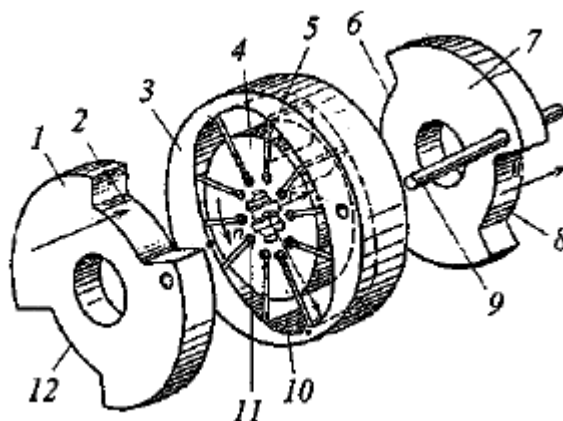


Рисунок 3 – Конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия:

1, 7 – крышка; 2, 12 – окно всасывания; 3 – статор; 4 – ротор; 5 – пластина; 6, 8 – окно нагнетания; 9 – центрирующий штифт; 10 – поверхность цилиндра; 11 – отверстия в роторе

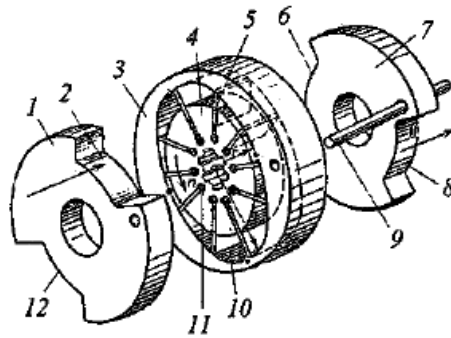


Рисунок 3 – Конструктивная схема пластинчатого насоса двукратного действия:

**1, 7 – крышка; 2, 12 – окно всасывания; 3 – статор; 4 – ротор;
5 – пластина; 6, 8 – окно нагнетания; 9 – центрирующий штифт;
10 – поверхность цилиндра; 11 – отверстия в роторе**

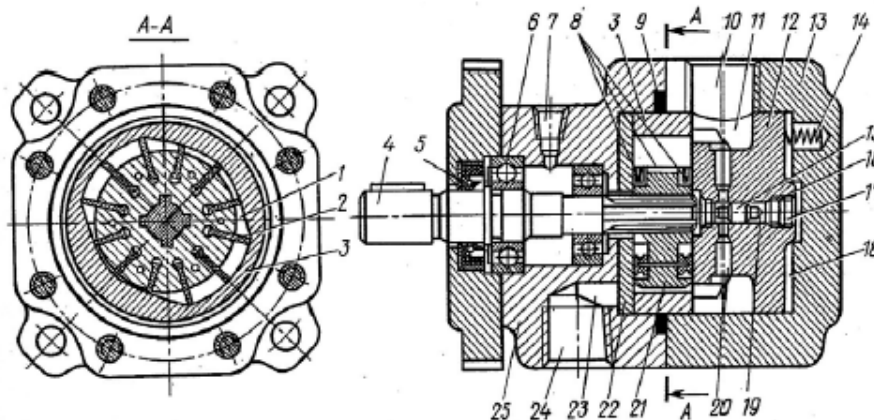


Рисунок 4 – Чертеж общего вида пластинчатого насоса двукратного действия:

**1 – ротор; 2 – пластина; 3 – статор; 4 – приводной вал со шлицами;
5 – сальник; 6 – подшипник; 7 – отверстие с конической резьбой;
8 – отверстия для поджатия пластины; 9 – уплотнительная прокладка;
10, 24 – отверстия с конической резьбой; 11, 23 – полости всасывания и
нагнетания; 12 – торцовая задняя пята; 13 – задняя крышка;
14 – пружина; 15 – золотник; 16 – кольцевая щель; 17 – заглушка;
18 – полость; 19 – конический выступ золотника; 20 – отверстие;
21 – тело ротора; 22 – торцовая передняя пластина; 25 – корпус**

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной

записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем состоит принцип работы роторно-пластинчатых насосов?
2. В чем состоит преимущество роторно-пластинчатых насосов многократного действия?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. Изучение конструкций вихревых насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является закрепление знаний в области вихревых насосов и изучение конструкций и принципа их работы.

