

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И АППАРАТЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
21.03.01 «Нефтегазовое дело» дневной формы обучения*



Могилев 2026

УДК 532:62-82
ББК 30.123:34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«3» февраля 2026 г., протокол № 7.

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены
для студентов направления подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело» днев-
ной формы обучения.

Учебное издание

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И АППАРАТЫ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2026

Содержание

Введение.....	4
1 Практическая работа № 1. Гидромашины	5
2 Практическая работа № 2. Объемный гидропривод	11
3 Практическая работа № 3. Расчет основных параметров турбобуров	13
4 Практическое занятие № 4. Гидравлический расчет трубопровода	20
5 Практическое занятие № 5. Построение гидравлических характеристик трубопровода.....	25
6 Практическое занятие № 6. Выбор и регулирование работы центробежного насоса.....	31
7 Практическое занятие № 7. Определение предельно допустимой высоты всасывания.....	34
8 Практическое занятие № 8. Устройство насосной установки.....	42
9 Практическое занятие № 9. Расчет турбокомпрессорных агрегатов.....	45
Список литературы	47

Введение

Целью изучения дисциплины является теоретическое и экспериментальное изучение основ работы, конструкций и практических методов расчета гидравлических машин и аппаратов, используемых в нефтегазовой промышленности.

Гидравлические машины относятся к обширному классу проточных машин, различающихся по виду рабочей среды и направлению передачи энергии. Проточные машины – это машины, преобразующие механическую энергию двигателя в механическую энергию потока рабочей среды или, наоборот, механическую энергию потока в механическую энергию двигателя. В качестве рабочей среды здесь может выступать как жидкая (капельная), так и газообразная. Соответственно всему вышесказанному, проточные машины делятся на проточные машины-орудия в виде насосов и компрессоров, служащих для создания, в первом случае, потоков жидкой и, во втором, газообразной сред, и проточные машины-двигатели, представленные в виде различных гидро- и пневмодвигателей.

Насосы – гидравлические машины, служащие для всасывания и нагнетания разнообразных жидкостей по напорным трубам. Насосы разделяются на две основные группы: динамические и объемные. *Динамический насос* – насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. К ним относят лопастные, трения и инерции, электромагнитные насосы. *Объемный насос* – насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса. К ним относятся возвратно-поступательные, роторные и возвратно-поворотные насосы.

Основными параметрами, характеризующими работу насосов всех типов, являются напор, производительность, мощность и коэффициент полезного действия (КПД). *Напор насоса* – удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия и инициалы студента, год оформления отчета.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя необходимые источники литературы и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практического занятия производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.

1 Практическая работа № 1. Гидромашины

Гидравлические машины (насосы, гидродвигатели) и компрессоры, используемые в нефтегазодобывающей промышленности, относятся к обширному классу проточных машин, играющих исключительно важную роль во всех областях производства.

Как известно, машиной называется механизм или комплекс механизмов, предназначенный для выполнения полезной (отдаваемой) работы. Это – работа сил производственных (полезных) сопротивлений. Вследствие вредных сопротивлений в самой машине она всегда меньше затраченной (потребляемой) работы, совершаемой движущими силами.

Проточные машины отличаются от прочих тем, что процесс передачи работы у них целиком связан с потоком среды, протекающей через машину. В частности, если текучей средой (флюидом) является капельная жидкость, то проточные машины называются гидравлическими; если же текучая среда газообразная, то говорят о газовых или пневматических проточных машинах.

Приведенное общее определение машин полностью относится к проточным и используется для их классификации по двум основным группам в зависимости от направления передачи работы:

1) *проточные машины* – орудия, которые получают работу от приводного вала или штока, а отдают ее потоку текучей среды. К этой группе относятся насосы, служащие для создания потока жидкой среды, и компрессорные машины (то же, но для газообразных сред);

2) *проточные машины – двигатели*, которые воспринимают работу от потока жидкости или газа, а отдают ее через выводной вал. К ним относятся турбины и другие гидро- и пневмодвигатели.

Существуют агрегаты, составленные из машин обеих названных групп. В подобных системах текучая среда служит передаточным звеном, по отношению к которому проточная машина – орудие – отдающий, а машина – двигатель – приемный орган агрегата. Примеры: гидродинамическая передача, используемая в силовом приводе буровой установки; бесштанговая насосная установка, составленная из наземного силового насоса и погружного поршневого двигателя с насосом; система, состоящая из бурового насоса и забойного гидродвигателя; насосный гидропривод некоторых механизмов буровых и нефтепромысловых установок.

В зависимости от принципа действия все проточные машины делятся на два класса: динамические и объемные. В динамической машине передача работы от рабочего органа к текучей среде (или наоборот) происходит в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом машины. Примеры: центробежный или вихревой насос, турбина турбобура, центробежный или осевой компрессор.

Признак *объемной проточной машины* – периодическое изменение объема рабочей камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом машины. Примеры: поршневой насос или компрессор, роторный насос, гидромотор, винтовой или пластинчатый компрессор.

Машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называют вентиляторами, газодувками, компрессорами.

Вентилятор – машина, перемещающая газовую среду при степени повышения давления $e = 1,15$.

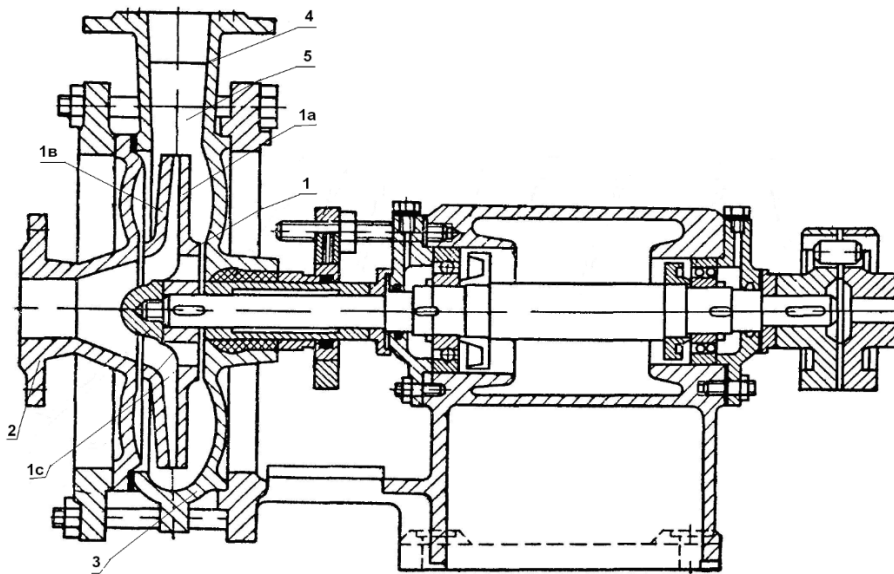
Газодувка – машина, работающая при $e > 1,15$ (обычно $e < 2,5 \dots 3$), но искусственно не охлаждаемая.

Компрессор сжимает газ при $e > 1,15$ и имеет искусственное (обычно водяное) охлаждение полостей, в которых происходит сжатие газа.

В современной промышленности распространены гидро- и пневмодвигатели – машины, превращающие энергию потока текучей среды в механическую энергию (гидротурбины, гидро- и пневмомоторы).

Динамические машины представлены в современной промышленности тремя основными группами: центробежными и осевыми насосами, вентиляторами и компрессорами, вихревыми и струйными насосами.

Центробежные насосы составляют весьма обширный класс насосов и очень широко применяются в нефтедобывающей промышленности (рисунок 1.1).



1 – рабочее колесо; 2 – всасывающий патрубок; 3 – корпус; 4 – напорный патрубок; 5 – спиральная камера

Рисунок 1.1 – Центробежный насос

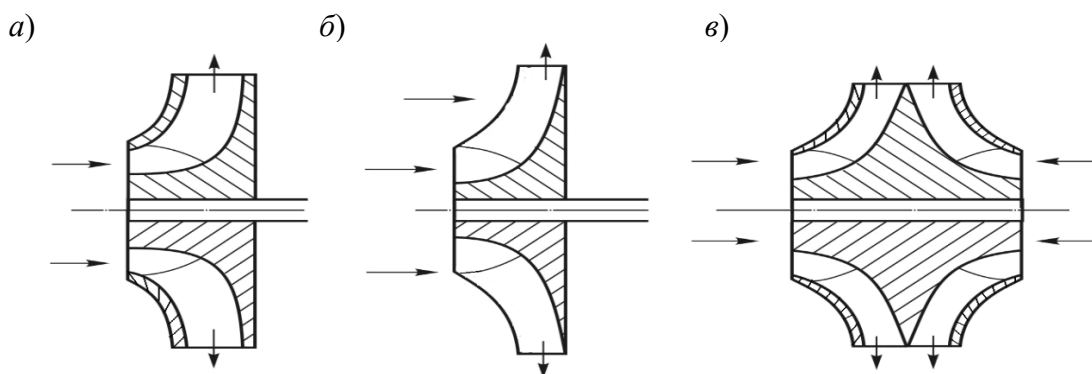
Рабочее колесо 1 центробежного насоса состоит из заднего диска 1а, который установлен на валу, и переднего 1в, скрепленных между собой лопатками 1с. Рабочее колесо находится внутри корпуса 3, который в периферийной части имеет спиральную камеру 5 для отвода жидкости в напорный патрубок 4. Жидкость вводится в рабочую камеру через всасывающий патрубок 2.

Принцип действия центробежного насоса основан на использовании центробежных сил, действующих на жидкость во вращающихся межлопаточных каналах, при котором происходит преобразование механической энергии рабочего

колеса в гидравлическую энергию потока жидкости.

Напорный патрубок также служит и для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную (давление), т. к. напорный патрубок выполняют в виде диффузора.

К числу основных рабочих органов центробежных насосов относятся рабочее колесо, корпус, отводы (направляющий аппарат), вал, подшипники и сальники. Рабочие колеса бывают закрытые (*а*), открытые (*б*), с односторонним (*а, б*) и двусторонним (*в*) входом жидкости (рисунок 1.2).



а – закрытые; *б* – открытые; *а, б* – с односторонним входом жидкости; *в* – с двусторонним входом жидкости

Рисунок 1.2 – Типы рабочих колес

Открытые рабочие колеса, в отличие от закрытых, не имеют переднего диска. Рабочее колесо с двусторонним входом жидкости имеет два передних диска и один задний с втулкой для посадки на вал.

Подводящие и отводящие жидкость устройства, как правило, выполняют в монолите с корпусом насоса.

Корпус насоса может иметь горизонтальный (осевой) разъем, в котором плоскость разъема проходит через ось насоса, или торцевой разъем, в котором плоскость разъема перпендикулярна оси насоса.

Подводящее устройство, заканчивающееся входным патрубком, предназначено для подвода жидкости во всасывающую область рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями и асимметричным распределением скоростей по живому сечению входного отверстия.

Отводящее устройство служит для сбора и отвода жидкости в напорный трубопровод или в следующее рабочее колесо, а также для частичного превращения кинетической энергии в потенциальную (давление) за счет торможения потока. Поэтому все отводы выполняют в виде диффузорных каналов (спиральных или лопаточных).

Различают спиральный, полуспиральный, двухзавитковый и кольцевой отводы, а также направляющий аппарат с лопатками.

Спиральный отвод – это постепенно расширяющийся канал, охватывающий рабочее колесо (рисунок 1.3).

Кольцевой отвод (рисунок 1.4) имеет постоянное сечение. Такие отводы

применяют главным образом в малых насосах и насосах для перекачки загрязненных жидкостей. В кольцевом отводе гидравлические потери больше, чем в спиральном.

Полуспиральный отвод – это кольцевой отвод, переходящий в спиральный.

Двухзавитковый отвод состоит из двух спиральных симметрично расположенных каналов и одного канала постоянного сечения.

Направляющий аппарат применяется в многоступенчатых насосах и устанавливается внутри корпуса насоса (рисунок 1.5). Он представляет собой два диска, между которыми устанавливаются лопатки 2. Лопатки образуют ряд диффузорных каналов, направляющих поток жидкости, выходящей из одного рабочего колеса 3 на вход другого. Поток жидкости поступает в межлопаточные каналы 4, по которым жидкость направляется на вход в следующее рабочее колесо или в напорный патрубок. Направляющие аппараты более сложны по устройству, чем спиральные и кольцевые отводы, они увеличивают гидравлические потери, их используют в многоступенчатых насосах типа ЦНС.

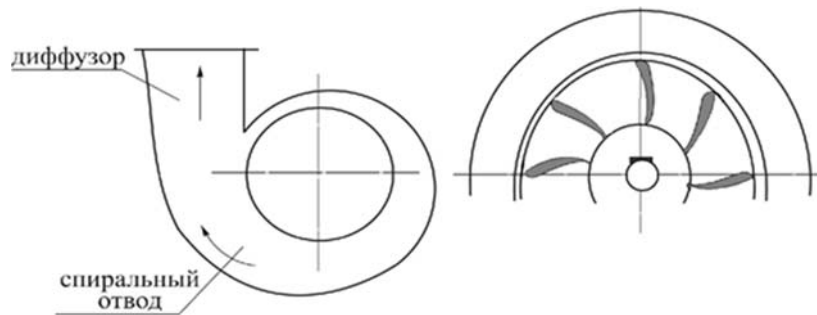
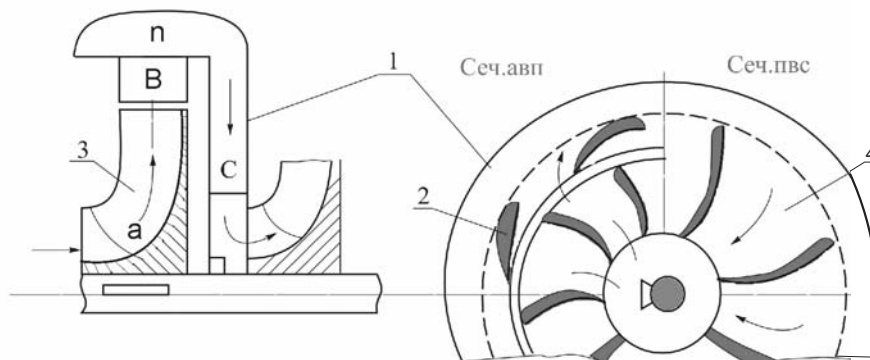


Рисунок 1.3 – Спиральный отвод

Рисунок 1.4 – Кольцевой отвод



1 – направляющий аппарат; 2 – лопатки; 3 – рабочее колесо; 4 – межлопаточные каналы

Рисунок 1.5 – Направляющий аппарат

В корпусе насоса в местах выхода вала устанавливаются концевые уплотнения, которые могут быть разнообразных конструкций: сальниковые, торцовые, плавающие и др.

