

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет»

П. В. Коваленко
Н. Н. Пистунович

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Учебно-методический комплекс
для студентов специальности 1-70 04 02
«Теплогазоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

Новополоцк
ПГУ
2009

УДК 621.65(075.8)
ББК 31.76я73
К56

Рекомендовано к изданию методической комиссией
инженерно-строительного факультета
в качестве учебно-методического комплекса
(протокол № 5 от 24.01.2008)

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

зам. директора по производству ИЧУПТП «ЧЕСС-Бел»
Д. Н. ШАХМЕТОВ;
канд. техн. наук, доц. каф. трубопроводного транспорта и гидравлики
УО «ПГУ» В. В. КОЛЕНО

Коваленко, П. В.

К56 Насосы и вентиляторы : учеб.-метод. комплекс для студентов спец.
1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бас-
сейна» / П. В. Коваленко, Н. Н. Пистунович. – Новополоцк : ПГУ, 2009. –
372 с.

ISBN 978-985-418-808-9.

Приведены темы изучаемого курса, их объем в часах лекционных и практических занятий, изложены теоретические и практические основы дисциплины «Насосы и вентиляторы». Представлены методические указания к выполнению контрольной работы для студентов заочной формы обучения, лабораторные работы, вопросы к зачету.

Предназначен для преподавателей и студентов технических вузов и специалистов.

УДК 621.65(075.8)
ББК 31.76я73

ISBN 978-985-418-808-9

© Коваленко П.В., Пистунович Н.Н., 2009
© УО «Полоцкий государственный университет», 2009

СОДЕРЖАНИЕ

Модуль 0	
Цель и задачи дисциплины	4
Модуль 1	
Классификация гидравлических машин	5
Модуль 2	
Теоретические основы работы лопастных нагнетателей	23
Модуль 3	
Насосы	37
Модуль 4	
Работа нагнетателей в сети	90
Модуль 5	
Регулирование работы лопастных нагнетателей	130
Модуль 6	
Компрессоры	153
Модуль 7	
Привод компрессоров	200
Модуль 8	
Вентиляторы	221
Модуль 9	
Трубопроводная арматура	250
Вопросы к зачету	356
Методические указания к выполнению контрольной работы для студентов специальности 1-70 04 02з «Гидравлические расчеты и исследование режимов работы насосов»	358

Модуль 0

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ

Цель преподавания дисциплины – подготовка специалистов, способных проектировать, рассчитывать основные характеристики, исследовать работу насосов и вентиляторов в различных режимах эксплуатации в системах теплоснабжения и вентиляции промышленных предприятий и гражданских сооружений.

Задачи изучения дисциплины:

– получение знаний о конструкции гидравлических нагнетателей и их различии по принципу действия, назначению, виду перемещаемой среды и развиваемому давлению; методах расчета, проектирования и эксплуатации гидравлических нагнетателей, аппаратуры управления и распределения жидкости; теоретическим основам работы основных элементов нагнетателей, способах регулирования подачи; работе нагнетателей в сети, изменении полного статического динамического давлений в сети, присоединенной к нагнетателю; способах наложения характеристик и использовании способа наложения характеристик для анализа работы нагнетателя при изменении характеристики сети; необходимости совместной работы нагнетателей, анализе работы последовательно и параллельно включенных машин и построении суммарной характеристики нагнетателей; технико-экономических основах выбора нагнетателя для работы в сети и приводного двигателя; необходимости регулирования подачи нагнетателей, сравнения методов качественного и количественного регулирования, автоматизации процесса регулирования работы нагнетателей;

– приобретение умений ставить и решать задачи, связанные с системами теплоснабжения и вентиляции; давать технико-экономическую оценку проектных решений; проектировать и выбирать насосы и вентиляторы для систем теплоснабжения и вентиляции промышленных и гражданских сооружений, используя современную вычислительную технику; самостоятельно и творчески принимать инженерные решения в области использования различных конструкций нагнетателей и автоматизации их работы на основе последних достижений науки и техники.

Модуль 1

КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

Введение

Гидравлической машиной называют устройство, преобразующее механическую работу в энергию потока жидкости и наоборот. Гидравлическая машина, в которой в результате обмена энергией происходит преобразование механической энергии жидкости в механическую работу (вращение вала, возвратно-поступательное движение поршня и т.д.), называется **турбиной** или **гидродвигателем**. Гидравлическая машина, в которой происходит преобразование механической работы в механическую энергию жидкости, называется **нагнетателем**. К нагнетателям относятся насосы и воздуходувные машины. Воздуходувные машины служат для повышения давления и подачи воздуха или другого газа. В зависимости от степени сжатия воздуходувные машины разделяют на вентиляторы и компрессоры.

Вентилятор – воздуходувная машина, предназначенная для подачи воздуха или другого газа под давлением до 15 кПа при организации воздухообмена.

Компрессором называют воздуходувную машину, предназначенную для сжатия и подачи воздуха или какого-либо газа под давлением не ниже 0,2 МПа.

Насос – устройство, служащее для напорного перемещения (всасывания, нагнетания), главным образом, капельной жидкости в результате сообщения ей энергии.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Классификация гидравлических машин по принципу действия (лопастные, струйные, объемные, пневматические), виду перемещаемой среды и развиваемому давлению. Типы нагнетателей: центробежные, осевые, поршневые, шестеренчатые, пластинчатые, струйные, диаметральные, вихревые. Схемы и принципы действия нагнетателей различного типа, их достоинства и недостатки, область использования	Изучение нового материала	Лекция	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Классификация нагнетателей

Основное назначение нагнетателя – повышение полного давления перемещаемой среды. В зависимости от свойств среды (газ, чистая жидкость, загрязненная жидкость, взвесь, вязкая жидкость, агрессивная жидкость, жидкий металл, сжиженный газ и т.п.) применяются нагнетатели различных типов и конструкций. В практике довольно часто встречаются нагнетатели разных типов, названия которым даны в зависимости от их назначения и особенностей эксплуатации (например, питательные, циркуляционные, конденсатные насосы для тепловых электростанций и т.п.). Нагнетатели классифицируют по принципу действия и конструкции. В этом смысле их подразделяют на объемные и динамические (рис. 1).

Объемные нагнетатели работают по принципу вытеснения, когда давление перемещаемой среды повышается в результате сжатия. К ним относятся возвратно-поступательные (диафрагменные, поршневые) и роторные (аксиально- и радиально-поршневые, шиберные, зубчатые, винтовые и т. п.) насосы.

Динамические нагнетатели работают по принципу силового воздействия на перемещаемую среду. К ним относятся лопастные (радиальные, центробежные, осевые) нагнетатели и нагнетатели трения (вихревые, дисковые, струйные и т.п.).

Нагнетатели, используемые в системах теплогазоснабжения и вентиляции, должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) соответствие фактических параметров работы (p , L и N) заданным расчетным условиям;
- 2) возможность регулирования подачи и давления в определенных пределах;
- 3) устойчивость и надежность в работе;
- 4) простота монтажа;
- 5) бесшумность при работе.

Рассмотрим схемы и принципы действия нагнетателей разного типа.

В радиальном вентиляторе со спиральным кожухом (рис. 2) перемещаемая среда, двигаясь в осевом направлении через всасывающий коллектор, попадает на вращающееся рабочее колесо, снабженное лопатками, изменяет направление своего движения к периферии колеса, закручивается в направлении вращения, поступает в спиральный кожух и затем через отверстие выходит из нагнетателя. Рабочее колесо насажено на вал и приводится во вращение приводом. Вал вращается в подшипниках, укрепленных на станине или непосредственно на кожухе.