Задачами работы является ознакомление обучающихся с основными узлами и элементами вихревых насосов и принципами их действия, с правилами запуска и эксплуатации насосов, с наиболее вероятными неисправностями и способами их устранения.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Конструкции и принципы действия вихревых насосов

Выпускаемые вихревые насосы различаются по типу рабочих колес. Наибольшее распространение получили насосы типа В (вихревые) с закрытыми колесами (рис. 1). Также имеются насосы типа ВО с открытыми колесами, а также центробежно-вихревые насосы марки 2,5 ЦВ.

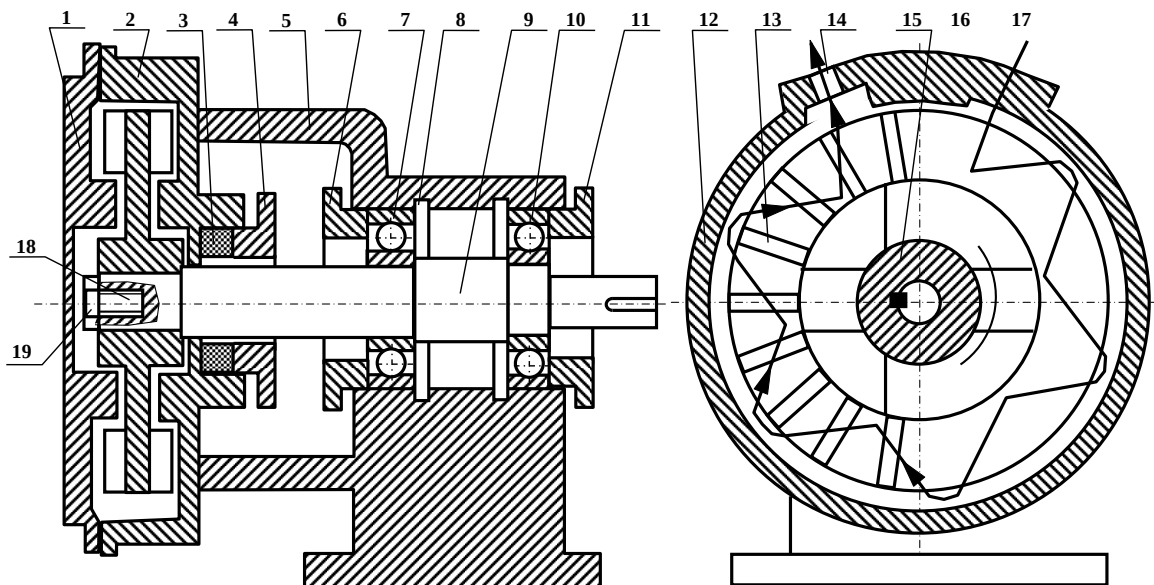


Рисунок 1 – Вихревой насос типа В

Закрытое колесо представляет собой круговой диск 16 с короткими плоскими лопастями 13 (от 18 до 28 шт.), расположенными в радиальном направлении и закрепленными по периферии диска с обеих сторон перпендикулярно к его плоскости. Диск крепится к ступице 15, которая жестко посажена на валу 9 с помощью шпонки 18 и болта 19. Вал 9 вращается в двух

шарикоподшипниках 7 и 10, установленных на раме 5 и закрепленных крышками 6 и 11. Рабочее колесо крепится на консоли вала 9 таким образом, что круглый корпус 12 равномерно охватывает по периферии. С торцов колесо ограничено с одной стороны стенкой корпуса 2, а с другой крышкой 1 закрепленной на корпусе с помощью болтов.

Для предотвращения утечек жидкости из корпуса предусмотрено сальниковое уплотнение 3, затянутое крышкой 4. В верхней части корпуса размещены напорный патрубок 14 и всасывающий 17, которые разделены между собой перемышкой, выполненной в виде утолщений корпуса.

Вихревые насосы обладают самовсасывающей способностью, что упрощает условия их автоматизации и дает возможность использовать в качестве вакуум-насосов для заливки центробежных насосов.

Работа вихревого насоса происходит следующим образом: частицы жидкости захватываются лопастями у входа в кольцевой канал, проходят по межлопастному зазору и затем выбрасывается вновь в кольцевой канал. За один оборот рабочего колеса частица жидкости несколько раз захватывается лопастями и выбрасывается в кольцевой канал, т.е. движется по криволинейной траектории (рис. 2). При этом частички жидкости получают приращение удельной энергии при каждом выбросе ее из межлопастного канала в кольцевой, что способствует повышению напора. Благодаря этому вихревой насос в состоянии развить напор в 2-4 раза больший, чем центробежный при одном и том же диаметре колеса и при одной и той же окружной скорости вращения. Это приводит к значительно меньшим габаритным размерам и весу вихревых насосов в сравнении с центробежными.