Вал насоса является весьма ответственной деталью, на нем устанавливаются рабочие колеса, защитные втулки в местах размещения сальниковых уплотнений, установочные гайки крепления колес.

Характеристикой центробежного насоса называется графическое изображение зависимости напора H , потребляемой мощности N и коэффициента полезного действия η насоса от подачи Q при постоянной частоте вращения.

Все рабочие характеристики центробежного насоса наносят на общий график, по оси абсцисс откладывая расходы насоса Q , по оси ординат – значения H , N и η (рисунок 1.6). Практически эти характеристики строят на основании испытаний насоса при различной степени открытия задвижки на напорном трубопроводе. Кривые строят минимум по 5...6 точкам, т. е. при 5...6 расходах (включая $Q = 0$).

Характеристика $H-Q$. Графическая зависимость между развиваемым напором H и подачей Q при постоянном числе оборотов называется рабочей характеристикой насоса $H-Q$ (рисунок 1.7).

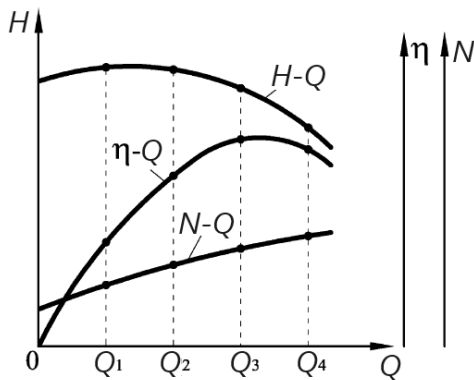


Рисунок 1.6 – Характеристика центробежного насоса

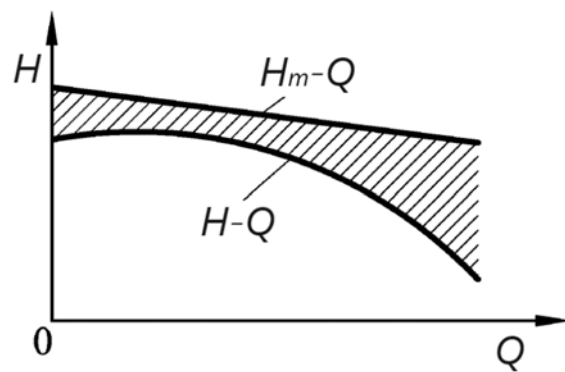


Рисунок 1.7 – Характеристика $H-Q$

Теоретическая характеристика насоса H_m-Q , с учетом конечного числа лопаток, графически представляет собой прямую линию, которая понижается с увеличением расхода.

При течении реальной жидкости в насосе часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений: на трение в каналах между рабочими лопатками и в спиральной камере, а также на удар жидкости о лопатки рабочего колеса при входе и выходе с него. С учетом всех этих потерь характеристика представляет собой кривую $H-Q$ (см. рисунок 1.7).

Характеристика $N-Q$. Это кривая зависимости мощности насоса от производительности при постоянном числе оборотов (рисунок 1.8). Характеристика $N-Q$ обычно имеет вид слабо искривленной линии, причем с увеличением расхода мощность увеличивается. При нулевом расходе $N = N_0$.

Нулевой расход насоса получается, когда задвижка на нагнетательном патрубке полностью перекрыта. При этом мощность насоса (т. е. мощность на его валу) не равна нулю, т. к. насос затрачивает энергию, получаемую им от электродвигателя, на перемешивание и нагревание жидкости внутри корпуса насоса без подачи ее в нагнетательный трубопровод. Однако при нулевой подаче мощность все же минимальна. Поэтому центробежный насос пускают в ход при закрытой задвижке. При этом пусковая мощность и пусковой момент минимальны. Это

особенно важно при использовании широко применяемых электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором. Если применяемый двигатель имеет большой запас мощности, пуск насоса возможен и при открытой задвижке.

Характеристика $\eta-Q$. Кривая $\eta-Q$ представлена на рисунке 1.9. При нулевом расходе, т. е. при закрытой задвижке, КПД равен нулю вследствие равенства нулю полезной мощности. При некотором (оптимальном) расходе КПД получает максимальное значение и при дальнейшем увеличении производительности насоса несколько снижается.

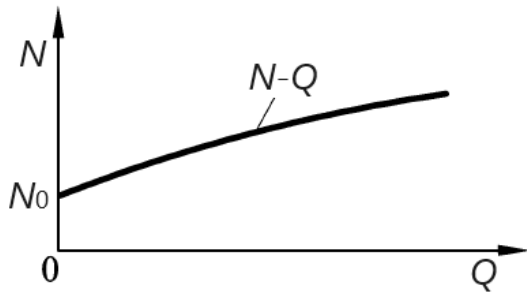


Рисунок 1.8 – Характеристика $N-Q$

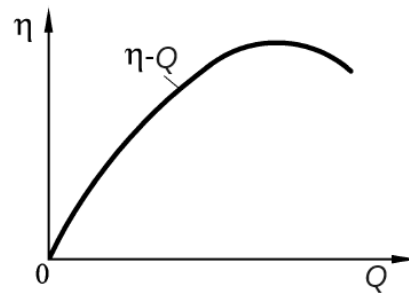


Рисунок 1.9 – Характеристика $\eta-Q$

Контрольные вопросы

- 1 На какие две основные группы делятся проточные машины в зависимости от направления передачи работы? Приведите примеры машин из каждой группы.
- 2 В чем заключается принципиальное различие между динамическими и объемными проточными машинами? Приведите примеры для каждого класса.
- 3 Чем отличается компрессор от вентилятора и газодувки?
- 4 Какое дополнительное конструктивное условие необходимо для работы компрессора?
- 5 Опишите принцип действия центробежного насоса.
- 6 За счет каких сил происходит преобразование механической энергии в гидравлическую?
- 7 Перечислите основные рабочие органы центробежного насоса.
- 8 Какие типы рабочих колес существуют и чем они отличаются друг от друга?
- 9 Каково назначение отводящего устройства в центробежном насосе?
- 10 Назовите основные типы отводов.
- 11 Что представляет собой характеристика центробежного насоса?
- 12 Какие параметры откладываются по осям координат при построении общей характеристики насоса?

2 Практическая работа № 2. Объемный гидропривод

Объемный гидропривод – совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин давлением рабочей жидкости.

Кроме одного или нескольких источников подачи рабочей жидкости и объемных гидродвигателей, в гидропривод входят:

- 1) гидроаппараты – устройства для изменения направления потока, либо поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей жидкости;
- 2) гидропреобразователи – объемные гидромашины, предназначенные для преобразования одного потока рабочей жидкости в поток с другими значениями давления и скорости;
- 3) кондиционеры рабочей жидкости (очистители, теплообменные аппараты, воздухопусковые устройства);
- 4) гидроемкости (гидробаки, гидро- и пневмогидроаккумуляторы);
- 5) гидрролинии (всасывающая, напорная, сливная, линия управления, дренажная).

Объемные гидроприводы классифицируют по следующим признакам.

1 По источнику подачи рабочей жидкости : насосный, аккумуляторный, магистральный. Наиболее распространен насосный гидропривод, в котором в качестве источника подачи жидкости используются как объемные насосы, так и динамические. Часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам, называется объемной гидропередачей. Объемная гидропередача, состоящая из устройств, конструктивно оформленных в одно целое, называется гидропередачей нераздельного исполнения.

Если рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно наряженного от внешнего источника, то такой гидропривод называют аккумуляторным. В магистральном гидроприводе рабочая жидкость поступает из гидромагистрали, не входящей в состав привода.

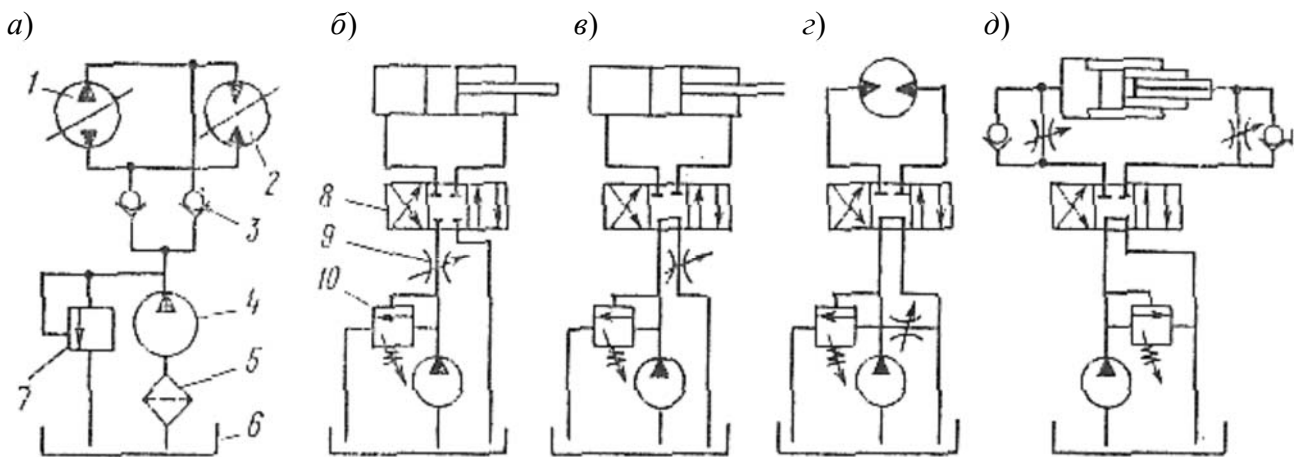
2 По характеру движения выходного звена: поступательного, вращательного и поворотного. В первом случае гидродвигателем является гидроцилиндр, во втором – гидромотор, в третьем – поворотный гидродвигатель.

3 По циркуляции рабочей жидкости: с замкнутой и разомкнутой циркуляцией, В первом случае жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, во втором – в бак.

4 По возможности регулирования: регулируемый, нерегулируемый. В регулируемом гидроприводе скорость выходного звена гидродвигателя может регулироваться по требуемому закону. В зависимости от регулируемого устройства различают регулирование дроссельное, объемное, объемно-дроссельное и регулирование приводящим двигателем.

Дроссельное регулирование осуществляется регулирующими аппаратами (дросселем и др.), объемное – регулируемым насосом или регулируемым мотором или обеими объемными гидромашинами.

Частоту вращения вала мотора можно регулировать изменением рабочих объемов насоса, гидромотора, или того и другого вместе или, наконец, изменением частоты вращения вала приводящего двигателя. При постоянной частоте вращения вала насоса дроссельное регулирование осуществляется более простыми средствами, а объемное обеспечивает более высокий КПД гидропривода. Регулирование гидропривода может быть ручным и автоматическим. В зависимости от задачи регулирования гидропривод может быть: стабилизированным (скорость выходного звена поддерживается постоянной), программным (скорость изменяется по заданной программе), следящим (скорость изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, которое заранее не определено). Типичные схемы гидроприводов приведены на рисунке 2.1.



a – с замкнутой циркуляцией; *б–д* – с разомкнутой циркуляцией; *б* – с регулированием на входе; *в* – с регулированием на выходе; *з* – с регулятором на перепускной линии; *д* – с двумя регуляторами; 1 – насос; 2 – гидромотор; 3 – обратный клапан; 4 – насос подпитки; 5 – фильтр; 6 – бак; 7 – предохранительный клапан; 8 – распределитель; 9 – дроссель; 10 – переливной клапан

Рисунок 2.1 – Схемы гидроприводов

На рисунке 2.1, *a* представлена схема насосного гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией и объемным регулированием в обеих машинах. Насос 4 обеспечивает подпитку всасывающей линии насоса 1, если в результате утечек жидкости здесь образуется вакуум. Схемы насосных гидроприводов поступательного и вращательного движений с разомкнутой циркуляцией и дроссельным регулированием показаны на рисунке 2.1 *б–д*. Распределитель 8 служит для подключения к насосу той или другой полости гидродвигателя, а дроссель 9 в сочетании с переливным клапаном 10 – для регулирования расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, и, следовательно, скорости его движения. Варианты *б–д* различаются числом и местом включения дросселей и определяют свойства гидропривода. В частности, при установке двух дросселей (вариант *д*) их настройкой можно задавать разные скорости прямого и обратного ходов поршней в телескопическом гидроцилиндре.

Контрольные вопросы

- 1 Дайте определение объемного гидропривода. Из каких основных групп устройств (элементов) он состоит?
- 2 Как классифицируется гидропривод в зависимости от источника подачи рабочей жидкости? Дайте краткую характеристику каждому типу.
- 3 По каким признакам классифицируют объемные гидроприводы? Опишите, какими бывают гидроприводы по характеру движения выходного звена.
- 4 В чем заключается принципиальное различие между гидроприводом с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости?
- 5 Что такое регулируемый гидропривод?
- 6 Какие существуют способы регулирования скорости выходного звена (перечислите основные виды регулирования)?
- 7 В чем разница между дроссельным и объемным способами регулирования гидропривода?
- 8 Какой из способов регулирования гидропривода обеспечивает более высокий КПД и почему?
- 9 Какие функции в гидроприводе выполняют такие элементы, как распределитель и дроссель?
- 10 С какой целью в схеме с замкнутой циркуляцией используется дополнительный насос (насос подпитки)?
- 11 Чем отличаются друг от друга схемы регулирования, представленные на рисунке 2.1, б–г?
- 12 Для чего на схеме, приведенной на рисунке 2.1, д, используются два дросселя? Какую особенность работы позволяет обеспечить такая схема?