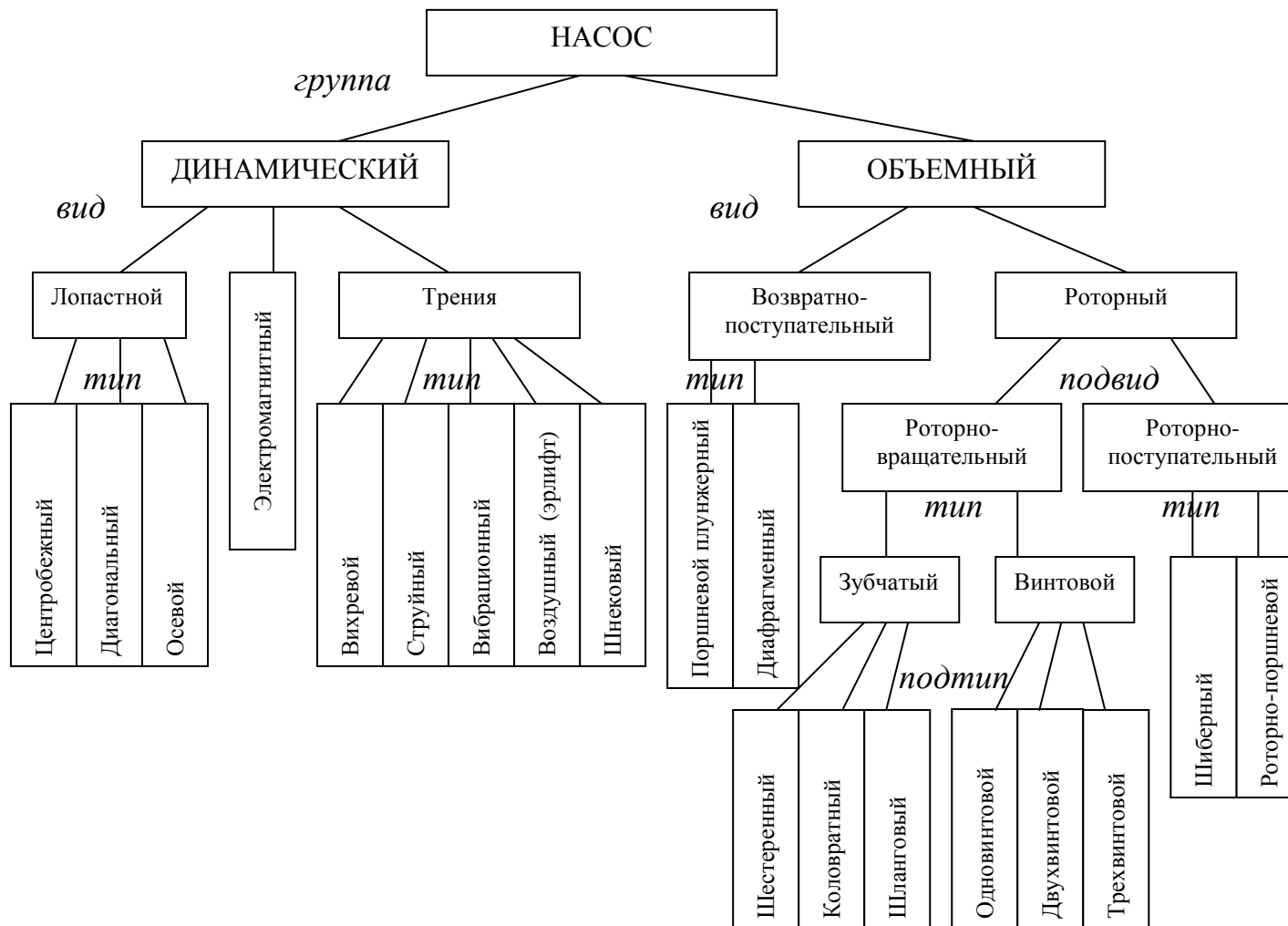


Рис. 1. Классификация насосов

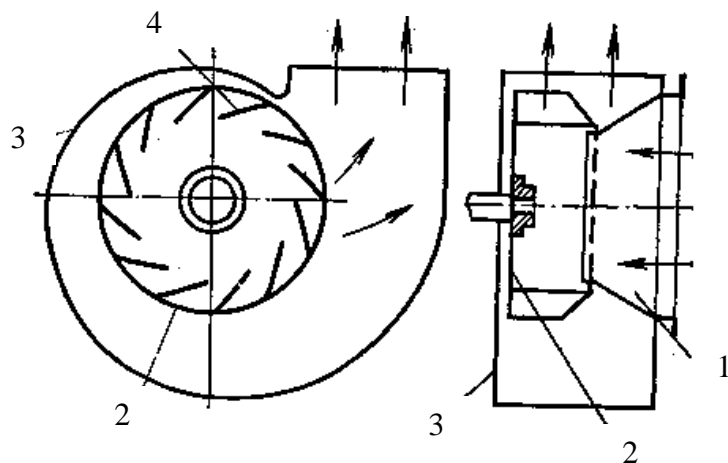


Рис. 2. Схема радиального вентилятора:

1 – коллектор, 2 – рабочее колесо, 3 – спиральный кожух, 4 – лопатка

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеет центробежный насос, изображенный на рис. 3.

К достоинствам таких вентиляторов следует отнести возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, высокий кпд (более 80 %), простоту изготовления, высокую равномерность подачи и относительную простоту ее регулирования. Недостатком является то, что подача зависит от сопротивления сети.

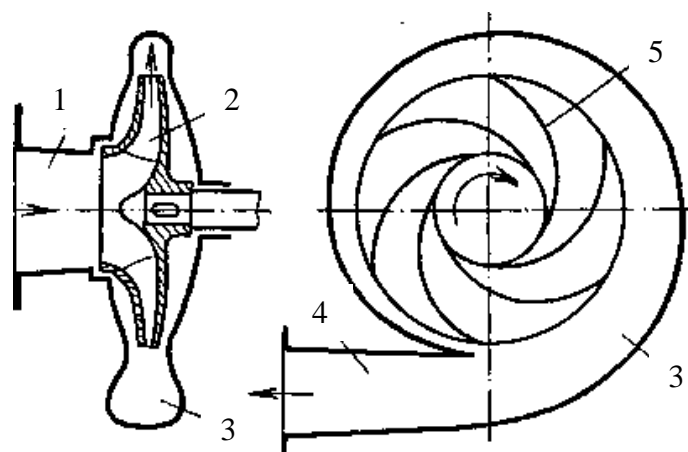


Рис. 3. Схема центробежного насоса:

1 – входной патрубок, 2 – рабочее колесо, 3 – корпус, 4 – нагнетательный патрубок, 5 – лопатка

В **осевом вентиляторе** (рис. 4) поток движется преимущественно в направлении оси вращения и некоторое закручивание приобретает лишь при выходе из колеса. Поток через коллектор поступает во входной направляющий аппарат, затем рабочее колесо и выходной направляющий

аппарат. Колесо насажено на вал, вращающийся в подшипниках, укрепленных на стойках.

Колесо и направляющие аппарата заключены в кожух (обечайку). Втулка рабочего колеса имеет обтекатель.

Как в осевом, так и в радиальном вентиляторе передача энергии от двигателя потоку среды происходит во вращающемся рабочем колесе.

Осевые нагнетатели просты в изготовлении, компактны, реверсивны; по сравнению с радиальными нагнетателями они имеют более высокие КПД и подачу при относительно низком давлении (напоре).

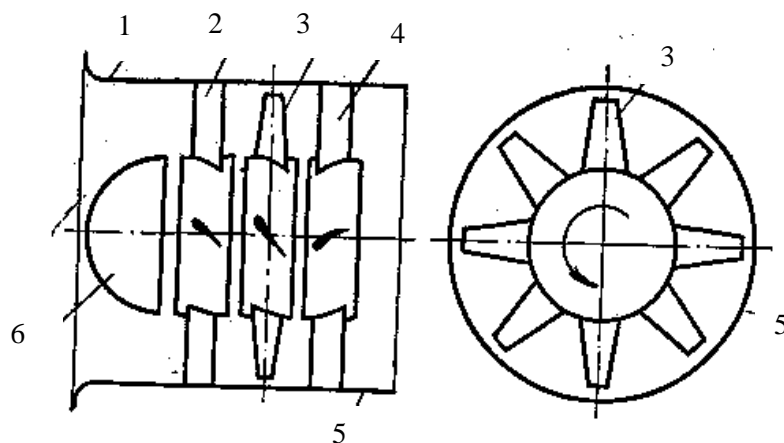


Рис. 4. Схема осевого вентилятора:

1 – коллектор, 2 – входной направляющий аппарат, 3 – рабочее колесо, 4 – выходной направляющий аппарат, 5 – кожух (обечайка), 6 – обтекатель

В **прямоточном радиальном вентиляторе** (рис. 5) перемещаемая среда вначале также движется в осевом направлении и поступает во вращающееся рабочее колесо, где под действием центробежной силы проходит в радиальном направлении в межлопаточном пространстве и выходит в осевом направлении по кольцу через радиальный лопастной диффузор, стенки которого имеют криволинейную форму, а лопасти установлены на осесимметричном коленообразном участке диффузора. В диффузоре часть динамического давления преобразуется в статическое. Коэффициент полезного действия вентилятора достигает 70 %. Одним из преимуществ вентиляторов такого типа является возможность размещения электродвигателя внутри кожуха, что приводит к улучшению шумовых характеристик установки. Изготовление таких вентиляторов несколько сложнее, чем обычных.

Смерчевой вентилятор (рис. 6) имеет рабочее колесо с небольшим числом лопаток, прикрепленных к заднему диску. Это колесо размещено в специальной нише в задней стенке спирального кожуха.