Вихревые насосы с открытыми рабочими колесами могут быть использованы как для перекачивания жидкости (рис. 2, а), так и для газа (рисунок 2, б).

Принцип работы этих машин такой же как описан выше. Отличительной способностью являются рабочие колеса 2, лопасти которых (от 12 до 24) изготовлены за одно целое со ступицей 3, посаженной на валу 4. Входящий 5 и нагнетательный 6 патрубки могут быть расположены диаметрально противоположно с двух сторон, а подвод и отвод жидкости (газа) осуществляется параллельно оси.

Основным недостатком этих насосов является сравнительно низкий КПД (25-55 %) и быстрый износ рабочего колеса при перекачивании воды с примесью твердых включений. Насосы рассмотренных типов выпускаются производительностью от 8 до 60 м³/ч с напором от 25 до 250 м и высотой всасывания 4-6 м.

Для повышения КПД разработан и выпускается агрегат, в котором в одном корпусе размещаются на одном валу одно колесо центробежного насоса и одно колесо вихревого типа. В этом случае центробежная ступень стоит первой и создает подпор для вихревой. Причем последняя может иметь главное или подчиненное значение.

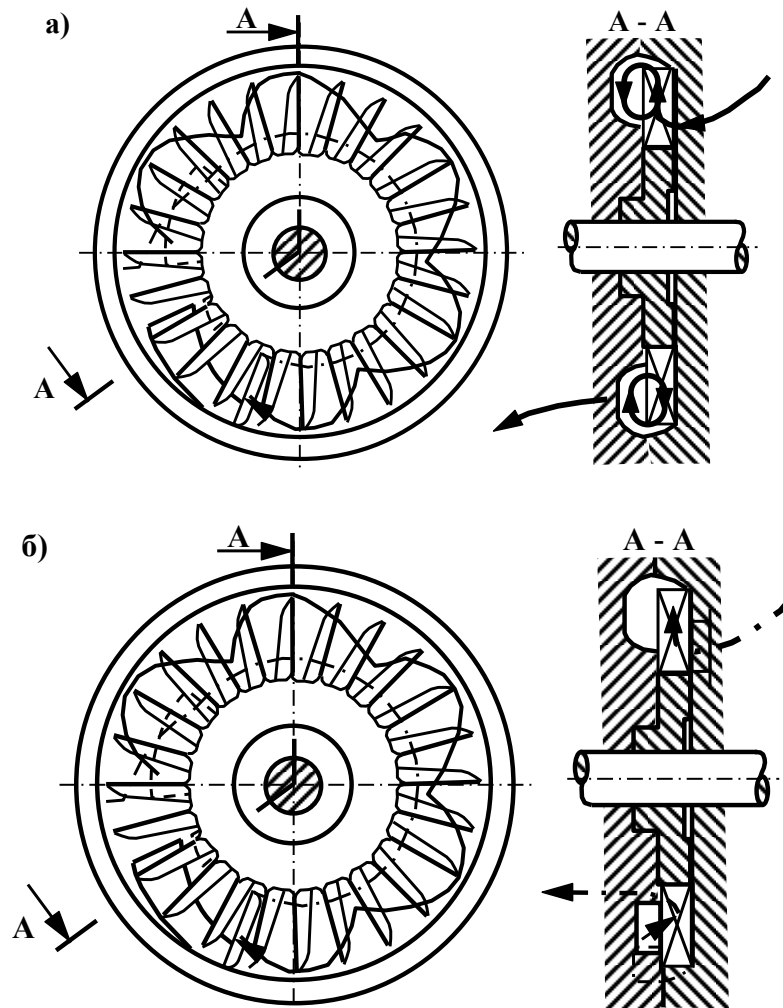


Рисунок 2 – Вихревые насосы с открытым рабочим колесом для перекачивания воды (а) и газа (б)

Повышение подпора на входе в вихревую ступень позволяет ликвидировать опасность работы насоса в кавитационном режиме из-за низкого давления во всасывающем канале, которое вызывает нарушение сплошности потока и приводит к выделению газа из жидкости в виде пузырьков пара. При попадании пузырьков в зону повышенного давления происходит конденсация (растворение) паров в жидкости, которая сопровождается гидроударом. Это явление кавитации часто возникает в вихревых насосах, особенно при резких перепадах сопротивлений в трубопроводной сети. В агрегатах 2,5ЦВ кавитация отсутствует, поэтому они более надежны в эксплуатации.