3 Практическая работа № 3. Расчет основных параметров турбобуров

Турбобур – это гидравлическая забойная машина, в которой для преобразования гидравлической энергии потока промывочной жидкости в механическую энергию вращательного движения использована многоступенчатая осевая турбина. Он устанавливается над буровым долотом (породоразрушающим инструментом). Отличие турбобуров от винтовых забойных двигателей – в возможности работы при более высоких температурах на забое, более высокой скорости вращения долота, более прямолинейного ствола скважины и большим сроком службы. За счёт более высоких оборотов долота обеспечиваются более высокие скорости проходки в твёрдых породах. Принцип действия турбобура заключается в преобразовании гидравлической энергии потока жидкости в механическую скорость бурения. Основной частью турбобуров является турбина, которая состоит из большого числа совершенно одинаковых гидравлических ступеней. Каждая ступень состоит из статора и ротора. Статором называется невращаю-

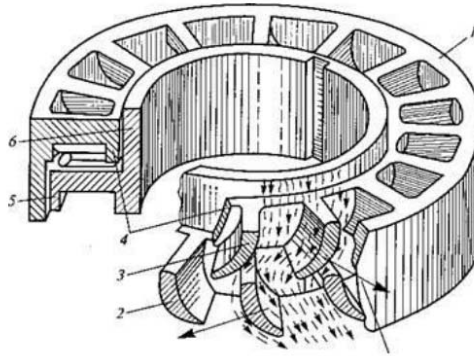
шаяся часть гидравлической ступени, закрепленная в корпусе турбобура. Ротором – вращающаяся часть, соединенная с валом турбобура с помощью шпонки. Схема движения потока жидкости через ступени турбины представлена на рисунке 3.1. Промывочная жидкость, пройдя между лопатками статора, меняет свое первоначальное направление и разбивается на потоки, направленные под углом к оси машины. Затем жидкость поступает в ротор, лопатки которого в существующих турбобурах, как правило, имеют сечение, соответствующее сечению лопаток статора, но расположены в обратном направлении. Жидкость взаимодействует с лопатками ротора и передает ему часть гидравлической энергии, которая вызывает появление на роторе крутящего момента.



Рисунок 3.1 – Конструкция турбобура и его принцип работы

При турбинном способе бурения бурильная колонна не вращается, а воспринимает реактивный крутящий момент от забойного двигателя и служит каналом для подачи гидравлической энергии на забой. Вращение долоту передается от вала турбины, приводимого в движение потоком бурового раствора, т. е. при турбинном способе работает один канал передачи мощности на забой. В отличие от роторного бурения, где при постоянном частоте вращения n может в широких пределах изменяться крутящий момент M и, соответственно, нагрузка на долото G , при турбинном бурении n существенно изменяется с изменением G и M . Основная часть турбобура – турбина, состоящая из большого числа (более сотни) совершенно одинаковых ступеней. Каждая ступень турбины, в свою очередь, состоит из двух частей: вращающейся, соединенной с валом турбобура, называемой ротором, и неподвижной, закрепленной в корпусе турбобура, называемой статором (рисунок 3.2). Статор 1 представляет собой гладкое стальное кольцо, на внутренней поверхности которого имеются изогнутые лопатки 3. Концы лопаток соединяются внутренним ободом 4. Ротор состоит из кольца 6 и лопаток 2, подобных лопаткам статора, но обращенных выпуклостью в другую сторону.

Наружные концы лопаток ротора соединены ободом 5. Между статором и ротором имеется зазор, обеспечивающий свободное вращение ротора в статоре.



1 – статор; 2 – лопатки ротора; 3 – лопатки статора; 4 – обод статора; 5 – обод ротора; 6 – кольцо ротора

Рисунок 3.2 – Действие турбины

Рабочая характеристика турбины турбобура определяется частотой вращения вала n , крутящим моментом M на его валу, развиваемой мощностью N , перепадом давления Δp и гидравлическим коэффициентом полезного действия η , количеством бурового раствора Q , прокачиваемого через турбину. В процессе бурения вследствие изменения момента сопротивления на долоте и количества прокачиваемого раствора все параметры турбобура меняются.

Характеристика турбобура представляет собой комплекс зависимостей: момента сопротивления M , мощности N , коэффициента полезного действия (КПД) η от частоты вращения вала турбобура n (рисунок 3.3):

$$M_i = f(n); \quad N_i = f(n); \quad \eta_{f_r} = f(n). \quad (3.1)$$

Характеристика турбобура зависит от числа ступеней K , фактического расхода жидкости Q и плотности жидкости ρ . Построение кривых изменения момента сопротивления и мощности на валу турбины производится в зависимости от частоты вращения вала n , мин^{-1} . Обозначим через M_i – индикаторный момент и N_i – индикаторную мощность, переданную жидкостью лопаткам турбины.

Тогда

$$M_i = Q_i \cdot \rho \cdot R \cdot (U_{\max} - U) \cdot K; \quad (3.2)$$

$$N_i = Q_i \cdot \rho \cdot U \cdot (U_{\max} - U) \cdot K, \quad (3.3)$$

где R – расчетный радиус турбины, $R = D/2$, м;

K – число ступеней турбины;

U – переносная скорость при различных значениях n , м/с.

Для получения кривых задаемся следующими значениями n :

$$n = 0; n = n_{\max}; n = \frac{n_{\max}}{4}; n = \frac{n_{\max}}{2}; n = \frac{3n_{\max}}{4}. \quad (3.4)$$

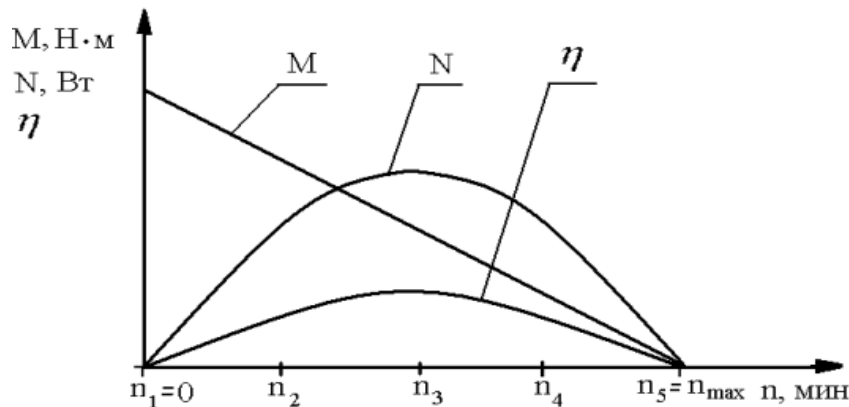


Рисунок 3.3 – Рабочая характеристика турбины турбобура

При известной величине n переносную скорость можно определить по формуле

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}. \quad (3.5)$$

Фактический внутренний расход жидкости определяется по формуле

$$Q_i = Q \cdot \eta_o, \quad (3.6)$$

где Q – расход жидкости через турбобур;

η_o – объемный КПД турбины, учитывающий утечки жидкости через зазор между ротором и корпусом статора, $\eta_o = 0,93 \dots 0,95$.

При построении характеристик турбины считаем, что перепад давления на турбине не изменяется с изменением нагрузки на турбобур. Этому условию соответствует коэффициент циркулятивности, равный единице ($\sigma = 1$).

Осевая скорость жидкости определяется по формуле

$$C_z = \frac{Q_i}{F}, \quad (3.7)$$

где F – площадь проходного канала ступени турбины, м^2 .

$$F = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (3.8)$$

где D_1 – наибольший диаметр проходного сечения секции турбины, м (рисунок 3.4);

D_2 – наименьший диаметр проходного сечения секции турбины, м.

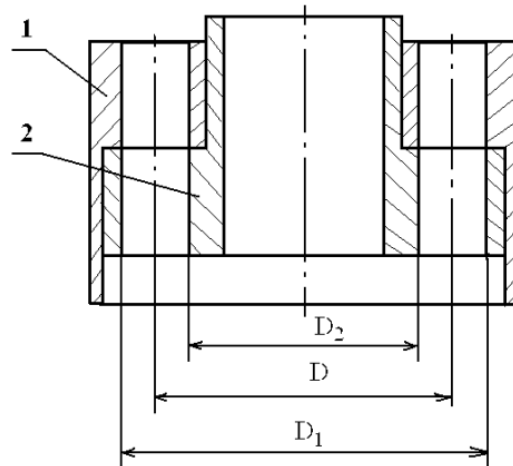


Рисунок 3.4 – Ступень турбины турбобура

По величине Cz и углам α_1 и β_2 решетки профилей вычисляем угловую скорость турбины при холостом режиме работы (n_{\max} при $M = 0$):

$$U_{\max} = Cz(\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\beta_2); \quad (3.9)$$

$$n_{\max} = \frac{60U_{\max}}{\pi \cdot D}; \quad (3.10)$$

$$\omega_{\max} = \frac{2U_{\max}}{D}, \quad (3.11)$$

где D – расчетный диаметр турбины, м,

$$D = \frac{D_1 - D_2}{4}; \quad (3.12)$$

U_{\max} – максимальная окружная скорость ротора турбины;

α_1, β_2 – конструктивные углы решетки профилей турбины (в серийных турбобурах применяются симметричные турбины, в которых $\alpha_1 = \beta_2$).

Момент M и мощность N на валу турбины можно определять при известной величине механического КПД ($\eta_{MEX} = 0,80...0,85$)/

Кривую полного КПД турбобура строим исходя из следующей зависимости:

$$\eta = \eta_o \eta_{MEX} \eta_{\Gamma}, \quad (3.13)$$

где η_o – объемный КПД турбины, учитывающий утечки жидкости через зазор между ротором и корпусом статора, $\eta_o = 0,93...0,95$ (объемный КПД турбины при постоянном расходе не зависит от режима работы турбобура);

η_{MEX} – механический КПД, $\eta_{MEX} = 0,80...0,85$ (механический КПД ориентировочно постоянен при различных режимах работы турбобура);

η_G – гидравлический КПД турбины.

$$\eta_G = \frac{Ni}{Qi \cdot \Delta p_T}, \quad (3.14)$$

где Δp_T – перепад давления, используемый в турбине турбобура.

$$\Delta p_T = \mathcal{E}_{опт} \cdot \rho \cdot K, \quad (3.15)$$

где $\mathcal{E}_{опт}$ – действительный расход удельной энергии, срабатываемой в турбине.

$$\mathcal{E}_{опт} = \frac{\mathcal{E}i}{\eta_{G_опт}}, \quad (3.16)$$

где $\eta_{G_опт}$ – гидравлический КПД турбины при оптимальном режиме работы,

$\eta_G = 0,70 \dots 0,75$;

$\mathcal{E}i$ – теоретическое значение удельной энергии, срабатываемой в одной ступени турбины при оптимальном режиме.

$$\mathcal{E}i = U_{опт} \frac{Cz}{\operatorname{tg}\alpha_1}, \quad (3.17)$$

где $U_{опт}$ – переносная скорость при оптимальном режиме (коэффициент циркулятивности турбины $\sigma = 1$),

$$U_{опт} = \frac{U_{\max}}{2}. \quad (3.18)$$

Задание для самостоятельной работы

1 Определить значения момента, мощности, КПД турбины турбобура при различных значениях частоты вращения вала турбобура.

2 По полученным в расчетах значениям построить графически рабочую характеристику турбины турбобура.

Исходные данные для выполнения задания представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчетов

Но- мер	Турбобур	D_T , мм	Q , л/с	α_1 , β_2	D_1 , мм	D_2 , мм	ρ , кг/м ³	K
1	Т12МЗБ-8"	215	42	40	166	127	1200	99
2	ТС5Б-8"	215	35	35	166	127	1100	212
3	ЗТС5Б-8"	215	30	30	166	127	1300	325
4	Т12МЗК-8"	215	35	35	166	127	1250	55
5	КТДЗ-8"	215	40	30	166	127	1150	79
6	Т12МЗБ-7 ^{1/2} "	195	30	40	146	115	1050	100
7	ТС5Б-7 ^{1/2} "	195	26	35	146	115	1200	177
8	ЗТС5Б-7 ^{1/2} "	195	23	30	146	115	1100	272
9	ЗТСШ-7 ^{1/2} "	195	25	32	146	115	1300	285
10	ЗТСШ-7 ^{1/2} "ТЛ	195	33	35	148	99	1250	330
11	КТД4-196	196	22	40	151	131	1150	159
12	ЗТСШ-7 ^{1/4} "	190	24	35	142	103	1050	324
13	Т12МЗБ-6 ^{5/8} "	172	30	30	131	103	1200	100
14	Т12МЗЕ-6 ^{5/8} "	172	22	35	131	103	1100	121
15	ТС5Е-6 ^{5/8} "	172	20	40	131	103	1300	239
16	ЗТС5Е-6 ^{5/8} "	172	18	32	131	103	1250	352
17	ЗТСШ-6 ^{5/8} "	172	18	35	131	103	1150	369
18	ЗТСШ-6 ^{5/8} "ТЛ	172	22	40	130	101	1050	435
19	Т12МЗК-6 ^{5/8} "	172	28	30	131	103	1200	30
20	Т12МЗК-6 ^{5/8} "	172	25	40	131	103	1100	60
21	Т12МЗК-8"	215	40	35	166	127	1300	30
22	КТДЗ-6 ^{5/8} "	172	30	30	131	103	1250	96
23	КТД4-172	172	22	30	135	113	1150	135
24	ЗТСШ-6 ^{1/2} "ТЛ	164	22	40	126	97	1050	353
25	КТД4-164	164	24	35	130	104	1200	180
26	ТС4А-5"	127	14	40	100	76	1100	240
27	КТДЗ-5"	127	12	35	100	76	1300	120
28	ТС4А-4"	104	8	40	80	59	1250	212
29	ЗТС5-7 ^{1/2} "	200	23	30	150	115	1050	272
30	ЗТСШ-6 ^{5/8} "Т	215	28	40	130	95	1100	369

Контрольные вопросы

1 Дайте определение турбобуру. Что является его основной рабочей частью и где он устанавливается в буровой колонне?

2 Назовите основные отличительные особенности турбобуров по сравнению с винтовыми забойными двигателями.