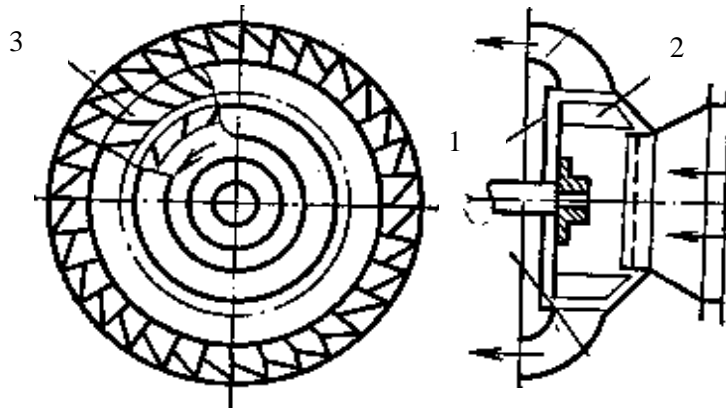


Рис. 5. Схема прямоточного вентилятора:
1 – корпус, 2 – рабочее колесо, 3 – диффузор

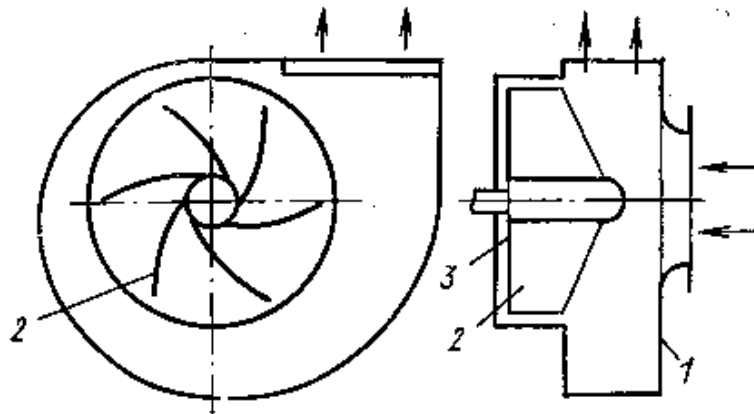


Рис. 6. Схема смерчевого вентилятора:
1 – кожух, 2 – лопатка, 3 – задний диск

При вращении колеса возникает вихревое течение, аналогичное атмосферному вихрю - смерчу, в центральной и периферийной частях которого образуется перепад давлений, являющийся побудителем движения воздуха. Вследствие этого основная часть потока с содержащимися в нем примесями проходит через нагнетатель, минуя рабочее колесо. Коэффициент полезного действия вентилятора не превышает 60 %.

Дисковый вентилятор (рис. 7) относится к нагнетателям трения. Рабочее колесо у такого нагнетателя представляет собой пакет дисков (колец), расположенных с небольшим зазором перпендикулярно оси вращения колеса. Передача энергии от колеса потоку жидкости происходит в результате действия сил трения в пограничном слое, образующемся на дисках. Отсутствие срывных вихревых зон, неизбежных в лопастном рабочем колесе, способствует устойчивой работе дисковых машин с малым шумом. Коэффициент полезного действия таких нагнетателей не превышает 40 – 45 %.

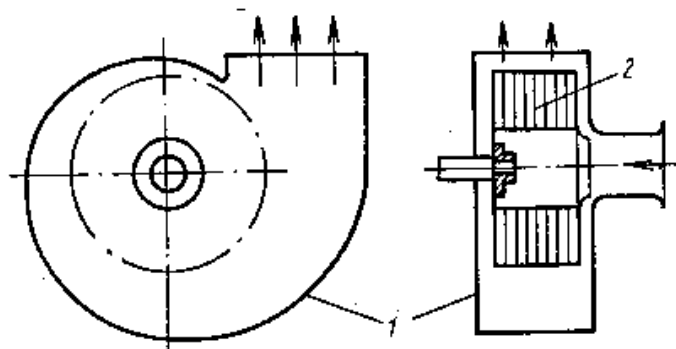


Рис. 7. Схема дискового вентилятора:
1 – корпус, 2 – рабочее колесо

Вихревой насос (рис. 8) относится к машинам трения. Его рабочее колесо, аналогично колесу центробежного насоса, засасывает жидкость из внутренней части канала и нагнетает ее во внешнюю, в результате чего возникает продольный вихрь. При прохождении жидкости через рабочее колесо в вихревом насосе, как и в центробежном, увеличиваются кинетическая энергия жидкости (увеличивается ее скорость) и потенциальная энергия давления.

Рабочим органом насоса является рабочее колесо с радиальными или наклонными лопатками. Колесо вращается в цилиндрическом корпусе с малыми торцовыми зазорами. Жидкость поступает через всасывающее отверстие в канал, перемещается по нему рабочим колесом и выбрасывается через выходное отверстие.

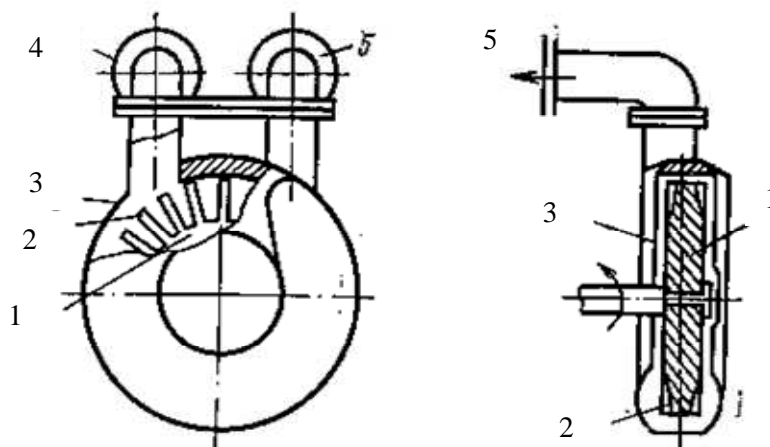


Рис. 8. Схема вихревого насоса:
1 – рабочее колесо, 2 – лопатка, 3 – корпус,
4 – всасывающее отверстие, 5 – выходное отверстие

Вихревой насос по сравнению с центробежным обладает следующими достоинствами: создаваемое им давление в 3 – 5 раз больше при одинаковых размерах и частоте вращения рабочего колеса; конструкция проще и дешевле; обладает самовсасывающей способностью; может работать на смеси жидкости и газа; подача меньше зависит от противодействия сети. Недостатками насоса являются низкий КПД, не превышающий в рабочем режиме 45 %, и непригодность для подачи жидкости, содержащей абразивные частицы (т.к. это приводит к быстрому изнашиванию стенок торцовых и радиальных зазоров и, следовательно, падению давления и КПД).

Диаметральный вентилятор (рис. 9) имеет следующий принцип действия. Если во вращающееся колесо барабанного типа поместить неподвижное тело, расположенное несимметрично относительно оси колеса, то осесимметричный вихрь, образующийся вокруг колеса, смещается в сторону, и возникает течение воздуха через колесо в сторону меньшего сечения. Поперечное течение появляется также при установке лопаточного колеса в несимметричном коленообразном корпусе.

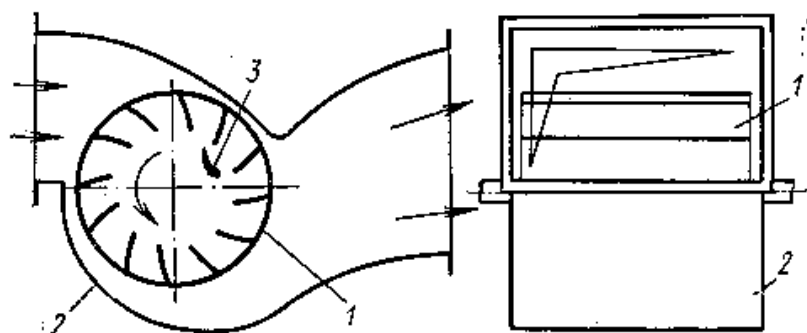


Рис. 9. Схема диаметрального вентилятора
1 – рабочее колесо, 2 – корпус, 3 – неподвижное тело

Диаметральные вентиляторы имеют следующие преимущества по сравнению с радиальными: возможность непосредственного присоединения к воздуховодам, имеющим сечение в форме вытянутого прямоугольника; создание значительных давлений даже при невысоких окружных скоростях рабочих колес, поскольку поток воздуха дважды пересекает лопаточное колесо.

Недостатки, мешающие более широкому применению диаметральных вентиляторов: невысокий КПД (максимальный 60 – 65 %); повышенный уровень шума; возможность появления неустойчивых режимов работы в области, где с увеличением подачи наблюдается рост давления; существенные перегрузки электродвигателя при уменьшении сопротивления сети.

Поршневой нагнетатель (рис. 10) состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого перемещается поршень с кольцами всасывающего и нагнетательного клапанов. Поршень в корпусе совершает возвратно-поступательное движение. Преобразование вращательного движения привода в возвратно-поступательное движение поршня осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма. При движении поршня вправо открывается клапан 5, и жидкость заполняет пространство внутри корпуса. При этом клапан 4 закрыт. При движении поршня влево клапан 3 закрыт, открывается клапан 4, и жидкость выталкивается в нагнетательный трубопровод.