2.2. Характеристики вихревых насосов

Параметрами, характеризующими работу вихревого насоса, являются функциональные зависимости напора H , мощности N , и КПД η от подачи Q (рисунок 7.3).

Напор насоса зависит от частоты вращения рабочего колеса и может быть посчитан по формуле:

$$H = \psi \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где ψ - коэффициент пропорциональности для рабочих колес закрытого типа (принимается равным 3,5 - 4,5); v - окружная скорость на уровне центра лопастей рабочего колеса.

Если известен диаметр D , на уровне которого размещены лопасти, то скорость можно подсчитать по формуле:

$$v = \frac{\pi D n}{60},$$

где n - частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} .

Потребляемая мощность насоса определяется по формуле:

$$N_{\text{э}} = \frac{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta},$$

где H - напор, создаваемый насосом, м; Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ - плотность перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; η - КПД насоса; g - ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

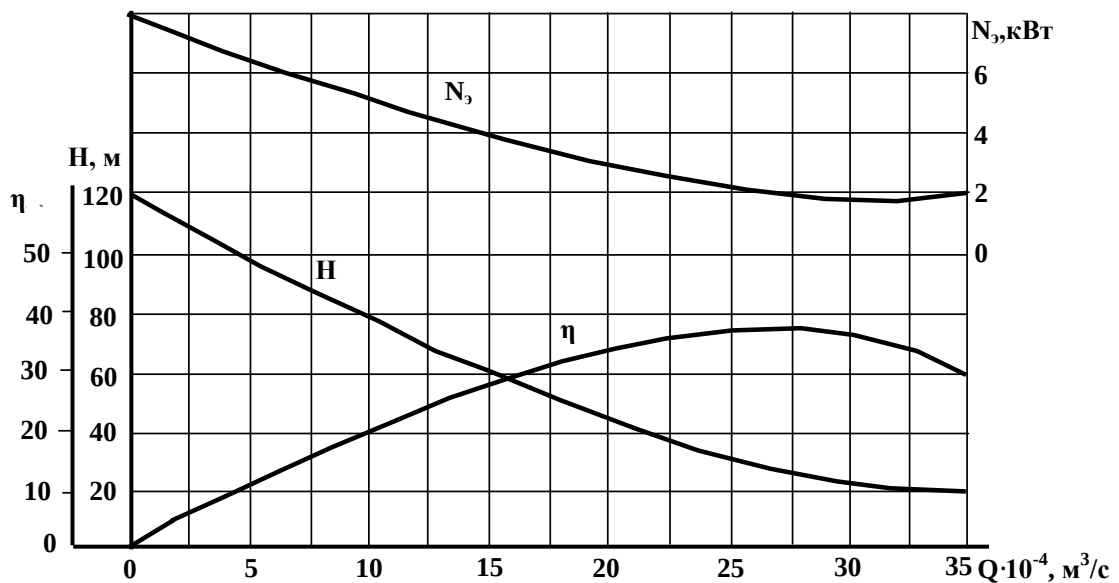


Рисунок 3 – Характеристики вихревого насоса 2В-1,6

2.3. Поиск вихревого насоса и уход за ним

При первом запуске насоса его заливают перекачиваемой жидкостью и запускают двигатель. При повторных запусках заливку можно не производить, так как всасывающий и нагнетательный патрубки находятся в верхней части корпуса, поэтому после выключения электродвигателя в насосе остается жидкость, которой достаточно для очередного запуска, поскольку насос

создает большое разрежение во всасывающей полости. Необходимо следить за вакуумметрическим давлением на входе в насос, чтобы не допустить появления кавитации, которая сопровождается падением напора, понижением КПД и возникновением шума.

Насос может работать при открытой задвижке на нагнетательном трубопроводе, что упрощает систему автоматизации его работы.

Уход за насосом во время его работы заключается:

в поддержании смазки подшипников консистентной смазкой в соответствии с техническими требованиями, температура подшипников не должна превышать температуру окружающей среды более чем на 40–50°;

в наблюдении за своевременным подтягиванием сальников для того, чтобы вода из них просачивалась непрерывно редкими каплями; это необходимо не только для контроля гидравлического уплотнения, но и предохранения вала от износа и набивки от сгорания.