3 Опишите принцип действия турбобура. Какой вид энергии и во что он преобразуется?

4 Из каких двух основных элементов состоит каждая ступень турбины? Какой из них является подвижным, а какой неподвижным? С чем они соединены механически?

5 Опишите траекторию и эффект движения промывочной жидкости при прохождении через ступени турбины.

6 За счет чего возникает крутящий момент на роторе?

7 В чем заключается принципиальное отличие кинематики (режима работы) турбинного способа бурения от роторного, особенно в части зависимости частоты вращения от нагрузки на долото?

8 Перечислите основные параметры рабочей характеристики турбины турбобура.

9 От каких факторов (как минимум трех) зависят рабочие характеристики турбины?

10 Какую величину называют индикаторным моментом и индикаторной мощностью турбины?

11 Какие потери энергии в турбобуре учитывают механический и объемный коэффициенты полезного действия (КПД)? Какие примерные значения они имеют?

12 Что понимается под «холостым режимом работы» турбины и какая скорость достигается в этом случае?

4 Практическое занятие № 4. Гидравлический расчет трубопровода

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые трубопроводы – это трубопроводы, которые не содержат разветвлений. Они могут быть соединены так, что образуют последовательные или параллельные соединения. Если трубопровод имеет несколько труб, выходящих из одного места, он называется *разветвленным*. Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб или разветвлений, называется *сложным*.

В основе расчета трубопроводов лежат формула Дарси для определения потерь напора на трение по длине и формула Вейсбаха для местных потерь.

При ламинарном режиме вместо формул Дарси и Вейсбаха обычно бывает удобнее воспользоваться зависимостью, называемой законом Пуазейля:

$$h_{TP} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4} \quad (4.1)$$

или

$$P_{TP} = \frac{128\nu\mu l Q}{\pi d^4}. \quad (4.2)$$

Формулу Дарси обычно выражают через расход и получают

$$h_{TP} = \lambda_T \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.3)$$

Суммарная потеря напора в *простом трубопроводе* складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$\Sigma h = h_{TP} + \Sigma h_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.4)$$

Формула (4.4), в принципе, справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (4.1) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной $l_{расч} = l + l_{эк}$, где $l_{эк}$ – длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q , то потребный для этого напор $H_{номр}$, т. е. пьезометрическая высота в начальном сечении $\frac{P_1}{\rho g}$, определяется по формуле

$$\frac{P_1}{\rho g} = H_{номр} = H_{ст} + \Sigma h, \quad (4.5)$$

где Σh – суммарные потери напора на сопротивление в трубопроводе;

$H_{ст}$ – статический напор, включающий геометрическую высоту Δz , на которую необходимо поднять жидкость в процессе ее движения по трубопроводу, и пьезометрическую высоту в конечном сечении трубопровода $\frac{P_2}{\rho g}$, т. е.

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}. \quad (4.6)$$

Обычно потери выражают через расход и тогда формула принимает вид

$$H_{номр} = H_{ст} + kQ^m. \quad (4.7)$$

С достаточной степенью точности можно принять:

– для ламинарного режима течения

$$k = \frac{128\nu l_{расч}}{\pi g d^4}, m = 1; \quad (4.8)$$

– для турбулентного режима течения

$$k = \left(\lambda_T \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8}{g \pi^2 d^4}, m = 2. \quad (4.9)$$

Если трубопровод состоит из *последовательно соединенных участков*, то справедливы равенства

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n; \\ \sum h = \sum h_1 = \sum h_2 + \dots + \sum h_n. \end{cases} \quad (4.10)$$

При *параллельном соединении* n трубопроводов (n – количество разветвлений)

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n; \\ \sum h_1 = \sum h_2 = \dots = \sum h_n, \end{cases} \quad (4.11)$$

где Q – расход в точке разветвления.

На равенствах (4.10) и (4.11) основывается способ построения *характеристик сложных трубопроводов*, состоящих из последовательных и параллельных соединений простых трубопроводов. Для того чтобы построить характеристику потребного напора сложного трубопровода, целесообразно:

- представить трубопровод в виде соединения простых участков;
- рассчитать и построить характеристики каждого простого участка трубопровода;
- провести графическое сложение характеристик параллельных участков;
- провести графическое сложение последовательных участков.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчета такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах $H-Q$ линии потребного напора трубопровода и характеристики насоса. *Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.*

Задачи для решения

1 Жидкость с плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 0,015 \text{ Ст}$ нагнетается по горизонтальному трубопроводу длиной $l = 6 \text{ м}$ и диаметром $d = 32 \text{ мм}$. Определить давление в начальном сечении, если в конечном сечении трубопровода давление атмосферное, расход жидкости $Q = 8 \text{ л/с}$, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,063 \text{ мм}$.

2 Определить расход керосина в гладкой горизонтальной трубе длиной $l = 60$ м, диаметром $d = 63$ мм, если разность давлений в начальном и конечном сечениях трубы $\Delta p = 220$ кПа. Вязкость керосина $\nu = 0,022$ Ст, плотность $\rho = 860$ кг/м³.

Указание – Задачу следует решать методом последовательных приближений, задавшись сначала значением коэффициента λ_T в первом приближении.

3 При каком диаметре трубопровода (рисунок 4.1) подача насоса составит $Q = 1,2$ л/с, если на выходе из него располагаемый напор $H_{расч} = 9,8$ м, длина трубопровода $l = 8$ м, эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,052$ мм, давление в баке $p_0 = 35$ кПа, высота $H_0 = 4,5$ м, вязкость жидкости $\nu = 0,017$ Ст и ее плотность $\rho = 890$ кг/м³? Местными гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе пренебречь. Учесть потери при входе в бак.

4 Вода подаётся из бака *A* (рисунок 4.2) в количестве $Q_1 = 3,6$ л/с по трубе 1 длиной $l = 5$ м и диаметром $d = 25$ мм к разветвлению *M*, от которого по двум одинаковым трубам 2 и 3 длиной l и диаметром d подается в резервуары *B* и *B*. Приняв коэффициент сопротивления трения одинаковым и равным $\lambda_T = 0,04$, а также коэффициенты сопротивлений всех трех кранов одинаковыми и равными $\zeta_k = 4$, определить расходы воды Q_2 и Q_3 , подаваемой в бак *B* и резервуар *B*, а также давление в баке *A*. Сопротивлением колен и тройника пренебречь. Высоты $H_1 = 7,6$ м, $H_2 = 4,5$ м, $H_3 = 0,8$ м.

5 На рисунке 4.3 показан сложный трубопровод. Определить расходы в каждом из простых трубопроводов, если их длины соответственно $l_1 = 7$ м, $l_2 = 5$ м, $l_3 = 4$ м, $l_4 = 8$ м, а суммарный расход $Q = 8$ л/мин. Считать, что режим течения ламинарный, а диаметры трубопроводов одинаковы.

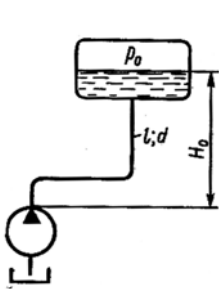


Рисунок 4.1

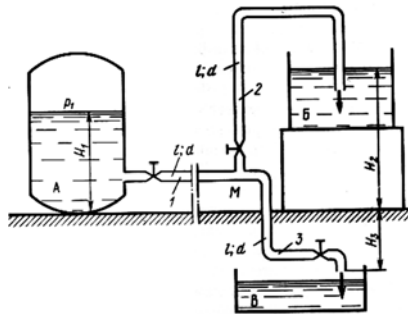


Рисунок 4.2

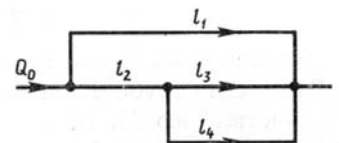


Рисунок 4.3

6 Труба, соединяющая два бака (рисунок 4.4), заполнена жидкостью с вязкостью $\nu = 0,013$ Ст и плотностью $\rho = 890$ кг/м³. Определить, при какой высоте H жидкость будет двигаться из верхнего бака в нижний с расходом $Q = 0,07$ л/с, а при какой высоте H будет двигаться в обратном направлении с тем же расходом, если длина трубы $l = 3$ м, ее диаметр $d = 12$ мм; коэффициент сопротивления каждого колена $\zeta = 0,7$, избыточное давление в нижнем баке $p_0 = 9$ кПа, вакуум в верхнем баке $p_{вак} = 5$ кПа. Трубу считать гидравлически гладкой.

7 Какое давление должен создавать насос (рисунок 4.5) при подаче масла $Q = 0,6$ л/с и при давлении воздуха в пневмогидравлическом аккумуляторе

$p_2 = 2,5$ МПа, если коэффициент сопротивления квадратичного дросселя $\zeta = 110$, длина трубопровода от насоса до аккумулятора $l = 5$ м, диаметр $d = 12$ мм? Свойства масла – $\rho = 880$ кг/м³, $\nu = 0,52$ Ст. Коэффициент ζ отнесен к трубе $d = 12$ мм.

8 Определить максимальный расход бензина Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса бензоколонки (рисунок 4.6) из условия отсутствия кавитации перед входом в насос, если высота всасывания $H_{вс} = 5$ м, размеры трубопровода $l = 7$ м и $d = 32$ мм, предельное давление бензина принять $p_{н.п.} = 50$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\phi} = 2,5$, $H_0 = 755$ мм рт. ст., $\rho_0 = 760$ кг/м³, коэффициент сопротивления трения $\lambda_T = 0,04$.

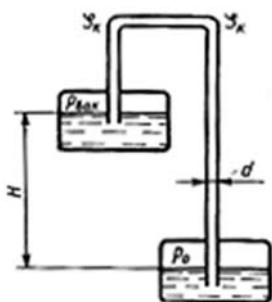


Рисунок 4.4

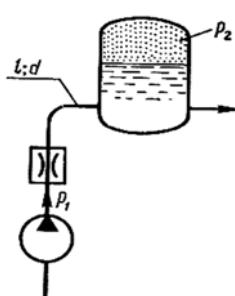


Рисунок 4.5

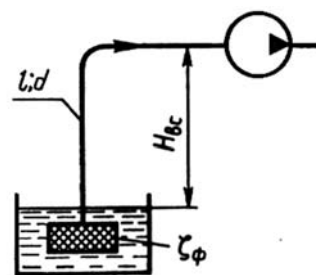


Рисунок 4.6

9 Определить расход воды с вязкостью $\nu = 0,012$ Ст, вытекающей через трубу из бака (рисунок 4.7), если диаметр трубы $d = 32$ мм, длина $l = 20$ м, высота $H = 12$ м, коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 2$, колена $\zeta_2 = 0,5$, шероховатость трубы $\Delta = 0,04$ мм.

Примечание – Задачу решить методом последовательных приближений, задавшись коэффициентом λ .

10 Вода перетекает из бака *A* (рисунок 4.8) в резервуар *B* по трубе длиной $l = 12$ м, диаметром $d = 20$ мм. Определить расход воды Q , если избыточное давление в баке $p_1 = 220$ кПа, высоты уровней $H_1 = 1,5$ м, $H_2 = 4$ м. Режим течения считать турбулентным. Коэффициенты сопротивления принять: на входе в трубу $\zeta_1 = 0,7$, в вентиле $\zeta_2 = 5$, в коленах $\zeta_3 = 0,4$, на трение $\lambda_T = 0,03$.

11 Даны расход в основной гидрوليнии $Q = 5$ л/с и размеры одинаковых по длине l и диаметру d параллельных ветвей ($l = 1,5$ м, $d = 15$ мм) (рисунок 4.9). В одной из них установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta = 12$. Считая режим течения турбулентным и приняв $\lambda_T = 0,006$, определить расходы в ветвях Q_1 и Q_2 .

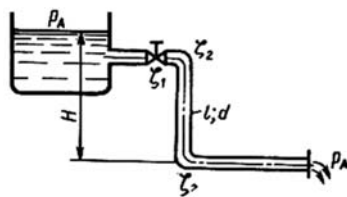


Рисунок 4.7

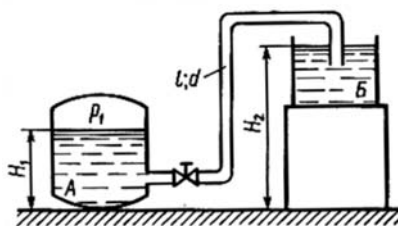


Рисунок 4.8

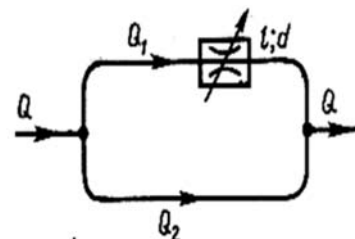


Рисунок 4.9

12 Трубопровод (рисунок 4.10) с расходом жидкости $Q = 0,5$ л/с в точке M разветвляется на два трубопровода: первый с размерами $l_1 = 1,5$ м, $d_1 = 12$ мм; второй с размерами $l_2 = 3,0$ м, $d_2 = 10$ мм. В точке N эти трубопроводы смыкаются. Во втором трубопроводе установлен фильтр Φ , сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_3 = 220d_2$. Определить расход и потерю давления в каждом трубопроводе, если $\rho = 850$ кг/м³ и $\nu = 0,9$ Ст.

13 Определить, при каком проходном сечении дросселя расходы в параллельных трубопроводах будут одинаковыми (рисунок 4.11), если длины трубопроводов $l_1 = 4$ м и $l_2 = 8$ м, их диаметры $d_1 = d_2 = 16$ мм, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,9$, вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,02$ Ст, расход жидкости перед разветвлением $Q = 0,3$ л/с. Трубопровод считать гидравлически гладким.

14 Насос (рисунок 4.12) обеспечивает расход $Q_1 = 0,8$ л/с по трубопроводу, в котором установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_1 = 4$. В точке M трубопровод разветвляется на два трубопровода, один из которых содержит дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_2 = 2$ а другой – $\zeta_3 = 50$. Пренебрегая потерями давления на трение по длине, определить расходы жидкости в ветвях и давление насоса. Диаметр труб $d = 12$ мм ($\rho = \rho_{вод}$, $\nu = 0,02$ Ст).