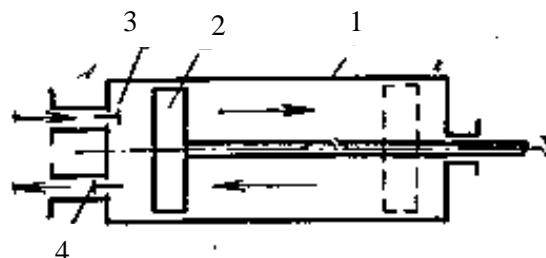


Рис. 10. Схема поршневого нагнетателя:

1 – корпус, 2 – поршень, 3 – всасывающий клапан, 4 – нагнетательный клапан

Достоинства поршневых нагнетателей: высокий КПД (до 95 %); возможность получения высоких давлений; независимость подачи от противодействия сети; возможность запуска в работу без предварительного залива (при использовании в качестве насосов).

Зубчатый (шестеренный) насос (рис. 11) состоит из двух шестерен, расположенных в корпусе. Одна из шестерен приводится в движение расположенным на одной оси электродвигателем, а вторая получает вращение от первой благодаря плотному зацеплению зубьев. При работе жидкость захватывается зубьями колес, отжимается к стенкам корпуса и перемещается со стороны всасывания на сторону нагнетания. Переток жидкости в обратном направлении практически отсутствует из-за плотного сцепления зубьев.

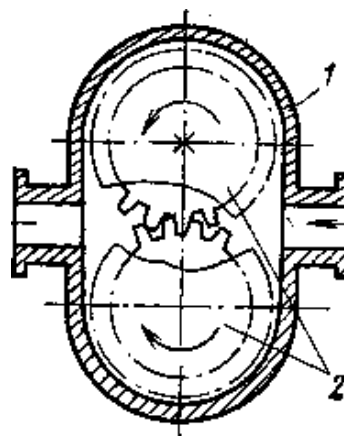


Рис. 11. Схема зубчатого насоса:

1 – корпус, 2 – шестерня

Число зубьев в пределе может быть уменьшено до двух, при этом вращающиеся элементы будут иметь очертания, напоминающие восьмерку (рис. 12). В таком нагнетателе необходимо обеспечить привод от двигателя обеих «восьмерок», т.к. в отличие от зубчатых насосов они не имеют зацепления.

К недостаткам относятся громоздкость конструкции; невозможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей из-за сложности привода через кривошипно-шатунный механизм; сложность регулирования подачи.

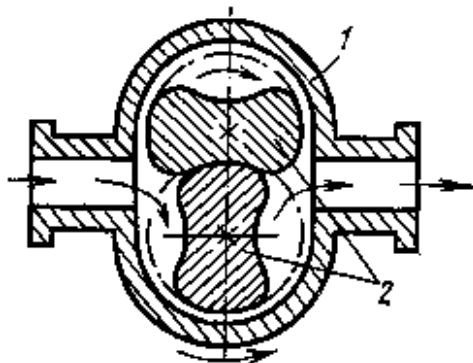


Рис. 12. Схема нагнетателя восьмерочного типа:

1 – корпус, 2 – рабочее колесо

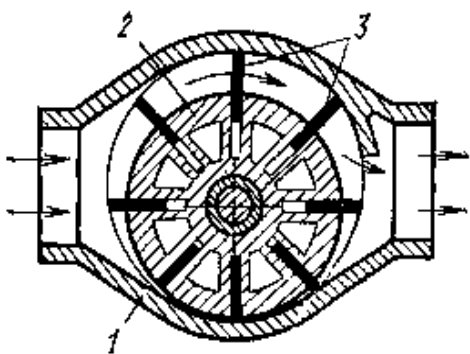


Рис. 13. Схема пластинчатого нагнетателя:

1 – корпус, 2 – ротор, 3 – пластины

прижимаются к внутренней поверхности корпуса, захватывают на стороне всасывания жидкость и перемещают ее к нагнетательному трубопроводу, т.е. пластины как бы выполняют роль поршня.

Достоинства нагнетателя: высокая равномерность подачи, возможность непосредственного соединения с электродвигателем, отсутствие клапанов, реверсивность, независимость подачи от противодействия сети. К недостаткам следует отнести повышенную чувствительность к качеству перемещаемой жидкости (наличию в ней механических примесей), быстрый износ кромок пластин, довольно низкий КПД – 50 % (из-за перетекания жидкости через зазоры между кромками пластин и стенками корпуса).

Достоинства нагнетателей данного вида: компактность, простота конструкции, отсутствие клапанов, возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, независимость подачи от противодействия сети, реверсивность, возможность получения высоких давлений (5 МПа – для шестеренного насоса, 0,5 МПа – для насоса «восьмерочного» типа). Основные недостатки состоят в быстром износе рабочих органов, невысокой подаче и сравнительно низком КПД (до 0,75 %).

Пластинчатый нагнетатель (рис. 13), как и зубчатый, относится к группе роторных машин. Он состоит из цилиндрического корпуса, в котором эксцентрично расположен массивный ротор с радиальными продольными пазами, где свободно размещены пластины, выполненные из материала, хорошо сопротивляющегося истиранию. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил выходят из пазов,

В **струйных нагнетателях** смешение двух жидких или газообразных сред происходит под воздействием давления, создаваемого другими нагнетателями (например, насосами или вентиляторами). Движение перемещаемой жидкости обеспечивается струей рабочей жидкости.

Известны две конструктивные схемы струйных аппаратов. В аппаратах, выполненных по первой схеме (рис. 14), подмешиваемый поток поступает под углом 90° к оси аппарата. Вследствие больших потерь на удар при смешивании потоков КПД этих аппаратов очень низок и не превышает 25 %. В аппаратах, выполненных по второй схеме (рис. 15), подмешиваемый поток подводится вдоль оси аппарата. При этом, как доказал проф. П.Н. Каменев, их КПД может быть доведен до 43,5 %.

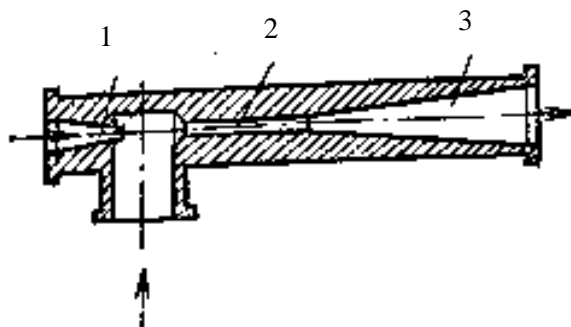


Рис. 14. Схема водоструйного нагнетателя:

1 – сопло, 2 – камера смешения, 3 – диффузор

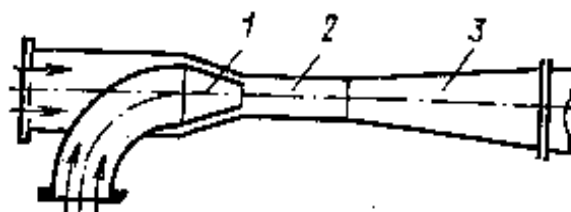


Рис. 15. Схема эжектора:

1 – сопло, 2 – камера смешения, 3 – диффузор

Любой струйный аппарат состоит из сопла, куда подается рабочая жидкость (вода, газ, пар), камеры смешения, где смешиваются рабочая и подсасываемая жидкости, и диффузора, в котором осуществляется преобразование кинетической энергии в потенциальную, т.е. создается давление.

Работает струйный аппарат следующим образом. Рабочая жидкость выходит из сопла с большой скоростью в виде струи, несущей большой запас кинетической энергии. Активная рабочая струя захватывает окружающую жидкость и передает ей часть своей энергии. Образовавшийся смешанный поток движется в проточной части аппарата. В камере смешения в результате обмена импульсами происходит выравнивание поля скоростей потока и за счет высвобождающейся кинетической энергии растет его статическое давление. Затем поток поступает в диффузор, где вследствие уменьшения скорости и, следовательно, динамического давления потока происходит увеличение статического давления.

К достоинствам струйных аппаратов следует отнести простоту конструкции и отсутствие подвижных элементов; к недостаткам – очень низкий КПД.

В пневматических нагнетателях (подъемниках) для подъема жидкости используется сжатый воздух или технический газ. Идея подъема жидкости сжатым воздухом возникла в конце 18 в., но только спустя столетие нашла практическое применение для подъема воды и нефти из скважин.

Аппарат, в котором воплотилась эта идея, получил название **газлифт (эрлифт)**. Теория газлифта, правильно объясняющая его действие увлечением жидкости всплывающими пузырьками воздуха, была разработана в 1941 г. Н.М. Герсевановым. Существует три типа газлифтов (рис. 16): I – с двумя трубами: газовой и для подъема жидкости (жидкостной); II – с одной газовой и III – с одной жидкостной трубой, установленной в обсадной трубе и опущенной в скважину.