2.4. Возможные неполадки в работе насоса и способы их устранения

Центробежные и вихревые насосы имеют одни и те же неполадки. Способы их устранения приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Основные неисправности и способы устранения неполадок вихревых насосов

Неполадки	Возможные причины неполадок	Способы устранения неполадок
Отказ от работы после пуска	1. Неплотность всасывающей линии 2. Наличие в корпусе насоса воздуха. 3. Закупорка трубок гидравлического сальника	Осмотреть трубопровод. Повторить заливку. Осмотреть и прочистить трубки
Уменьшение производительности в процессе работы	1. Уменьшение числа оборотов. 2. Просачивание воздуха во всасывающую линию или в корпус насоса через сальники. 3. Увеличение сопротивлений в напорном трубопроводе 5. Механические повреждения: а) износ уплотнительных	Проверить двигатель. Проверить трубопровод, подтянуть или сменить набивку сальника. Проверить все задвижки и места возможных засорений трубопровода. Проверить показания вакуумметра. Осмотреть всасывающий трубопровод. Заменить поврежденные

	колец; б) повреждение рабочего колеса	детали
Уменьшение напора в процессе работы	1. Уменьшение числа оборотов. 2. Наличие воздуха в воде. 3. Повреждение (разрыв) напорного трубопровода. 4. Механические повреждения: а) износ уплотняющих колец; б) повреждение рабочего колеса	Проверить двигатель. Проверить всасывающий трубопровод, подтянуть или сменить набивку сальника. Прикрыть задвижку на напорном трубопроводе и осмотреть его. Сменить поврежденные детали.
Вибрация и шум	Неправильная установка. 2. Механические повреждения: а) прогиб вала; б) заедание вращающихся частей; в) износ подшипников	Проверить агрегат. Сменить поврежденные детали.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7. Изучение конструкций и принципа работы перекачных насосов

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью работы является закрепление знаний в области работы перекачных насосов на магистральных линиях.

Задачами работы является ознакомление обучающихся с классификационными признаками, назначением, конструкциями, принципом работы и устранением неполадок в работе перекачных насосов винтового действия.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Обозначение, классификация и назначение винтовых насосов

Насосные агрегаты винтового типа по количеству ведущих элементов подразделяются на одно-, двух- и трёх-винтовые.

В промышленности применяются следующие одновинтовые насосы: 1В 20/10, 1В 20/5, 1В 6/5, изготавливаемые в соответствии с ГОСТ 18863 и ТУ 26-06-525-70.

Обозначение насосов расшифровывается следующим образом: цифра 1- одновинтовой; В - винтовой; числитель дроби - округлённое значение подачи, м³/ч; знаменатель - напор, кг/см².

Перечисленные насосы используются для участков и местного водоотлива шахт, для откачки воды из зумфов и водосборников.

При проведении уклонов, наклонных стволов и горизонтальных выработок с притоками неагрессивной воды до 5 м³/ч для насосов 1В 6/5 и до 15 м³/ч для насосов 1В 20/10 и 1В 20/5.

При перекачивании воды допускается её загрязнение до 5 % по массе при величине твёрдых частиц не более 2-3 мм. Температура перекачиваемой жидкости не должна превышать 50⁰С.