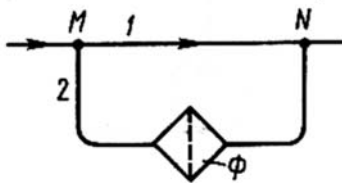


Рисунок 4.10

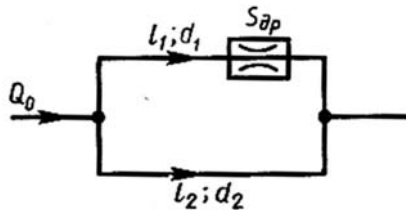


Рисунок 4.11

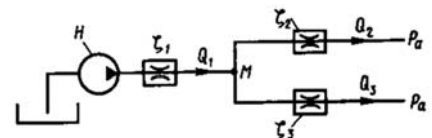


Рисунок 4.12

Контрольные вопросы

- 1 Что называют простым трубопроводом?
- 2 Какие уравнения применяют при расчете напорных трубопроводов?
- 3 В чем различие в расчете коротких и длинных трубопроводов?
- 4 Что называют сложным трубопроводом?
- 5 Какие задачи удобно решать графоаналитическим способом?
- 6 Как построить гидравлическую характеристику трубопровода?

5 Практическое занятие № 5. Построение гидравлических характеристик трубопровода

Необходимый напор любого насоса определяется по проектной формуле

$$H = H_r + h_w + \frac{P_d - P_0}{\gamma}. \quad (5.1)$$

Если в этой формуле обозначить величину

$$H_{\Gamma} + \frac{P_d - P_0}{\gamma} = h_{cm}, \quad (5.2)$$

тогда

$$H = h_{cm} + h_w, \quad (5.3)$$

где h_{cm} – статический напор насосной установки, м;

h_w – суммарные потери напора, м,

$$h_w = h_l + h_m = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (5.4)$$

В общем случае суммарные потери напора h_w определяются по формуле

$$h_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (5.5)$$

Пренебрегая разницей в диаметрах напорного и всасывающего трубопроводов и выразив скорость через расход, получим

$$h_w = \frac{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi}{2g \cdot \omega^2} \cdot Q^2. \quad (5.6)$$

Для развитого турбулентного режима коэффициенты λ и $\sum \xi$ можно считать величинами постоянными, поэтому

$$\frac{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi}{2g \cdot \omega^2} = k, \quad (5.7)$$

где k – сопротивление трубопроводов насосной установки.

С учетом вышеизложенного, формула (5.3) примет вид

$$H = h_{cm} + k \cdot Q^2. \quad (5.8)$$

Для данной насосной установки статический напор h_{cm} является величиной постоянной. Поэтому зависимость (5.8) является параболической и может быть построена в координатах $H-Q$ (рисунок 5.1). Полученная кривая $H = f(Q)$ носит название *характеристики трубопровода*.

Эта характеристика показывает зависимость напора, который надо сообщить жидкости, поступающей в трубопровод, от расхода, подаваемого по трубопроводу.

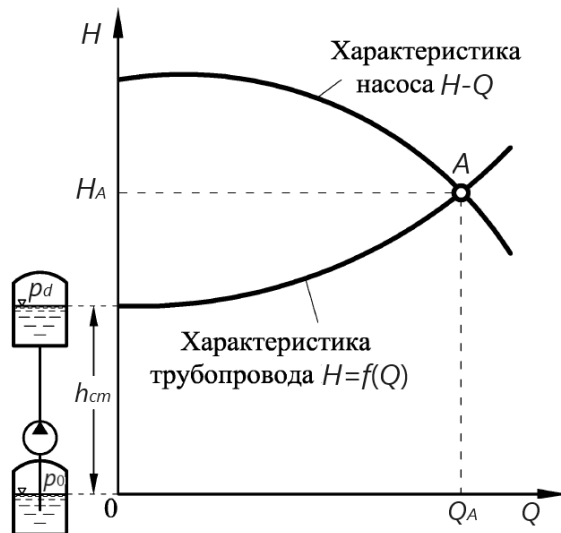


Рисунок 5.1 – Работа насоса на данный трубопровод

Построив характеристики центробежного насоса и трубопровода в общей системе координат (см. рисунок 5.1), получим точку их пересечения A , называемую *рабочей точкой*. Рабочая точка соответствует рабочему режиму насоса в данной системе, т. е. данный центробежный насос, подавая жидкость с напором H_A в данный трубопровод, обеспечит подачу Q_A .

Пример построения характеристики трубопровода

Построить характеристику трубопровода диаметром $d = 45$ мм и длиной $l = 9$ м, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,026$, местные сопротивления составляют 15 % от потерь по длине и статический напор, преодолеваемый насосом, $h_{cm} = 20$ м.

Определить подачу насоса К45/30 (диаметр рабочего колеса – 168 мм) при работе на данный трубопровод, развиваемый им напор, мощность на валу насоса, его КПД и допустимый кавитационный запас.

Определить, какая часть напора H_z будет затрачена на преодоление сопротивлений, создаваемых задвижкой при изменении подачи насоса до $Q = 30$ м³/ч, и мощность N_z , теряемую при этом на задвижке.

Для построения характеристики трубопровода необходимо выполнить следующее.

1 Вычислить данные для построения характеристики трубопровода.

Характеристика трубопровода для заданных условий определяется следующим выражением:

$$\begin{aligned}
 H &= h_{cm} + h_w = h_{cm} + 1,15 \frac{\lambda \frac{l}{d}}{2g \cdot \omega^2} \cdot Q^2 = \\
 &= h_{cm} + 1,15 \frac{\lambda \frac{l}{d}}{2g \cdot d \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)^2} \cdot Q^2 = h_{cm} + 1,15 \frac{8\lambda \cdot l}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \cdot Q^2. \quad (5.9)
 \end{aligned}$$

Следовательно, уравнение характеристики трубопровода имеет вид

$$H = 20 + 1,15 \frac{8 \cdot 0,026 \cdot 9}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,045^5} \cdot Q^2 = 20 + 120618 \cdot Q^2.$$

2 Построить характеристику трубопровода (рисунок 5.2) по точкам, для которых рассчитаны значения напора H в зависимости от подачи Q (при подстановке значений подачи в уравнение необходимо перевести Q из $\text{м}^3/\text{ч}$ в $\text{м}^3/\text{с}$, разделив на 3600) (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Результаты расчетов

$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	0	10	20	30	40
$H, \text{м}$	20,0	20,9	23,7	28,4	34,9

Режим работы насоса на данный трубопровод (рабочая точка) определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой трубопровода (точка A). Рабочей точке соответствует $Q \approx 38,0 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H \approx 33,5 \text{ м}$, $N \approx 4,8 \text{ кВт}$, $\eta \approx 69 \%$, $\Delta h_{кав}^{дон} \approx 3,6 \text{ м}$ (см. рисунок 5.2).

3 Определить на характеристике насоса рабочую точку при расходе $Q' = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$ и найти значения H' и η' . Новой рабочей точке соответствует $H' = 34,6 \text{ м}$ и $\eta' = 63 \%$.

4 Определить по характеристикам насоса и трубопровода напор H_3 , который будет затрачен на преодоление сопротивлений, создаваемых задвижкой при изменении подачи насоса до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ $H_3 \approx 6 \text{ м}$ (см. рисунок 5.2).

5 Вычислить мощность, теряемую на задвижке:

$$N_3 = \frac{\gamma \cdot Q' \cdot H_3}{\eta'} = \frac{9810 \cdot 0,0083 \cdot 6}{0,63} = 775,5 \text{ Вт}.$$

Задание для самостоятельной работы

Центробежный насос поднимает воду из колодца в открытый резервуар (рисунок 5.3) на высоту $h = \dots \text{ м}$ по трубопроводу диаметром $d = \dots \text{ мм}$ длиной $l = \dots \text{ м}$ (данные для расчета взять в таблице 5.2). Коэффициент гидравлического трения принять $\lambda = 0,05$. Местные потери напора считать равными 10 % от потерь по длине.

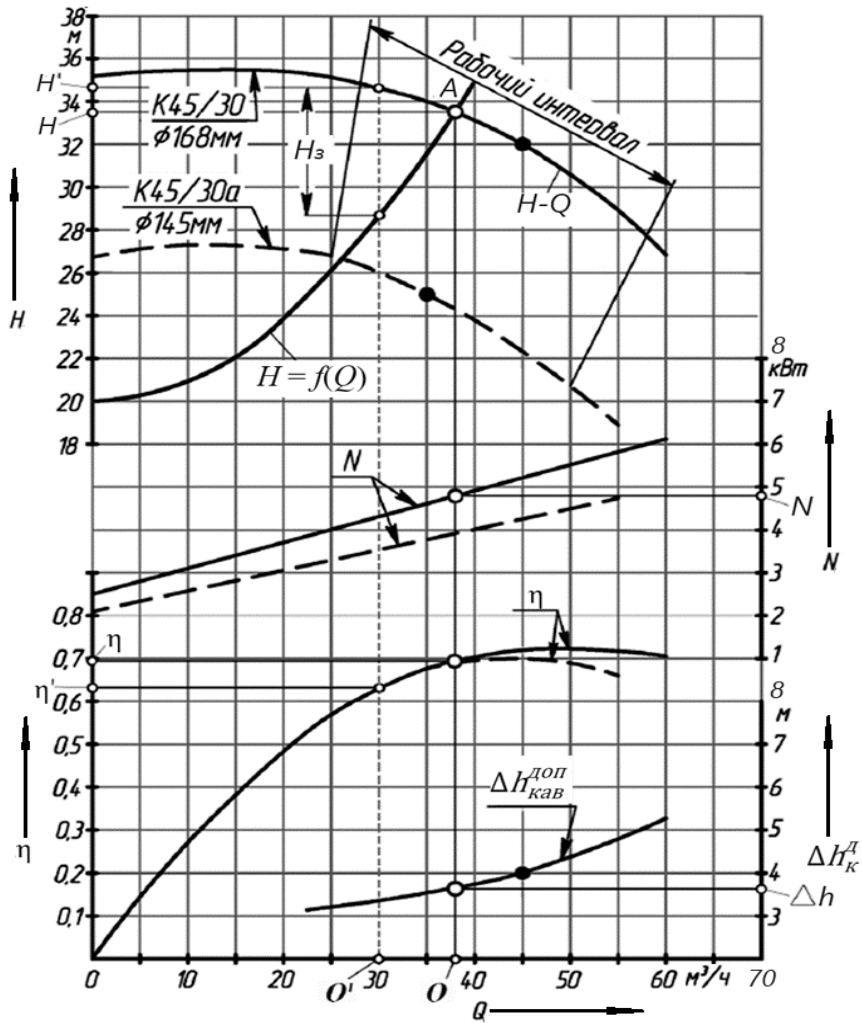


Рисунок 5.2 – Характеристики насоса и трубопровода

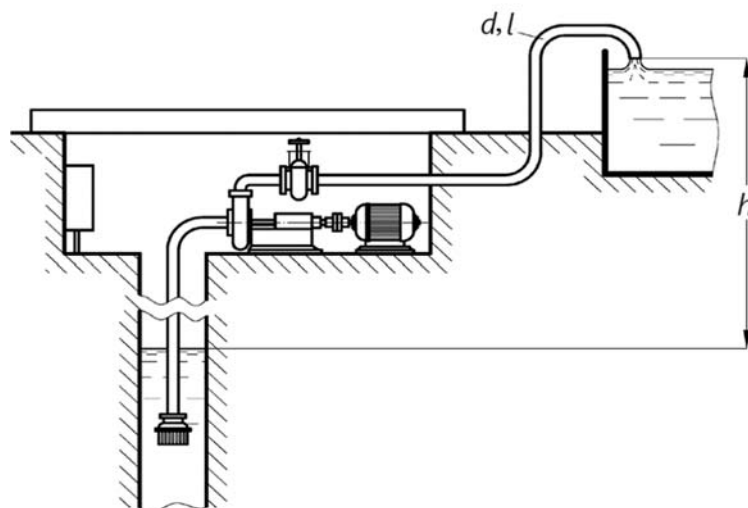


Рисунок 5.3 – Схема насоса установки

Требуется определить подачу насоса при работе на данный трубопровод, развиваемый им напор, мощность на валу насоса его КПД и допустимый кавитационный запас. Для решения задачи необходимо воспользоваться характеристиками насосов.

Определить, какая часть напора H_3 будет затрачена на преодоление сопротивлений, создаваемых задвижкой при изменении подачи насоса до $Q = \dots$ м³/ч, и мощность N_3 , теряемую при этом на задвижке.

Таблица 5.2 – Исходные данные для расчетов

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка насоса	1K8/18	1K8/18	1K8/18a	1K50-32-125м	1K50-32-125	1K50-32-125б	1K20/30м	1K20/30	1K20/30б
h , м	15	14	12	15	14	13	20	18	16
d , мм	50	70	80	70	50	80	40	70	50
l , м	70	250	320	400	45	280	26	185	28
Q' , м ³ /ч	6	8,5	8	10	12	9	15	20	12

Продолжение таблицы 5.2

Номер варианта	10	11	12	13	14	15	16
Марка насоса	1K65-50-160	1K65-50-160a	1K65-50-160б	1K45/30	1K45/30	1K45/30a	1K80-50-200м
h , м	26	24	20	26	22	18	35
d , мм	50	90	70	90	80	70	90
l , м	32	215	54	135	60	30	190
Q' , м ³ /ч	18	22	20	34	44	36	50

Продолжение таблицы 5.2

Номер варианта	17	18	19	20	21	22	23
Марка насоса	1K80-50-200	1K80-50-200б	1K100-80-160	1K100-80-160a	1K100-80-160б	1K100-65-200м	1K100-65-200
h , м	30	25	21	17	13	40	35
d , мм	125	100	150	125	100	125	150
l , м	480	145	630	180	33	248	390
Q' , м ³ /ч	58	40	80	82	84	84	100

Продолжение таблицы 5.2

Номер варианта	24	25	26	27	28	29	30
Марка насоса	1K100-65-200б	1K100-65-250м	1K100-65-250	1K100-65-250б	1K150-125-315	1K150-125-315a	1K150-125-315б
h , м	30	60	55	50	20	18	16
d , мм	175	100	125	150	150	175	250
l , м	630	145	240	205	110	120	500
Q' , м ³ /ч	88	90	100	80	170	200	180

Контрольные вопросы

- 1 Что такое статический напор насосной установки?
- 2 Как рассчитать сопротивление трубопроводов насосной установки?
- 3 Какая зависимость называется характеристикой трубопровода? Каким уравнением она описывается?
- 4 Что показывает характеристика трубопровода?
- 5 Объясните понятие «рабочая точка».
- 6 Как получить рабочую точку? Чему она соответствует?
- 7 Может ли рабочая точка при работе насоса на один и тот же трубопровод принимать различные положения? Если да, то объясните, как это обеспечить.
- 8 Что произойдет с рабочей точкой, если подача насоса с помощью задвижки будет уменьшена?
- 9 Как изменится характеристика трубопровода, если изменится величина местных потерь?
- 10 Назовите параметры, необходимые для построения характеристик трубопровода.