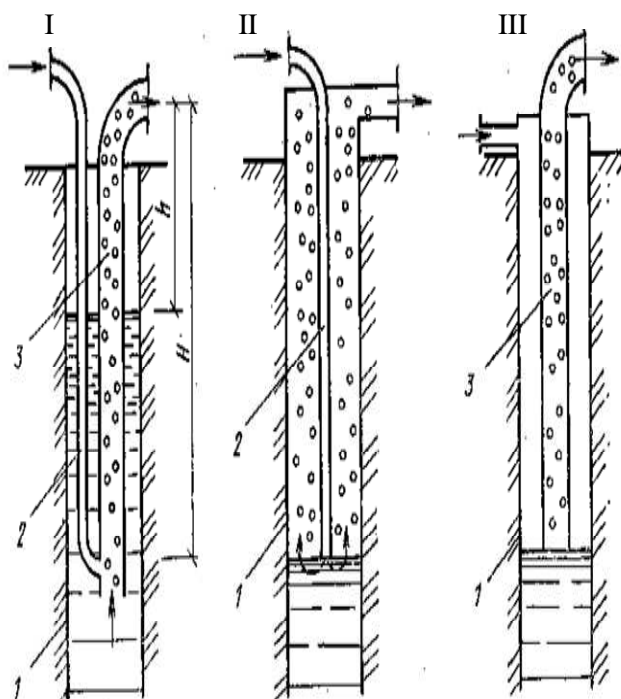


Рис. 16. Схема газлифта (эрлифта):

1 – обсадная труба, 2 – газовая труба, 3 – подъемная труба

В газлифте I и II типов сжатый воздух (или газ) под давлением нагнетается в скважину по газовой трубе, а в газлифте III типа воздух нагнетается в кольцевое пространство между обсадной и жидкостной трубами. В жидкостных трубах образуется смесь жидкости и воздуха (или газа) – эмульсия. Пузырьки воздуха (или газа) устремляются вверх, увлекая с собой жидкость. Достигнув верха труб, эмульсия изливается. Пузырьки воздуха (или газа) по мере движения вверх увеличиваются в объеме вследствие уменьшения в них давления, при этом возрастает скорость подъема эмульсии. При подъеме пу-

зырьков часть жидкости не увлекается ими и падает вниз. Чем меньше скорость подъема эмульсии, тем больше утечка жидкости. Практикой установлены следующие оптимальные скорости движения эмульсии: при входе воздуха (или газа) $v \geq 3$ м/с, при изливе $v = 6 \div 8$ м/с. При увеличении скорости быстро возрастают потери давления, а при ее уменьшении увеличивается скольжение пузырьков воздуха (или газа), что приводит к увеличению потерь жидкости. На выходе эмульсии из газлифта сепаратором производится разделение газа и жидкости. Сепаратором для воды служит отражатель в виде зонта, установленный в приемном баке. Эмульсия ударяется о внутреннюю поверхность отражателя, воздух улетучивается, а вода стекает с отражателя в бак, откуда по трубам направляется в систему водоснабжения.

Для нормальной работы газлифта необходимо, чтобы высота слоя жидкости в скважине была больше высоты ее подъема ($H - h > h$), уровень жидкости – постоянным (так называемый динамический уровень), а коэффициент погружения $K = H/h$ находился в пределах 1,7 – 3,5. Встречающиеся на практике газлифты имеют подачу 1 – 500 м³/ч с высотой подъема воды 10 – 200 м.

Несмотря на малый КПД (15 – 36 %) подъем жидкости с помощью газлифтов обладает следующими достоинствами: простота устройства, отсутствие в скважине механизмов, надежность и бесперебойность действия, невысокие требования к качеству жидкости.

К пневматическим подъемникам относится и пневматическое устройство периодического действия (рис. 17). Подъем воды из резервуара 1 в бак 2 на высоту H_r осуществляется с помощью компрессора 3 и пневматического баллона 4. При отключенном компрессоре и открытых задвижках а и б баллон заполняется водой. Закрыв задвижки а и б, открывают задвижку в и, включив компрессор, вытесняют воду в бак. Цикл подачи осуществляется периодически.

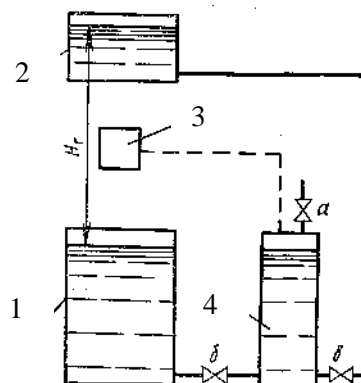


Рис. 17. Схема пневматического подъемника периодического действия

1.2. Области применения различных нагнетателей

Нагнетатели различных типов находят широкое применение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских, общественных и промышленных зданий, тепло-, газо- и водоснабжения, различных тепло-

энергетических установках, химической, добывающей, машиностроительной и других отраслях народного хозяйства.

Наибольшее применение получили **радиальные** (центробежные) нагнетатели со спиральным кожухом общего и специального назначения. Используемые в качестве насосов, они создают напор 3 500 м и более и имеют подачу 100 000 м³/ч в одном агрегате; при использовании в качестве вентиляторов их подача достигает 1 000 000 м³/ч в одном агрегате.

В системах теплоснабжения центробежные насосы применяют для подачи сетевой воды.

В теплоэнергетических установках (рис. 18) центробежные насосы применяют для питания котлоагрегатов, а также подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды и циркуляционной воды в конденсаторы турбин. Их применяют также в системах гидрозолоудаления.

Большинство приточно-вытяжных установок гражданских, общественных и промышленных зданий оснащено радиальными вентиляторами низкого и среднего давления.

Радиальные вентиляторы являются неотъемлемой частью котлоагрегатов тепловых электрических станций и крупных котельных. Для отсасывания дымовых газов из топок котельных агрегатов применяют **дымососы**. Для подачи воздуха в топку котлоагрегатов предназначены **дутьевые** вентиляторы. При сжигании в топках котлоагрегатов неагрессивной угольной пыли ее пневматическая транспортировка осуществляется **мельничными** вентиляторами.

Малогабаритные радиальные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм в последние годы все шире используют для практического решения задач современной техники. Они применяются для создания микроклимата в ограниченном пространстве, охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, обслуживания портативных фильтров и других целей.

Радиальные вентиляторы среднего и высокого давления широко применяются в системах пневмотранспорта деревообрабатывающих, металлургических, машиностроительных и других предприятий.

Специфические особенности технологического процесса ряда производств обусловили появление радиальных вентиляторов, выполненных из нержавеющей стали, алюминиевых сплавов с повышенной защитой от искрообразования, титановых сплавов, пластмассы и т.д.

Прямоточные радиальные вентиляторы используют в установках с ограниченными размерами. Представляется, что такие вентиляторы найдут применение в кондиционерах (исходя из их компоновочных возможностей и организации потоков).