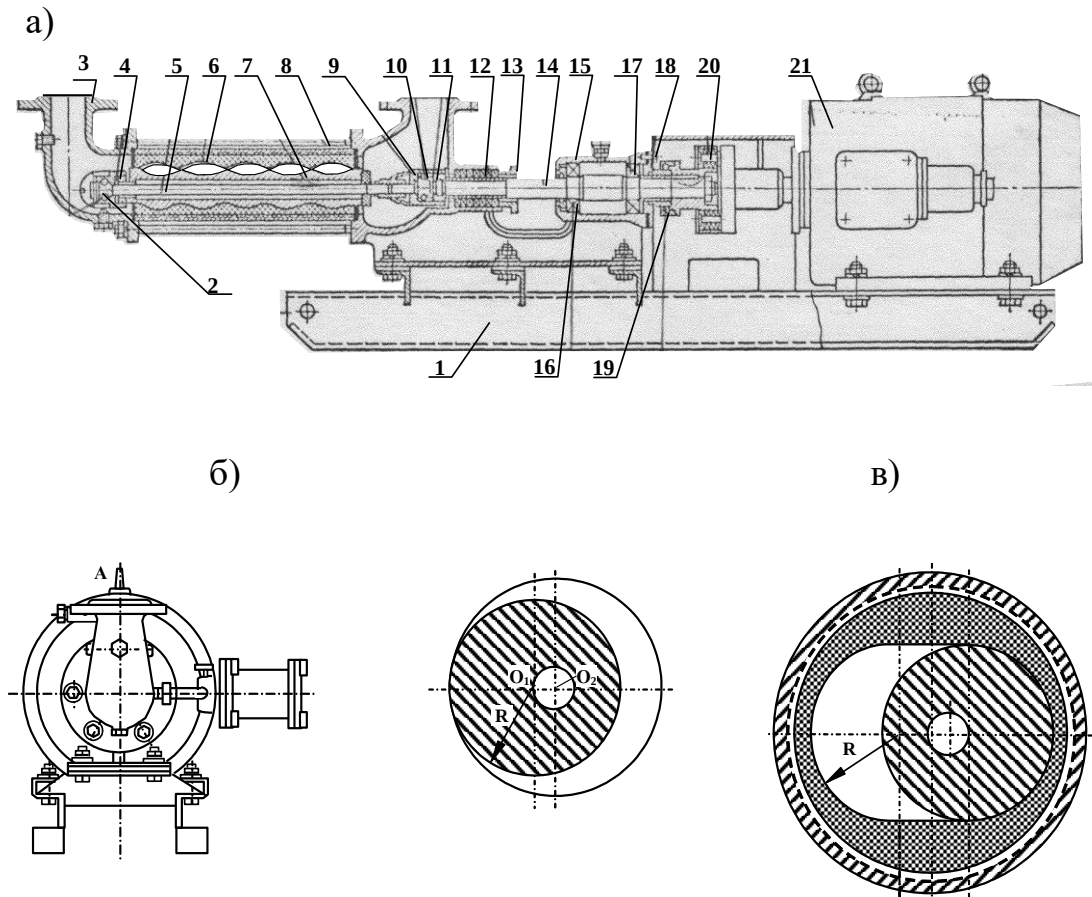
2.2. Конструкция и принцип работы одновинтового насоса

Конструкция рассматриваемых трёх типов насосов одинакова и состоит из следующих основных узлов, представленных на рисунке: рабочей и опорной частей, карданного вала, эластичной муфты со стопорным устройством и перепускного устройства.

Насос и электродвигатель 21 смонтированы на раме 1, изготовленной из швеллеров в виде салазок, которые облегчают перемещение агрегата в забое при проходке выработок.

Рабочая часть насоса состоит из стального однозаходного винта 7, резиновой двухзаходной обоймы 6 и чугунного корпуса 3. Внутри корпуса 3 размещены опоры, на которых крепится карданный вал 5. Карданный вал

размещается внутри винта 7 и служит для передачи крутящего момента на винт, поверхность которого в процессе подвергается знакопеременной динамической нагрузки.



**Конструкция винтового насоса 1В20/10(а),
сечение винта (б) и обоймы (в) байпасного устройства**

Слева корпус насоса имеет всасывающий патрубок с камерой подшипников для кардана, а справа - нагнетательный со встроенным подшипником для кардана и сальником, обеспечивающем предотвращение утечек жидкости из корпуса.

В сальниковой коробке установлена плетёная хлопчатобумажная набивка, которая поджимается грундбуксой 13 и смазывается солидолом с помощью колпачковой маслёнки. Затяжка сальника не должна быть чрезмерной во избежание сгорания набивки. Нормальное просачивание через сальник воды - $2,78 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$ (0,5 л/ч).

Крутящий момент от электродвигателя передаётся приводному валу 14 через упругую втулочно-пальцевую муфту 20. Приводной вал вращается в двух подшипниках радиально упорном 16 и радиально однорядном 17. Камера подшипников герметизирована войлочными уплотнителями, установленными в стальной втулке 15 и крышке 18. Крышка имеет на ступице семь

зубьев, в которые входят три шарика, размещённые в наклонных отверстиях ведомой полумуфты. При вращении вала по часовой стрелке ведомая полумуфта увлекает шарики, которые центробежной силой отбрасываются от поверхности зубьев и не препятствуют вращению приводного вала. При вращении вала против часовой стрелки шарик упираются в радиальные стенки зубьев стальной крышки и стопорят вал. Выпадение шариков из наклонных отверстий предупреждается предохранительным кольцом 19, закрепленным на ведомой полумуфте.