6 Практическое занятие № 6. Выбор и регулирование работы центробежного насоса

Насос выгодно эксплуатировать только в области высоких КПД и малых кавитационных запасов, поэтому используется не вся характеристика насоса, а только ее часть. Желательно, чтобы отклонения КПД насоса, выбранного для заданного режима работы, составляли не более 5 %...10 %.

Если на характеристиках, соответствующих необточенному и максимально обточенному колесам, нанести точки, ограничивающие рабочие зоны (зоны с наибольшим КПД), и соединить их прямыми линиями, то получится криволинейный четырехугольник $ABCD$, называемый полем насоса, или полем $H-Q$ насоса (рисунок 6.1).

В каталогах-справочниках приводятся сводные графики полей насосов, с помощью которых удобно подбирать насос по заданным режимам работы.

Сводный график полей насосов обычно строится в логарифмических координатах по значениям H и Q и является совокупностью индивидуальных графиков в рабочих зонах соответствующих насосов. Каждый такой график представляет собой флажок со средней линией или без нее. Флажок без средней линии является характеристикой $H-Q$ в рабочей зоне при не обточенном и максимально обточенном рабочем колесе.

Флажок со средними линиями представляет характеристику $H-Q$ в рабочей зоне с увеличенным, основным, промежуточным и максимально обточенным рабочим колесом. Если на графике показан только криволинейный отрезок, то это свидетельствует о том, что для данного насоса не допускается обточка рабочего колеса.

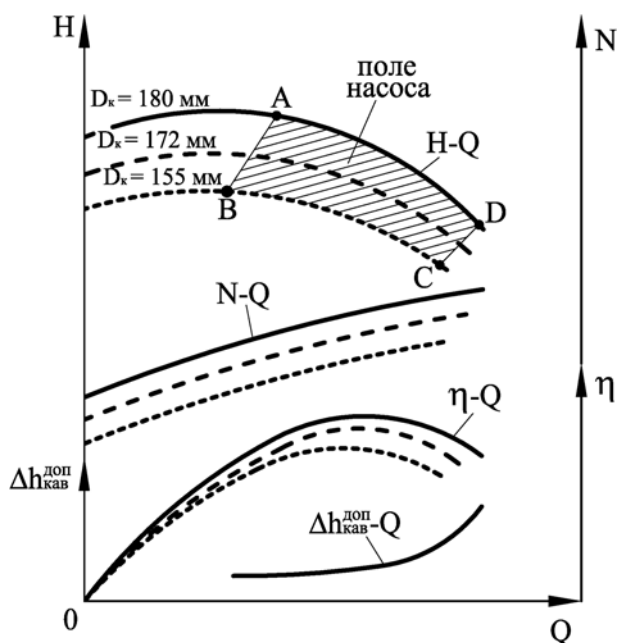


Рисунок 6.1 – Рабочая область характеристики центробежного насоса

Выбор центробежного насоса, как и насосов других марок, осуществляют по заданным H и Q . На сводном графике откладывается точка с координатами H и Q . Если эта точка попадает внутрь флажка, то выбирается данный насос, но если точка расположена между двумя, верхним и нижним флажками, то принимают верхний насос. Затем по рабочей характеристике данного насоса определяют требуемый диаметр рабочего колеса, мощность N , КПД η , допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$. Также определяют разность между напором, развиваемым насосом при данной подаче, и заданным напором.

Эта разность устраняется посредством задвижки и носит название потерь напора на задвижке H_3 .

Электродвигатель подбирается по каталогу по максимальной потребляемой насосом мощности при выбранном диаметре рабочего колеса.

Пример подбора насоса по сводному графику рабочих полей

Необходимо выбрать марку насоса для подачи $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре $H = 35 \text{ м}$, а также определить диаметр рабочего колеса, развиваемую мощность, КПД, допустимый кавитационный запас, потери напора на задвижке и подобрать электродвигатель.

Для подбора насоса необходимо выполнить следующее.

1 На сводном графике откладываем точку с координатами $H = 35 \text{ м}$ и $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. рисунок 6.1, а, точка А). Точка попадает в рабочее поле насоса 1К100-80-160, следовательно, насос соответствует заданным параметрам.

2 На характеристике выбранного насоса наносим точку с такими координатами ($H = 35 \text{ м}$ и $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$) (см. рисунок 6.1, б, точка В). Для этой точки выбираем ближайшую верхнюю характеристику $H-Q$, которой соответствует рабочее колесо с диаметром $D_k = 180 \text{ мм}$. Характеристика, расположенная ниже, не представляет интерес, поскольку при таком диаметре рабочего колеса насос не обеспечит требуемые параметры.

3 Поднимая из точки на оси ординат, соответствующей подаче $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$, перпендикуляр, находим его точки пересечения с характеристиками, относящимися к выбранному диаметру рабочего колеса $H-Q$, $N-Q$, $\eta-Q$, $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}-Q$. Рабочие параметры насоса: мощность $N = 9,7 \text{ кВт}$ (см. рисунок 6.1, б, точка С),

КПД $\eta = 76\%$ (точка D), допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{дон}} = 3,8$ м (точка E) и напор $H_H = 41$ м (точка F).

4 Для обеспечения требуемого напора необходимо прикрыть задвижку на напорном трубопроводе. Потери напора на задвижке найдем как разницу напора, обеспечиваемого насосом, при заданной подаче H_H и требуемым напором H :

$$H_3 = H_H - H = 41 - 35 = 6 \text{ м.}$$

По таблице 6.1 определяется марка комплектующего электродвигателя при максимальной мощности при выбранном диаметре рабочего колеса. $N_{\text{max}} = 13,5$ кВт (см. рисунок 6.1, б, точка K), следовательно, необходимо принять в соответствии с таблицей 6.1, где представлены основные параметры насосно-силового оборудования, электродвигатель марки АИР160Э2 с номинальной мощностью $N_{\text{эл}} = 15$ кВт.

Задание для самостоятельной работы

По заданным напору и подаче подобрать насос и электродвигатель. Определить частоту вращения рабочего колеса насоса и его диаметр, потребляемую мощность, КПД, допустимый кавитационный запас и ту часть напора H_3 , которая будет затрачиваться на преодоление гидравлических сопротивлений в задвижке, если посредством задвижки будет обеспечиваться заданная условием подача насоса. Для подобранного насоса указать марку комплектующего электродвигателя, его напряжение питания и мощность.

При выполнении задания использовать сводный график полей насосов, характеристики насосов и параметры насосно-силового оборудования.

Исходные данные по вариантам представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H , м	15	20	25	30	30	40	25	50	80	25
Q , м ³ /ч	10	0	20	25	40	40	80	100	80	220

Продолжение таблицы 6.1

Номер варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
H , м	15	20	30	23	50	35	30	45	20	55
Q , м ³ /ч	15	20	10	50	45	60	100	80	220	115

Продолжение таблицы 6.1

Номер варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
H , м	65	45	35	20	12	20	35	16	30	17
Q , м ³ /ч	120	50	30	70	15	140	130	35	15	5

Контрольные вопросы и задания

- 1 Что называют рабочими характеристиками насосов? Какие рабочие характеристики центробежных насосов Вы знаете?
- 2 Что такое поле (флажок) насоса? Как оно строится?
- 3 Что представляют собой сводные графики рабочих полей насосов? Как они строятся и для чего служат?
- 4 Что обозначает флажок насоса со средней линией и без нее?
- 5 Как на характеристике насоса отображается недопустимость обточки рабочего колеса?
- 6 Как по сводному графику полей насосов, зная подачу и напор, выбрать требуемый насос?
- 7 Как по рабочей характеристике насоса выбрать диаметр рабочего колеса насоса?
- 8 Как определяют рабочие параметры выбранного насоса при его подборе по каталогу?
- 9 Зачем определяют потери напора на задвижке при подборе насоса, как это осуществляется?
- 10 По каким параметрам выбирают марку приводного электродвигателя насоса?

7 Практическое занятие № 7. Определение предельно допустимой высоты всасывания

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу и подвод ее к рабочему колесу насоса осуществляем за счет разности давлений над свободной поверхностью жидкости в источнике и абсолютного давления в потоке у входа в рабочее колесо насоса. Однако эта разность давлений не является постоянной.

Для случая, когда свободная поверхность жидкости в открытом источнике расположена ниже оси насоса (рисунок 7.1, а), геометрическая высота всасывания определяется на уровне Бернулли, составленного для сечений 0–0, 1–1.

$$H_s = \frac{P_{атм} - P_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{ws}, \quad (7.1)$$

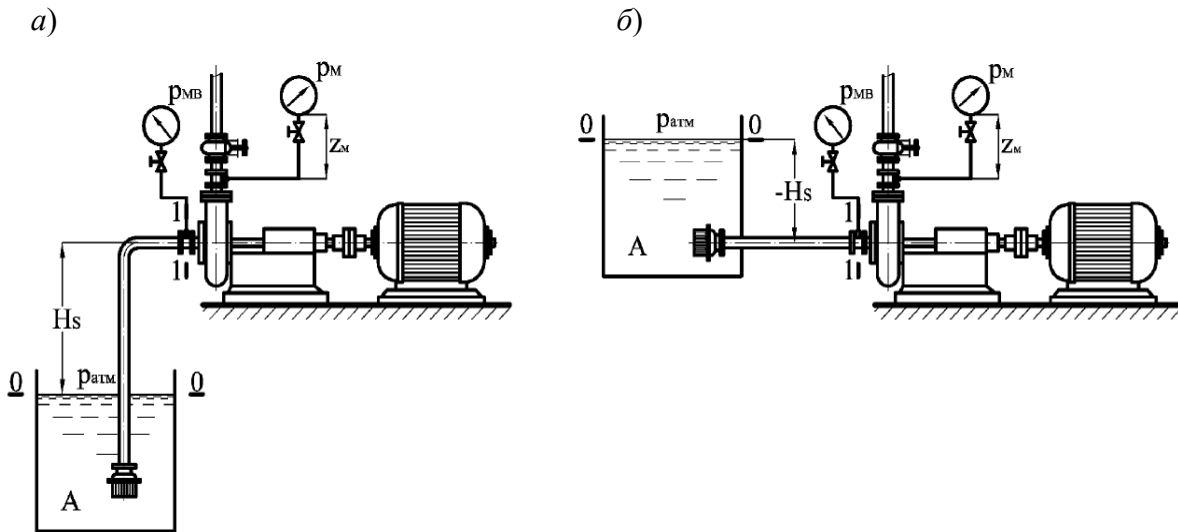
где h_{ws} – потери напора во всасывающей трубе, м.

Величина $\frac{P_{атм} - P_1}{\gamma} = \frac{P_B}{\gamma} = H_{вак}$ называется *вакуумметрической высотой всасывания* насоса. Геометрическая высота всасывания

$$H_s = H_{вак} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{ws}. \quad (7.2)$$

Если же забор жидкости насосом производится из открытого источника, уровень свободной поверхности которого расположен выше оси рабочего колеса насоса (рисунок 7.1, б), то

$$H_s = \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс} - H_{вак}. \quad (7.3)$$



а – положительная; б – отрицательная

Рисунок 7.1 – Определение геометрической высоты всасывания

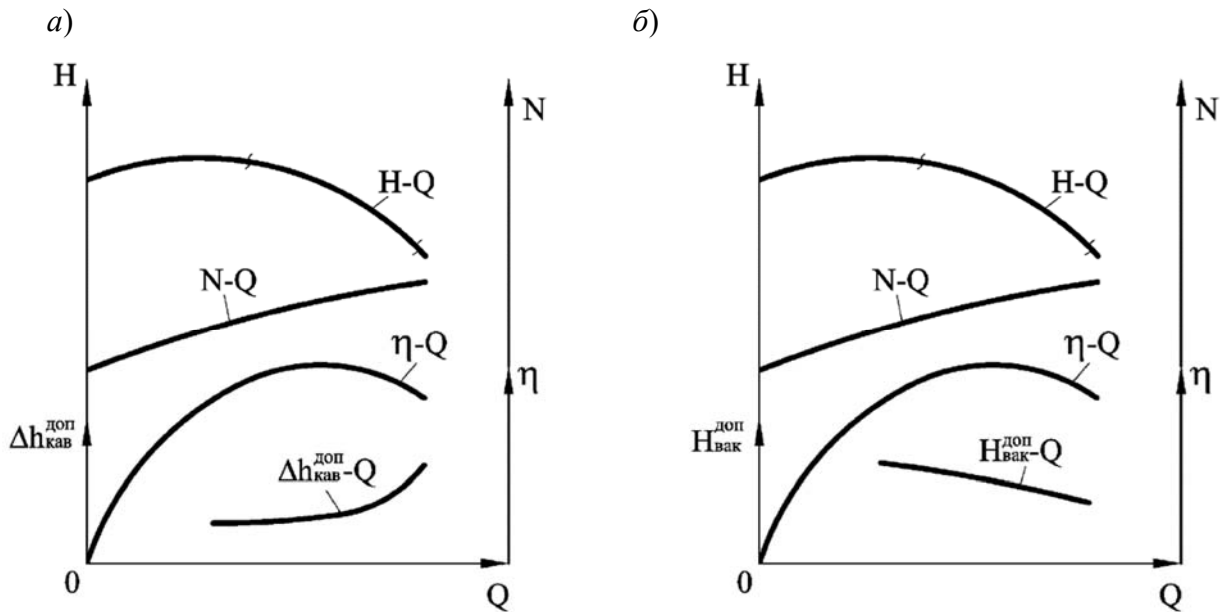
Отрицательное значение геометрической высоты всасывания называют *подпором*. При достаточном подпоре давление на входе в насос может устанавливаться больше атмосферного на всех режимах его работы.