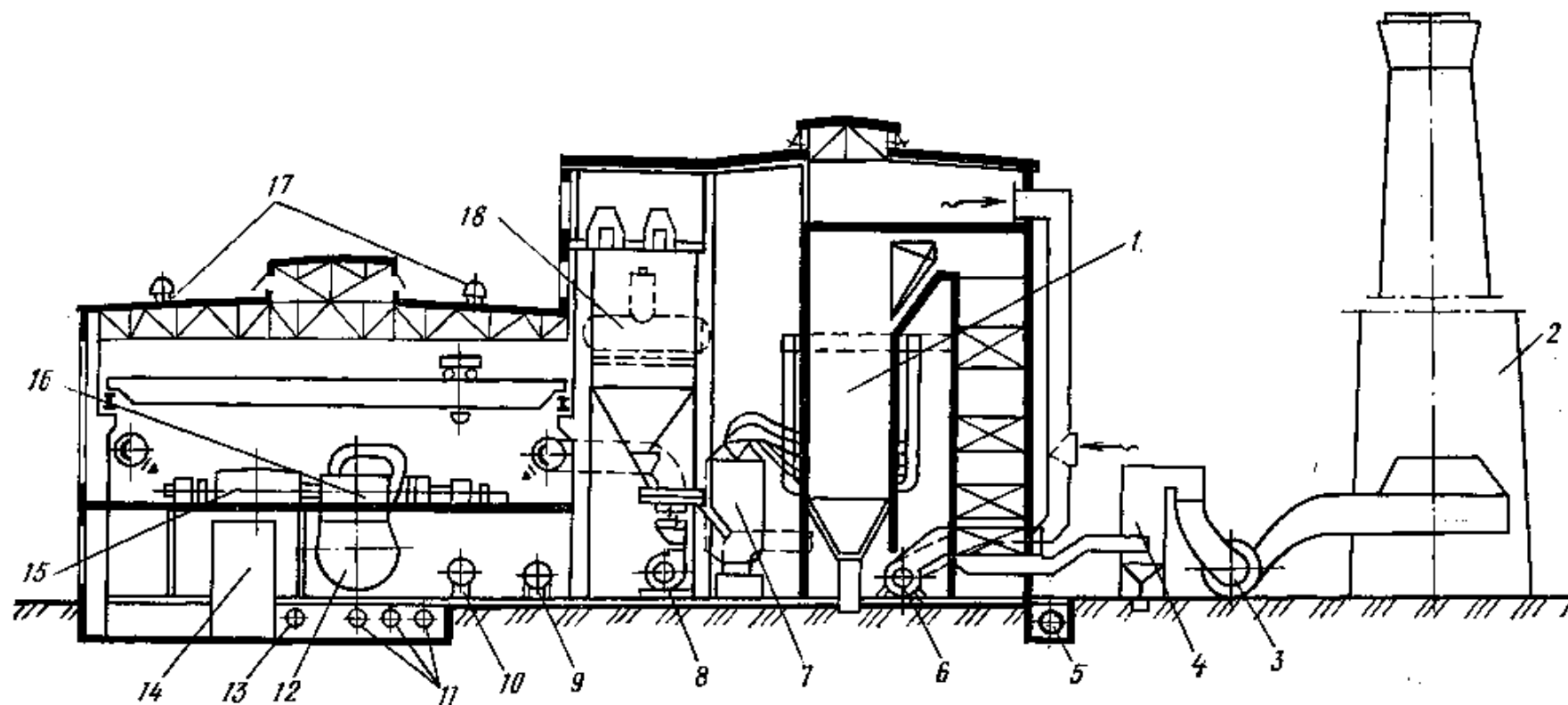


Рис. 18. Схема тепловой электрической станции:

1 – котлоагрегат, 2 – дымовая труба, 3 – дымосос, 4 – мокрый золоуловитель, 5 – багерный насос, 6 – дутьевой вентилятор, 7 – пылеугольные мельницы, 8 – приточный вентилятор, 9 – питательный насос, 10 – сетевой насос, 11 – конденсатные насосы, 12 – конденсатор, 13 – циркуляционный насос, 14 – электрическое распределительное устройство, 15 – электрический генератор, 16 – турбина, 17 – вытяжной вентилятор, 18 – деаэратор

Осевые нагнетатели широко применяются как в качестве вентиляторов, так и насосов. Осевые вентиляторы используются в установках местного проветривания для вентиляции отдельных выработок, стволов и участков шахтной вентиляционной сети; для проветривания станций и перегонных тоннелей метрополитена; в вентиляторных градирнях тепловых электростанций и др. В последние годы в связи с увеличением мощностей паровых турбин циркуляционная вода в конденсаторы турбин подается быстроходными осевыми насосами.

Смерчевые вентиляторы целесообразно применять для перемещения среды, которую нельзя подвергать механическому повреждению, а также для пневматического транспортирования материалов, вызывающих большой износ лопаток и дисков рабочих колес.

Дисковые вентиляторы благодаря своей маломощности устанавливаются в местных кондиционерах для вентиляции помещений, где недопустим шум, и в других специальных установках. Разработаны конструкции дисковых насосов, обладающих высокими антикавитационными качествами.

Вихревые насосы обычно применяют при необходимости создания большого напора при малой подаче. Поэтому их широко применяют в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов, где при малых подачах (мала скорость протекания химических реакций) необходимы высокие напоры (велики гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Вихревые машины используют в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления. В последние годы они находят применение в системах перекачки сжиженного газа.

Диаметральные вентиляторы благодаря их конструктивным особенностям начинают широко использоваться в системах вентиляции и кондиционирования воздуха кабин самоходных сельскохозяйственных машин, лазерных технологических установках, электротермическом оборудовании, бытовых установках и т.п.

Поршневые насосы применяются для питания паровых котлоагрегатов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлоагрегатов. На тепловых электростанциях поршневые компрессоры служат для обдува поверхностей нагрева котельных агрегатов с целью их очистки от летучих золы и сажи, а также для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента.

Роторные нагнетатели применяются на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин (шестеренные насосы), часто используются в качестве компрессоров.

Струйные нагнетатели получили широкое применение во многих отраслях народного хозяйства: промышленной теплоэнергетике; теплофикационных установках – в качестве элеваторов на вводах теплосети в здания; системах вентиляции цехов химических предприятий, взрыво- и пожароопасных помещений – в качестве эжекторов в вытяжных установках; холодильных установках и для питания паровых котлов в передвижных паросиловых установках – в качестве инжекторов; установках пневмо- и гидротранспорта, водоснабжения и др.

Применение **газлифтов** целесообразно в случае подачи агрессивных жидкостей на небольшую высоту. Такие случаи встречаются в химической и пищевой отраслях промышленности. Газлифты иногда применяют на тепловых электростанциях для подъема воды из буровых скважин основного или резервного хозяйственного водоснабжения.

Центробежные компрессоры являются основным видом компрессорных машин в химическом и металлургическом производствах. Эти машины получили распространение в системах магистрального газоснабжения.

Компрессоры используются практически во всех отраслях народного хозяйства. Сжатый воздух как энергоноситель применяется в различных пневматических устройствах на машиностроительных и металлообрабатывающих заводах, в горнодобывающей и нефтяной промышленности, при производстве строительных и ремонтных работ. Компрессоры необходимы в газовой промышленности при добыче, транспортировке и использовании природных и искусственных газов.

В установках умеренного и глубокого холода, а также в газотурбинных установках компрессоры являются органической частью, в значительной степени определяющей экономичность агрегатов.

2. Термины и определения

Вентилятор – воздуходувная машина, предназначенная для подачи воздуха или другого газа под давлением до 15 кПа при организации воздухообмена.

Гидравлическая машина – устройство, преобразующее механическую работу в энергию потока жидкости и наоборот.

Компрессор – воздуходувная машина, предназначенная для сжатия и подачи воздуха и какого-либо газа под давлением не ниже 0,2 МПа.

Нагнетатель – гидравлическая машина, в которой происходит преобразование механической работы в механическую энергию жидкости.

Насос – устройство, служащее для напорного перемещения (всасывания, нагнетания) главным образом капельной жидкости в результате сообщения ей энергии.

Турбина – гидравлическая машина, в которой в результате обмена энергией происходит преобразование механической энергии жидкости в механическую работу.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекции

План лекции

1. Классификация гидравлических машин по принципу действия (лопастные, струйные, объемные, пневматические), по виду перемещаемой среды и развиваемому давлению.

2. Типы нагнетателей: центробежные, осевые, поршневые, шестеренчатые, пластинчатые, струйные, диаметральные, вихревые.

3. Схемы и принципы действия нагнетателей различного типа, их достоинства и недостатки, область использования.

3.2. Вопросы к контрольной работе

1. Что называют гидравлической машиной?
2. Классификация насосов.
3. Схема центробежного насоса.
4. Принцип действия прямоточного радиального вентилятора.
5. Область применения поршневых и роторных нагнетателей.
6. Схема осевого вентилятора.
7. Принцип действия осевого вентилятора.
8. Принцип действия вихревого насоса.
9. Достоинства и недостатки пластинчатого нагнетателя.
10. Область применения газлифтов и компрессоров.
11. Схема водоструйного нагнетателя.
12. Принцип действия зубчатого насоса.
13. Принцип действия пневматического нагнетателя.
14. Достоинства и недостатки диаметального вентилятора и поршневого нагнетателя.
15. Область применения прямоточных, смерчевых и дисковых вентиляторов.

Литература

1. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 335 с.

Модуль 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Введение

Наибольшее распространение среди лопастных нагнетателей получили центробежные и осевые. Принцип работы этих нагнетателей рассмотрим на примере обтекания потоком жидкости решетки аэродинамических профилей (рис. 1). Пусть имеется неподвижная решетка, составленная из профилей несимметричного сечения, установленных под некоторым углом α_0 к потоку жидкости, движущемуся с относительной скоростью w . Поток, подойдя к нижней части профиля, отклоняется и меняет свое направление.

Изменение направления движения жидкости связано с изменением скорости. Поэтому те частички жидкости, которые обтекают профиль снизу, тормозятся. Следовательно, скорость жидкости вблизи точки a (w_a) меньше, чем скорость жидкости вблизи точки b (w_b). В соответствии с уравнением Д. Бернулли давление в точке a (p_a) будет больше, чем давление в точке b (p_b), т. е. $p_b < p_a$.