Передача крутящего момента от промежуточного приводного вала 14 на карданный вал 5 осуществляется через ведущую муфту 11, а от карданного вала на рабочий винт 7 с помощью ведомой муфты 4. Ведущая и ведомая муфты закреплены на рабочем винте и приводном валу и имеют расточки, в которых в которых установлены сферические вкладыши 10. Пальцы 2, соединяющие шары карданного вала и муфты, вместе с втулками муфт составляют шарнир карданного вала. Втулки и пальцы шарнира предохраняются от выпадения кольцами, закреплёнными на муфтах. Шарнирное соединение рабочего винта с карданным валом закрыто крышкой, предохраняющей его от воздействия механических примесей перекачиваемой воды. Для герметизации шарнирного соединения карданного и приводного валов используется резиновый сильфон 9, закреплённый одной стороной на рабочем винте, другой на ведущей муфте.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отчет по лабораторной работе оформляется в виде сброшюрованной записки, выполненной на листах формата А4 машинописным текстом.

Отчет должен содержать: титульный лист; задание с исходной информацией; краткое изложение основных теоретических положений; результаты; графическую интерпретацию результатов; выводы по работе.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сооружение и эксплуатация насосных и компрессорных станций: учебное пособие / О. Н. Петров, А. Н. Сокольников, Д. В. Агровиченко, В. И. Верещагин. — Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2018. — 192 с. — ISBN 978-5-7638-3896-1. — Текст: электронный // Цифровой образовательный ресурс IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/84131.html>. — Режим доступа: для авторизир. пользователей
2. Эксплуатация насосных и компрессорных станций: учебное пособие / составители А. Л. Саруев, Л. А. Саруев. — Томск: Томский политехнический университет, 2017. — 358 с. — Текст: электронный // Цифровой образовательный ресурс IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/84046.html>. — Режим доступа: для авторизир. пользователей
3. Эксплуатация насосно-силового оборудования на объектах трубопроводного транспорта: учебное пособие. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2010. — 456 с. — ISBN 978-5-9961-0260-0. — Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/28334>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.
4. Данилина, Н. Е. Эксплуатация насосных, компрессорных станций, нефтебаз и АЗС: учебно-методическое пособие / Н. Е. Данилина, И. В. Дерябин. — Тольятти: ТГУ, 2019. — 138 с. — Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/139841>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.
5. Корчевская, Ю. В. Насосы и насосные станции : учебное пособие / Ю. В. Корчевская, Г. А. Горелкина. — Омск: Омский ГАУ, 2015. — 73 с. — ISBN 978-5-89764-541-1. — Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/90742>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.
6. Трубопроводный транспорт нефти: учебник для вузов: в 2 т. / Г. Г. Васильев [и др.]; под ред. С. М. Вайнштока. — М.: Недра, 2002-2004. Т. 2 — 2004 — 621 с.: ил. — Библиография в конце глав. — ISBN 5-8365-0175-0.
7. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов: учебное пособие для вузов / П. И. Тугунов [и др.]; под ред. А. А. Коршака. — 3-е изд., испр. — Уфа: ДизайнПолиграф Сервис, 2008 — 656 с.: ил. — Библиогр.: с. 654-655. — ISBN 5-94423-023-1.
8. Гумеров, А. Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций [Электронный ресурс] / А. Г. Гумеров, Р. С. Гумеров, А. М. Акбердин. — Мультимедиа ресурсы (10 директорий; 100 файлов; 740MB). — Б. м.: Б. и., 2001 — 1 Мультимедиа CD-ROM. — Доступ из корпоративной сети ТПУ. — Текстовые файлы.
9. Технология сооружения газонефтепроводов: учебник для вузов / Ф. М. Мустафин [и др.]; Уфимский государственный нефтяной технический

университет (УГНТУ); под ред. Г. Г. Васильева. — Уфа: Нефтегазовое дело, 2007- Т. 1 — 2007 — 624 с.: ил. — Библиогр.: с. 549-559. — ISBN 978-5-98755-029-8

10. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций: учебник / А. М. Шаммазов, В. Н. Александров, А. И. Гольянов и др. — Москва: Недра-Бизнесцентр, 2003 — 404 с.: ил. — Библиогр.: с. 400-403. — ISBN 5-247-03881-9.