Допустимая геометрическая высота всасывания насоса $H_{sдоп}$ будет зависеть от *допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса* $H_{вак}^{доп}$ – вакуумметрической высоты всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Кавитация (от лат. *cavitas* – пустота) – образование в жидкости полостей (кавитационных пузырьков, или каверн), заполненных газом, паром или их смесью. Кавитация возникает в результате местного понижения давления в жидкости, которое происходит при увеличении ее скорости. Кавитационные пузырьки уносятся потоком в область с более высоким давлением, где разрушаются практически бесследно вследствие конденсации заполняющего их пара. При конденсации пузырьков пара давления внутри пузырька остается постоянным и равным упругости насыщенного пара, давления же жидкости повышается по мере продвижения пузырька. Частицы жидкости, окружающие пузырек, находятся под действием все возрастающей разности давления жидкости и давления внутри пузырька и движутся к его центру ускоренно. При полной конденсации пузырьков происходит столкновение частиц жидкости, сопровождающееся мгновенным

местным повышением давления, достигающим тысяч атмосфер, и ударами жидкости о стенке каналов.

В каталогах насосов приводятся кривые зависимости допустимой вакуумметрической высоты всасывания от расхода $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - Q$ или кривые допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} - Q$. Эти кривые построены с учётом кавитации для воды с температурой до 20 °С и при атмосферном давлении, равном 10 м вод. ст. (рисунок 7.2).



а – с кривой допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} - Q$; б – с кривой допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - Q$

Рисунок 7.2 – Характеристика насоса

Геометрическая высота всасывания, определяющая компоновочное решение насосной станции, не даёт возможности численно оценить степень развития кавитации. Поэтому в насосостроении для сравнения кавитационных качеств насосов, количественной оценки степени развития кавитации пользуются понятием кавитационного запаса.

Кавитационный запас – превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением насыщенных паров $p_{\text{н.п}}$ этой жидкости и определяется зависимостью

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_{\text{н.п.}}}{\gamma}, \quad (7.4)$$

где p_1 – абсолютное давление жидкости на входе в насос, Па;

$p_{\text{н.п.}}$ – давление насыщенных паров жидкости, Па;

v_1 – средняя скорость жидкости на входе в насос, м/с.

Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{кав}^{дон}$ – кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе давления кавитации:

$$\Delta h_{кав}^{дон} = (1,2...1,3)\Delta h_{кав}^{кр}. \quad (7.5)$$

$\Delta h_{кав}^{кр}$ определяется по кавитационной характеристике насоса. Применительно к лопастным насосам $\Delta h_{кав}^{кр}$ может быть посчитан по формуле С. С. Руднева.

$$\Delta h_{кав}^{кр} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (7.6)$$

где n – частота вращения рабочего колеса насоса, мин^{-1} ;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

C – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насоса. При оптимальном режиме для обычных насосов $C = 800...1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C = 1300...3000$.

Допустимая геометрическая высота всасывания определяется как

$$H_{сдон} = \frac{P_{атм} - P_{н.н}}{\gamma} - \Delta h_{кав}^{дон} - h_{ws}. \quad (7.7)$$

Внешним проявлением кавитации в центробежных насосах являются наличие шума, вибрации, падение напора, подачи, мощности и КПД. Очевидно, что работа насоса в кавитационном режиме недопустима.

Количественной оценкой степени развития кавитации является кавитационный запас $\Delta h_{кав}$ – превышение удельной энергии жидкости при входе в насос над удельной энергией её насыщенных паров.

Давление насыщенного пара – это давление, при котором пар находится в динамическом равновесии с жидкостью. Происходит постоянный хаотический переход некоторого количества молекул из пара в жидкость и обратно, но в среднем концентрация молекул пара не изменяется.

Давление насыщенных паров жидкости на входе в насос зависит от рода жидкости и её температуры. Для воды эта зависимость представлена на рисунке 7.3.

Критический кавитационный запас определяется путём проведения кавитационных испытаний насоса, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику (рисунок 7.4, а), которая представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянных частотах вращения и подачи. При больших значениях $\Delta h_{кав}$ кавитационные явления отсутствуют, и значения напора и мощности от кавитационного запаса не зависят.

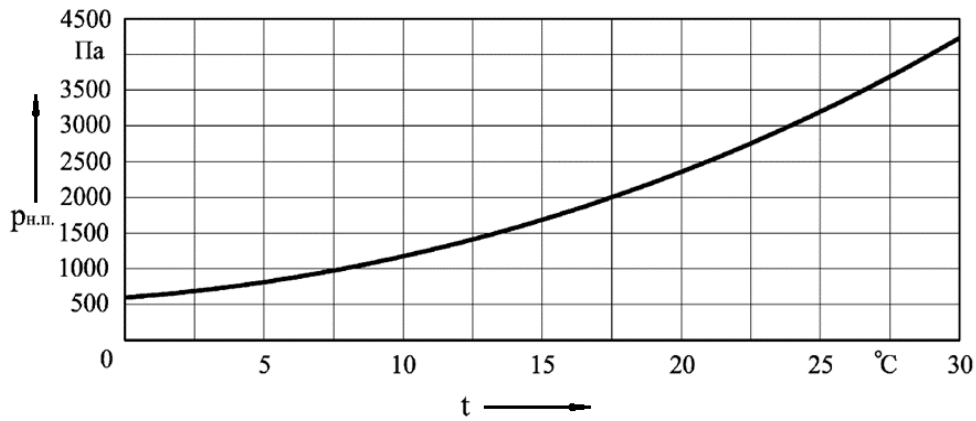
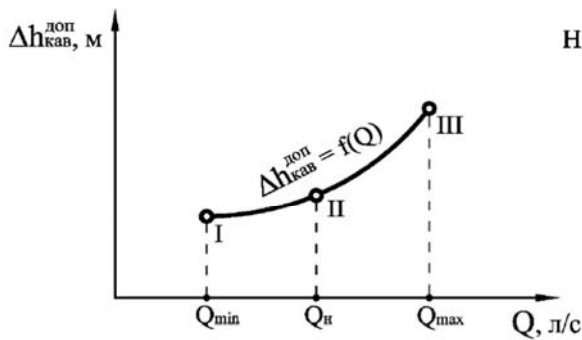
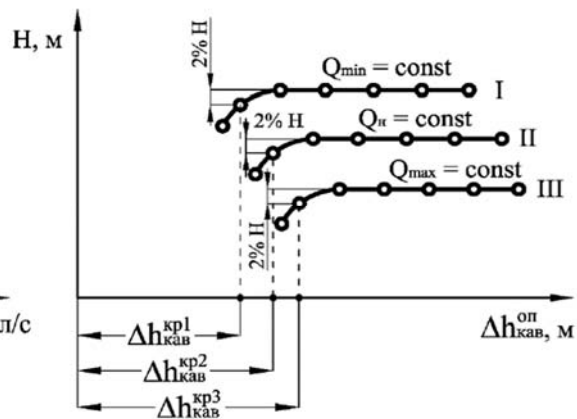


Рисунок 7.3 – Зависимость давления насыщенных паров воды от температуры

а)



б)



а – кавитационная; б – частная кавитационная

Рисунок 7.4 – Характеристика насоса

Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют *первым критическим режимом*, которому соответствует *первый критический кавитационный запас* $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}1}$. Достижение *второго кавитационного запаса* $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}2}$ ведёт к полному отрыву потока от лопастей. В начальной стадии процесса, когда $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}2} < \Delta h < \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}1}$, зона распространения кавитационных явлений невелика (имеется местная кавитация). Поэтому кавитация при этом мало сказывается на напоре и мощности. По мере уменьшения кавитационного запаса в этой стадии процесса кавитационная область медленно увеличивается, что сопровождается постепенным изменением напора и мощности. При достижении второго кавитационного запаса происходит резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы насоса.

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. Здесь приходится ограничиваться только вторым критическим режимом.

В инженерной практике вводится понятие *допустимого кавитационного запаса*

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = A \cdot \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр1}}, \quad (7.8)$$

где A – коэффициент запаса, устанавливаемый в зависимости от типа и условий работы насоса (рисунок 7.5).

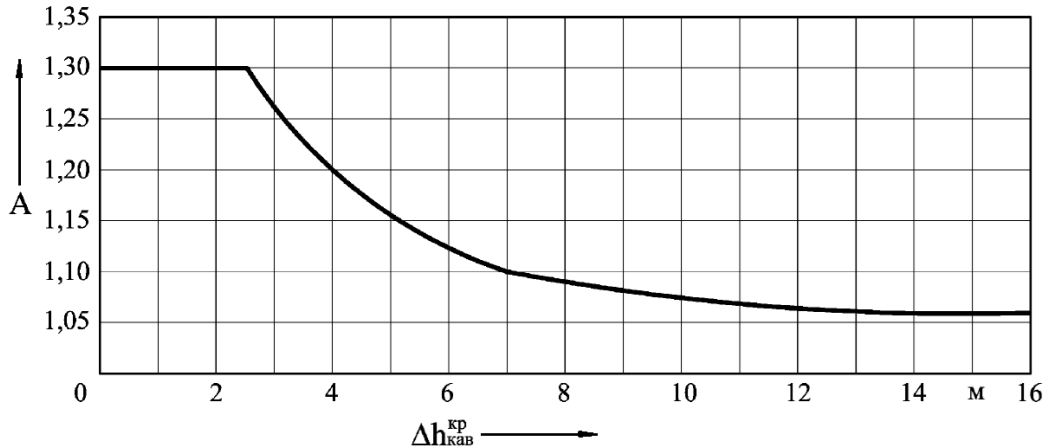


Рисунок 7.5 – Зависимость коэффициента кавитационного запаса от величины критического запаса

С. С. Руднёвым предложена формула для определения *минимального кавитационного запаса* энергии на всасывании

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр1}} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C_{\text{кр}}} \right)^{4/3}, \quad (7.9)$$

где n – частота вращения, мин^{-1} ;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$C_{\text{кр}}$ – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насосов.

Графическая зависимость допускаемого кавитационного запаса от подачи в рабочем интервале подач $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = f(Q)$ называется кавитационной характеристикой насоса (см. рисунок 7.4, а). Её получают при кавитационных испытаниях насоса по частным кавитационным характеристикам.

Частная кавитационная характеристика – это зависимость напора насоса от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения, подаче и температуре жидкости, $H = f(\Delta h_{\text{кав}}^{\text{он}})$ (см. рисунок 7.4, б).

При испытаниях насоса кавитационный запас определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{вак}} - P_{\text{н.п}}}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}, \quad (7.10)$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление, Па;

$p_{вак}$ – показания вакуумметра, Па;

$p_{н.п}$ – давление насыщенных паров жидкости, Па;

v – средняя скорость движения потока жидкости в обсаживающем трубопроводе, м/с.

Используя полученное опытным путем значение $\Delta h_{кав}^{он}$, строят частную кавитационную характеристику насоса (см. рисунок 7.4, б), по которой находят критический $\Delta h_{кав}^{кр}$ и допустимый $\Delta h_{кав}^{доп}$ кавитационные запасы.

По значениям допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{кав}^{доп}$ и подаче насоса Q (трех ее значениям – минимальный, максимальный и номинальной подачам насоса) строят кавитационную характеристику $\Delta h_{кав}^{доп} = f(Q)$ (см. рисунок 7.4, а).

Допустимая геометрическая высота всасывания, т. е. высота, при которой обеспечивается бескавитационная работа насоса, вычисляется по формуле

$$H_{сдоп} = \frac{P_{атм} - P_{н.п}}{\gamma} - \Delta h_{кав}^{доп} - h_{ws}, \quad (7.11)$$

где h_{ws} – суммарное потеря напора во всасывающем трубопроводе, м.

Порядок проведения расчетов

- 1 Определить напор насоса по эксплуатационной формуле

$$H = \frac{P_m - P_{вак}}{\gamma}. \quad (7.12)$$

- 2 Определить площадь сечения трубопровода:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (7.13)$$

- 3 Определить среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе:

$$v = \frac{Q}{\omega}. \quad (7.14)$$

- 4 Определить давление насыщенных паров по графику $P_{н.п} = f(t)$ (см. рисунок 7.3).

- 5 Определить кавитационный запас по формуле

$$\Delta h_{кав}^{он} = \frac{P_{атм} - P_{вак} - P_{н.п}}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}. \quad (7.15)$$

6 По результатам вычислений построить частную кавитационную характеристику $H = f(\Delta h_{\text{кав}}^{\text{он}})$ для максимальной, номинальной и минимальной подач насоса.

7 Определить критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$ по падению напора на 2 % на кривой $H = f(\Delta h_{\text{кав}}^{\text{он}})$ (для максимальной, номинальной и минимальной подач насоса), построенной по частной кавитационной характеристике.

8 Определить коэффициент кавитационного запаса A по графику $A = f(\Delta h_{\text{кр}})$ (см. рисунок 7.5).

9 Определить допускаемый кавитационный запас по формуле

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{дон}} = A \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}. \quad (7.16)$$

10 Определить суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе:

$$h_{\text{ос}} = h_{L_s} + h_{M_s} = \left(\lambda_s \frac{L_s}{d_s} + \sum \xi_s \right) \frac{v_s^2}{2g}. \quad (7.17)$$

11 Определить допустимую геометрическую высоту всасывания, т. е. высоту, при которой обеспечивается бескавитационная работа насоса, по формуле

$$H_{s\text{дон}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п.}}}{\gamma} - \Delta h_{\text{кав}}^{\text{дон}} - h_{\text{ос}}. \quad (7.18)$$

12 По результатам расчётов построить кавитационную характеристику $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{дон}} = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1 В чём заключается физическая сущность кавитации? Каковы её последствия для насосов?