Таким образом, на каждый профиль решетки действует сила давления, которая дает результирующую R . Суммарная сила воздействия потока на решетку определится суммой всех сил, действующих на каждый профиль. Но до тех пор, пока решетка неподвижна, никакой работы эта сила не производит, и энергия, которой обладает поток жидкости до решетки E_1 равна энергии потока за решеткой E_2 . Но стоит только убрать связи и дать возможность решетке перемещаться с некоторой переносной скоростью u , как сразу же произойдет работа, и энергия потока за решеткой уменьшится. Проведенные рассуждения показывают, что для совершения работы

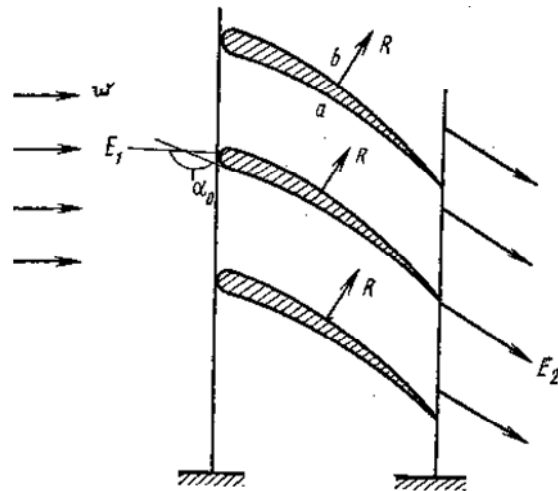


Рис. 1. Схема обтекания потоком решетки аэродинамических профилей

при обтекании потоком жидкости решетки профилей необходимо существование двух видов движения: относительного (со скоростью w) и переносного (со скоростью u). Существование одного из этих видов движения вызовет появление другого только в том случае, если обтекание профилей носит несимметричный характер.

Рассмотренный пример обтекания потоком жидкости решетки относится к пояснению работы турбин. Для того чтобы от турбины перейти к насосу, достаточно заставить двигаться решетку профилей.

Рабочее колесо любого лопастного нагнетателя представляет собой решетку несимметрично установленных профилей, которые приводятся в движение (вращение) с помощью электродвигателя. Переносное движение, вызванное вращением рабочего колеса, и несимметричное расположение профиля по отношению к жидкости вызывают появление сил реакции между профилем и жидкостью. При работе этих сил осуществляется передача энергии жидкости, в результате чего появляется относительное движение жидкости и, следовательно, ее непрерывное нагнетание.

Механизм возникновения сил взаимодействия между потоком жидкости и обтекаемой им лопасти машины рассмотрим на примере обтекания одиночного профиля плоскопараллельным потенциальным потоком жидкости. Расположение профиля, показанное на рис. 2, соответствует нагнетателю, лопатки турбины которого обращены своей выпуклостью в обратную сторону.

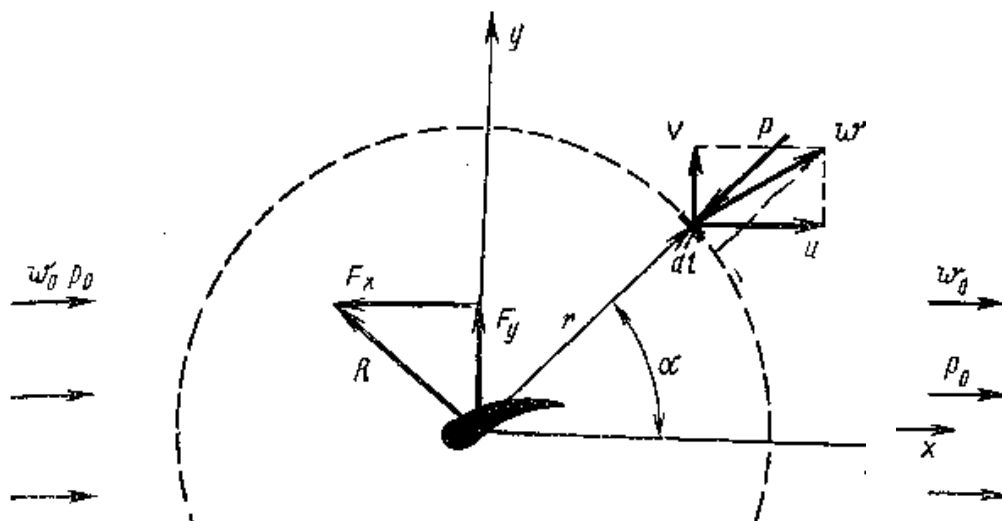


Рис. 2. Схема к выводу теоремы о подъемной силе

Систему координат примем таким образом, чтобы ось x совпадала с направлением движения потока, скорость которого на большом расстоянии от тела равна w_0 , а давление — p_0 . Как известно, при относительном

движении тела и жидкости между ними возникают силы взаимодействия. Допустим, что равнодействующая этих сил, возникающая как реакция тела на поток, равна R и направлена произвольно в сторону, противоположную направлению движения потока. Разложим эту силу на составляющие вдоль выбранных осей координат и обозначим эти составляющие через F_x и F_y . Назовем F_x продольной, а F_y поперечной составляющей силы взаимодействия. Продольную составляющую F_x (направленную навстречу потоку) принято называть **силой лобового сопротивления**; поперечную составляющую F_y – **подъемной силой**.

Оценим возможность существования каждой из этих сил в случае обтекания тела плоскопараллельным потоком идеальной жидкости. Применим для этого случая теорему импульсов, согласно которой изменение вектора количества движения массы жидкости равно импульсу равнодействующей сил, приложенных к этой массе.

Для правильного применения теоремы импульсов в гидродинамике рассматриваемую массу жидкости принято ограничивать замкнутой, так называемой контрольной поверхностью (на рис. 2 эта поверхность проведена пунктирной линией). В этом случае векторная сумма всех сил, действующих на жидкость, заключенную внутри контрольной поверхности, уравновешивается изменением количества движения жидкости относительно последней.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Центробежные машины. Основы теории. Понятие о циркуляции потока по профилю лопатки. Теория Н.Е. Жуковского о подъемной силе элемента лопатки. Движение жидкости во вращающемся лопастном колесе. Уравнение Эйлера для работы лопастного насоса. Влияние угла (β_2) выхода потока на напор нагнетателя	Изучение нового материала	Лекция	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Теория Н.Е. Жуковского о подъемной силе элемента лопатки

Для определения сил взаимодействия лопасти нагнетателя с обтекающей ее жидкостью Н.Е. Жуковский применил теорему импульсов к контрольной поверхности в виде круглого цилиндра.

Повторим вкратце вывод теоремы Н.Е. Жуковского для случая, когда длина образующей цилиндра равна b , радиус площади основания r , а его ось совпадает с осью аэродинамического профиля (см. рис. 2).

Запишем уравнение, выражающее теорему импульсов в проекции на координатные оси x и y . Для этого выберем на контрольной поверхности элементарную площадку $ds = bdl$. На этой площадке действуют только силы гидродинамического давления, равные pds . Составляющие скорости потока жидкости, проходящего через контрольную поверхность в продольном и поперечном направлении, обозначим через u и v соответственно. Проекция на ось x всех сил, действующих на массу жидкости, заключенную внутри контрольной поверхности, равна

$$-F_x = \int_s pds \cos \alpha, \quad (1)$$

на ось y –

$$F_y = \int_s pds \sin \alpha. \quad (2)$$

Действие этих сил приводит к изменению количества движения (ρQw) массы жидкости, проходящей в единицу времени через контрольную поверхность. Проекция на ось x изменения количества движения массы жидкости, прошедшей в единицу времени через поверхность s , равна

$$\rho \int_s (u \cos \alpha + v \sin \alpha) u ds, \quad (3)$$

на ось y –

$$\rho \int_s (u \cos \alpha + v \sin \alpha) v ds. \quad (4)$$

Выражение $(u \cos \alpha + v \sin \alpha) ds$ определяет расход жидкости, проходящий через элементарное живое сечение ds на контрольной поверхности.

Используя выражения (1) и (3), уравнение сохранения импульса в проекции на ось x запишем в виде

$$-F_x = \int_l p b dl \cos \alpha = \rho \int_l (u \cos \alpha + v \sin \alpha) u b dl. \quad (5)$$

Воспользуемся известным соотношением

$$dl = r d\alpha$$

и подставим его в уравнение (5). Учитывая, что $b = \text{const}$, заменяя переменные и пределы интегрирования, вместо выражения (5) получаем

$$-F_x = b \int_0^{2\pi} p r \cos \alpha d\alpha = \rho b \int_0^{2\pi} u^2 r \cos \alpha d\alpha + \rho b \int_0^{2\pi} v u r \sin \alpha d\alpha. \quad (6)$$

При увеличении радиуса окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения $r = r_0$, при котором поток, проходящий через контрольную поверхность, становится невозмущенным (от воздействия профиля), видно, что продольная составляющая скорости u стремится к скорости невозмущенного потока w_0 , поперечная составляющая скорости ϑ – к нулю, а давление p на контрольной поверхности – к давлению в невозмущенном потоке p_0 . С учетом сказанного уравнение (6) переписывается в виде

$$-F_x = p_0 r_0 b \int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha = b p r_0 w_0^2 \int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha. \quad (7)$$

Имея в виду, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha = 0,$$

из выражения (7) получаем

$$F_x = 0. \quad (8)$$

Полученное выражение (8) показывает, что в случае обтекания тела потоком идеальной жидкости сила лобового сопротивления отсутствует. Поэтому для возникновения лобового сопротивления необходимо наличие в потоке вязких сил.