2 Что такое геометрическая высота всасывания, как она определяется?

3 В каком случае геометрическая высота всасывания может быть отрицательной и каким образом она рассчитывается?

4 Что такое допустимая вакуумметрическая высота всасывания?

5 Как определяется допустимая вакуумметрическая высота всасывания?

6 Что такое кавитационный запас? Как он рассчитывается?

7 Что такое частные кавитационные характеристики? Как они строятся?

8 Что такое давление насыщенных паров жидкости?

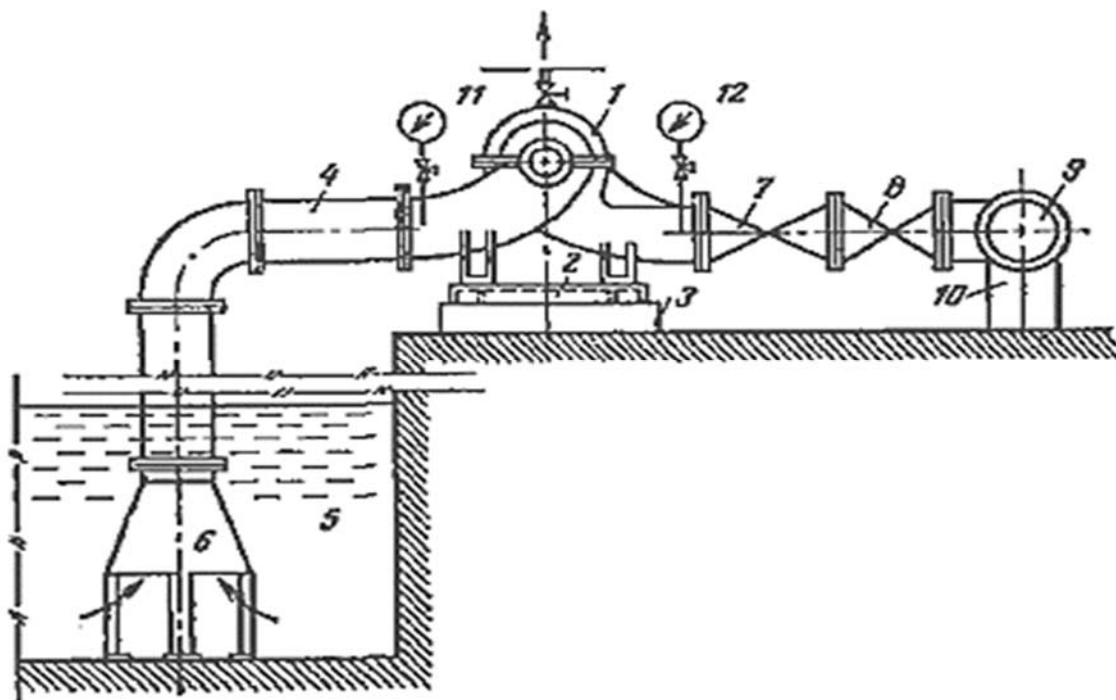
9 Каким образом допустимая геометрическая высота всасывания связана с кавитационным запасом?

10 Как определяется напор насоса на действующей установке при кавитационных испытаниях?

8 Практическое занятие № 8. Устройство насосной установки

Насосный агрегат состоит из насоса, двигателя, трубопроводной арматуры, измерительных приборов и устройства для заполнения насоса жидкостью перед пуском. К насосному агрегату могут быть отнесены и пусковые устройства двигателя, а также приборы для автоматического управления работой агрегата. Компонировки насосных агрегатов определяются назначением последних.

Типичная компоновка показана на рисунке 8.1. Насос 1 и двигатель, соединенные эластичной муфтой, располагаются на раме 2 из фасонной прокатной стали. Рама крепится анкерными болтами к фундаменту 3. Всасывающий трубопровод 4 может быть индивидуальным, в этом случае жидкость берется насосом из приемного колодца 5 через воронку 6. В других случаях всасывающий трубопровод берет жидкость из общего всасывающего коллектора; это встречается, например, в насосных установках для питания паровых котлов. Во всех случаях горизонтальные участки всасывающих трубопроводов укладываются с подъемом к насосу, равным не менее 0,005.



1 – насос и двигатель; 2 – рама; 3 – фундамент; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – приемный колодец; 6 – воронка; 7 – обратный клапан; 8 – задвижка (или вентиль); 9 – напорный коллектор; 10 – тумба; 11 – вакуумметр; 12 – манометр

Рисунок 8.1 – Компоновка насосной установки

Это необходимо во избежание образования во всасывающих трубопроводах воздушных мешков. Непосредственно на напорном патрубке насоса располагается обратный клапан 7. Его назначение – автоматически отключать насос от напорного коллектора 9 в случае остановки двигателя (или аварии). Между об-

ратным клапаном и напорным коллектором 9 располагается задвижка (или вентиль) 8 для дроссельного регулирования насоса и отключения его от напорной сети. При диаметре трубопроводов более 300 мм задвижки часто выполняются с электрическим или гидравлическим приводом. Коллектор 9 располагается на тумбах 10.

Показанное на рисунке 8.1 расположение напорных трубопроводов выше отметки пола удобно для монтажа, а также надзора за трубопроводом, однако при этом загромождаются проходы для обслуживающего персонала. При такой компоновке в местах перехода через трубопроводы устраивают переходные мостики. Для освобождения помещения располагают напорные трубопроводы в каналах ниже пола и перекрывают последние рифленой сталью.

Перед пуском центробежные и осевые насосы должны заполняться подаваемой ими жидкостью. Если уровень всасываемой жидкости располагается выше верхней точки насоса или на всасывающем коллекторе имеется избыточное давление, то заполнение насоса производят, открывая задвижку на всасывающей трубе и выпуская воздух через краник, расположенный в верхней точке корпуса насоса.

В установках, где уровень всасываемой жидкости лежит ниже оси насоса, для заполнения пользуются двумя способами:

1) в агрегатах небольшой подачи с диаметром всасывающей трубы до 250 мм на конце ее под уровнем жидкости располагают приемный клапан. При этом заполнение производят через воронку и кран в верхней точке корпуса насоса из водопровода или специального заливочного бака;

2) в агрегатах с $d > 250$ мм приемные клапаны не ставят и заполнение производят отсасыванием воздуха из насоса специальным вакуумным насосом (обычно применяют насосы типов КВН и ВВН, создающие вакуум до 97 %).

При наличии загрязнений всасываемой жидкости воронка на всасывающей трубе комбинируется со щелевым или сетчатым фильтром. Контроль за работой насоса ведется по показаниям вакуумметра 11 и манометра 12, присоединенных к всасывающему и напорному патрубкам; измерение подачи производится по расходомеру, вмонтированному в напорный трубопровод насоса.

Так как о нагрузке насоса можно судить по показаниям манометра, часто отказываются от установки расходомеров на каждом насосе и располагают один расходомер на общем трубопроводе, контролируя по его показаниям подачу установки в целом. В качестве расходомеров применяют диафрагмы, трубы Вентури и крыльчатые водомеры. Мощность, расходуемая агрегатом, определяется при помощи вольтметров, амперметров или ваттметров, располагаемых на электрическом щите агрегата или установки.

Для пуска насосного агрегата следует произвести подготовительные операции: убедиться в свободном вращении вала, проверить открытие кранов манометра и вакуумметра, заполнить насос и всасывающую трубу, открыть подачу охлаждающей воды в подшипники (в агрегатах с охлаждаемыми подшипниками), проверить положение уровня масла в подшипниках (при подшипниках с жидкой смазкой). Задвижка на напорном трубопроводе центробежного насоса

при пуске должна быть закрыта (при $n < 250$).

Пуск насоса производится следующим образом: включается электродвигатель и частота вращения его доводится до нормальной; медленно открывается задвижка на напорном патрубке насоса до достижения требуемой подачи; открываются краны, подводящие охлаждающую воду к сальникам насоса. При работе насоса следует наблюдать за температурой подшипников и корпуса двигателя, которая при нормальных условиях не должна превышать $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, наличием масла в камере подшипников (при жидкой смазке), плотностью сальников (затяжка сальника считается нормальной, если он пропускает воду редкими каплями и температура его невысока).

Остановка насосного агрегата заключается в закрытии задвижки на напорной трубе, выключении двигателя, закрытии задвижки на всасывающей трубе и выключении охлаждения сальников и подшипников). Пуск, обслуживание при работе и остановка агрегатов значительной мощности обязательно регламентируются особыми инструкциями. Особым инструкциям подчиняется эксплуатация питательных насосных агрегатов паровых котлов и насосов для подачи горячих жидкостей.

При современном развитии техники автоматического управления производственными процессами автоматизация насосных установок не представляет трудности. Автоматическое управление насосами предусматривает следующие операции:

- 1) подготовку насосов к пуску, заключающуюся в контроле за положением запорной арматуры и заполнении насосов жидкостью;
- 2) пуск и останов насосов в зависимости от расхода, требуемого потребителями;
- 3) останов насоса при неисправностях его и пуск другого насоса взамен неисправного;
- 4) защиту от перегрева сальников и подшипников;
- 5) гидравлическую защиту насосов, создающую невозможность пуска насоса, не заполненного жидкостью.

При разработке схемы автоматизации и защиты насосов может быть предусмотрена необходимость работы насосной установки по намеченной программе. Автоматизация повышает экономичность и надежность работы насосной установки.

Контрольные вопросы

- 1 Перечислите основные элементы, входящие в состав насосного агрегата.
- 2 С какой целью горизонтальные участки всасывающих трубопроводов укладываются с подъемом к насосу не менее $0,005$?
- 3 Каково назначение обратного клапана и задвижки, устанавливаемых на напорном патрубке насоса?
- 4 Назовите два основных способа заполнения насоса жидкостью перед пуском в установках, где уровень всасываемой жидкости ниже оси насоса.

5 От чего зависит выбор того или иного способа?

6 По каким приборам осуществляется контроль за работой насоса и как можно судить о нагрузке насоса без использования индивидуального расходомера?

7 Перечислите последовательность подготовительных операций, которые необходимо выполнить перед пуском насосного агрегата.

8 Опишите правильную последовательность действий оператора при пуске центробежного насоса и при его остановке.

9 Какие параметры работы насосного агрегата необходимо контролировать во время его эксплуатации?

10 Какие основные операции предусматривает система автоматического управления насосными установками?

11 В каких случаях эксплуатация насосных агрегатов должна подчиняться особым инструкциям?

9 Практическое занятие № 9. Расчет турбокомпрессорных агрегатов

Компрессор – это машина, предназначенная для преобразования механической энергии двигателя в полезную потенциальную (в виде давления и температуры) и кинетическую (в виде скорости) энергию газа.

Турбокомпрессор – это устройство, предназначенное для сжатия и перемещения воздуха или газовой смеси. Трудность газодинамического проектирования турбокомпрессоров связана с исключительно сложным характером движения газа в проточной части.

Расчет компрессора проводится по статическим параметрам на входе в компрессор и выходе из него, т. к. скоростной напор в двигателе не используется.

Удельная теплоемкость воздуха в изобарном процессе

$$c_p^g = \frac{k}{k-1} \cdot R, \quad (9.1)$$

где k – показатель адиабаты, $k = 1,4$;

R – газовая постоянная для воздуха, $R = 287$ Дж/(кг·К).

Температура воздуха перед входным устройством

$$T_0 = T_0^* - \frac{C_0^2}{2 \cdot c_p^g}, \quad (9.2)$$

где T_0^* – температура атмосферного воздуха, $T_0^* = 300$ К;

C_0 – принятая скорость потока воздуха во входном сечении, $C_0 = 40$ м/с.

Давление воздуха перед входным устройством принимаем

$$P_0 = P_0^* \cdot \left(\frac{T_0}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.3)$$

где P_0^* – давление атмосферного воздуха, $P_0^* = 101,3$ кПа.

Плотность воздуха перед входным устройством

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_0}. \quad (9.4)$$

Объемный расход воздуха перед входным устройством

$$V_0 = \frac{G_B}{\rho_0}. \quad (9.5)$$

Полезная изоэнтروпийная работа сжатия

$$h_{ok} = c_p T_0 \cdot \left(\pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (9.6)$$

Коэффициент изоэнтропийного напора

$$\Psi_0 = \mu \cdot \eta_k, \quad (9.7)$$

где μ – коэффициент уменьшения напора компрессора;

η_k – принятый КПД компрессора.

Окружная скорость РК

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_{ok}}{\Psi_0}}. \quad (9.8)$$

Частота вращения вала турбинного колеса

$$n = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot d_2}. \quad (9.9)$$

Внутренняя работа сжатия

$$h_k^* = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R (T_k^* - T_0^*). \quad (9.10)$$

Мощность, необходимая для привода компрессора,

$$N_k = G_k \cdot \frac{h_{ок}}{\eta_k}. \quad (9.11)$$

КПД компрессора

$$\eta_k = \frac{h_{0_{ПК}}}{h_k^*}. \quad (9.12)$$

Контрольные вопросы

- 1 Дайте определение понятию «компрессор».
- 2 В какие виды энергии преобразуется механическая энергия двигателя при работе компрессора?
- 3 Почему газодинамическое проектирование турбокомпрессоров считается сложной задачей?
- 4 На основании каких параметров (статических или динамических) проводится расчет компрессора и почему?
- 5 От каких параметров зависит удельная теплоемкость воздуха в изобарном процессе?
- 6 Как определяется температура воздуха перед входным устройством, если известны температура атмосферного воздуха и скорость потока?
- 7 Что такое полезная изоэнтروпийная работа сжатия?
- 8 Как взаимосвязаны окружная скорость рабочего колеса, коэффициент изоэнтروпийного напора и полезная изоэнтропийная работа сжатия?
- 9 От чего зависит мощность, необходимая для привода компрессора?
- 10 Что характеризует коэффициент полезного действия компрессора?

Список литературы

- 1 **Шейпак, А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. Основы механики жидкости и газа : учебник / А. А. Шейпак. – 6-е изд., испр. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2019. – 272 с.
- 2 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2020. – 446 с.