Запишем уравнение сохранения импульса в проекции на ось y , для чего воспользуемся выражениями (2) и (4). В этом случае имеем

$$F_y = \int_s p ds \sin \alpha = \rho \int_s (u \vartheta \cos \alpha + \vartheta^2 \sin \alpha) ds. \quad (9)$$

Преобразуем правую часть уравнения (9), подставив в него выражение, полученное из треугольника скоростей (рис. 4):

$$\vartheta^2 = w^2 - u^2.$$

Имеем последовательно

$$\int_s (u \vartheta \cos \alpha + w^2 \sin \alpha) ds = \int_s [u (\vartheta \cos \alpha - u \sin \alpha) + w^2 \sin \alpha] ds.$$

Заметим, что выражение

$$\vartheta \cos \alpha - u \sin \alpha = v_\tau$$

есть проекция скорости потока w на касательную к контрольной поверхности, выраженная через составляющие u и ϑ . Тогда с учетом принятых обозначений уравнение (9) можно записать в виде

$$F_y = b \int_0^{2\pi} p r \sin \alpha d\alpha = \rho b \oint u \vartheta_\tau dl + \rho b \int_0^{2\pi} w^2 r \sin \alpha d\alpha. \quad (10)$$

Увеличивая радиус окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения r_0 , видим, что в невозмущенном потоке продольная составляющая скорости u в первом слагаемом правой части стремится к w_0 , скорость потока w во втором слагаемом правой части также стремится к w_0 . Имея в виду сказанное выше, а также то, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \sin \alpha d\alpha = 0,$$

уравнение (10) можно представить в виде

$$F_y = \rho w_0 b \oint \vartheta_\tau dl. \quad (11)$$

Сравнивая интеграл правой части выражения (11) с $\Gamma = \oint \vec{c} dl$, видим, что подъемная сила F_y пропорциональна циркуляции скорости Γ по замкнутому контуру. Таким образом, для подъемной силы, возникающей на профиле длиной b , получаем формулу Н.Е. Жуковского:

$$F_y = \rho w_0 \Gamma b. \quad (12)$$

Из теоремы Н.Е. Жуковского следует, что если при обтекании аэродинамического профиля потенциальным потоком жидкости имеет место циркуляция скорости вокруг профиля, то возникает подъемная сила, направленная по нормали к вектору относительной скорости.

1.2. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Конструкция рабочего колеса насоса или вентилятора представляет собой систему лопаток (аэродинамических профилей), заканчивающихся острой кромкой. Профили закреплены между двумя дисками, один из которых насажен на вал, соединенный с валом электродвигателя. При вращении колеса каждая лопатка вследствие циркулярного обтекания, взаимодействуя с потоком, вызывает появление реакции, равной по величине подъемной силе.

Энергия, передаваемая потоку рабочим колесом, определяется значением абсолютных c , относительных w и окружных u скоростей на входе и выходе из межлопастного пространства.

Абсолютная скорость c – это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя. Абсолютная скорость равна сумме относительной w и переносной (окружной) u скоростей:

$$c = w + u. \quad (13)$$

Относительная скорость w – это скорость движения потока жидкости относительно вращающегося рабочего колеса насоса. Вектор ее направлен по касательной к лопатке рабочего колеса, т.е. вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости u направлен по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом r в сторону вращения, а ее значение определяют по следующему уравнению:

$$u = w_0 r, \quad (14)$$

где r – радиус рабочего колеса;

w_0 – угловая скорость вращения рабочего колеса.

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α , вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости – угол β .

Выделим сечение между двумя соседними лопатками и рассмотрим течение жидкости в нем (рис. 3).

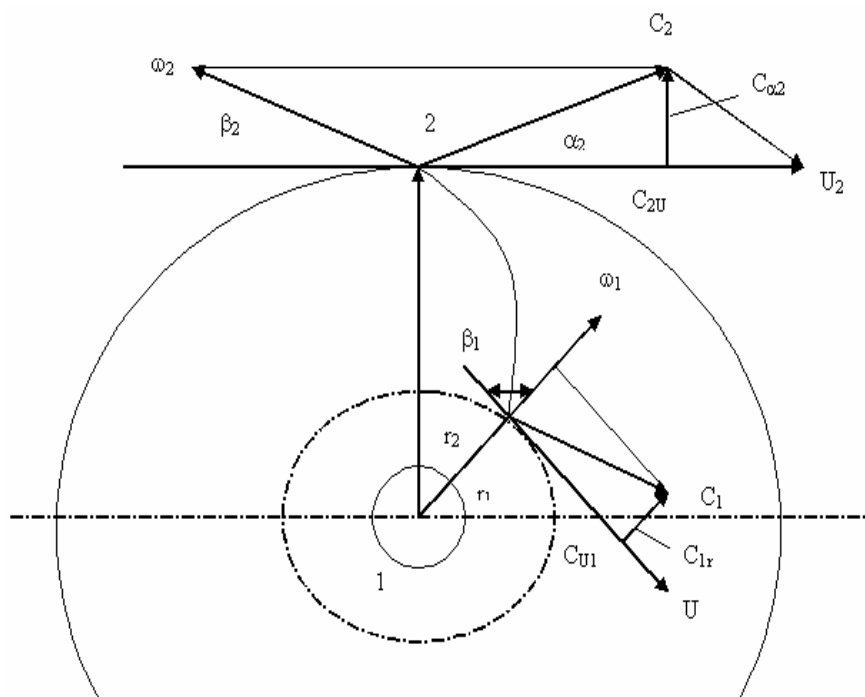


Рис. 3. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Пусть на входе в рабочее колесо 1 имеются окружная скорость u_1 , относительная скорость w_1 , и абсолютная скорость c_1 . Направление скорости w_1 определяется углом β_1 , который называется углом входа. На выходе из рабочего колеса 2 имеем соответственно скорости u_2 , w_2 , c_2 . Направление скорости w_2 определяется углом β_2 .

Таким образом, на входе и выходе из рабочего колеса получаем треугольники скоростей (рис. 4).

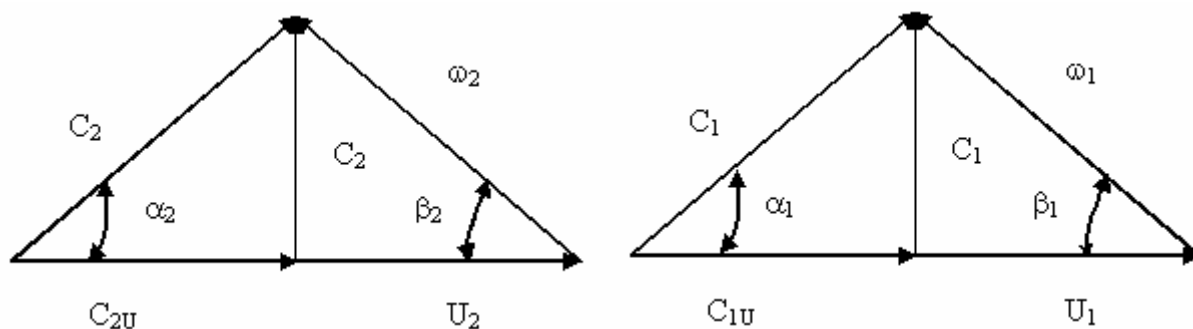


Рис. 4. Треугольники скоростей

Как видно, абсолютную скорость потока можно разложить на радиальную (расходную) составляющую, равную $c_r = c \sin \alpha$, и окружную $c_u = c \cos \alpha$.

1.3. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса

Для определения суммарного момента реакции лопаток рабочего колеса при взаимодействии их с потоком жидкости воспользуемся теоремой об изменении момента количества движения. Согласно этой теореме **при установившемся движении изменение момента количества движения потока жидкости, проходящего через рабочее колесо нагнетателя в единицу времени, равно моменту сил реакции лопаток.**

Применяя данную теорему к движению жидкости через рабочее колесо нагнетателя, допустим, что это движение установившееся, струйное, без гидравлических потерь. Рассмотрим изменение момента количества движения, массы жидкости за 1 с. При этом массу участвующей в движении жидкости можно определить по следующей зависимости:

$$m = \rho Q, \quad (15)$$

где ρ – плотность жидкости;

Q – подача нагнетателя.

Момент количества движения относительно оси рабочего колеса во входном сечении при скорости движения в этом сечении C_1 (см. рис. 3) можно определить по следующей зависимости:

$$M_1 = \rho Q c_1 r_1.$$

Момент количества движения на выходе из рабочего колеса – по

$$M_2 = \rho Q c_2 r_2,$$

где r_1 и r_2 – расстояния от оси колеса до вектора входной и выходной скоростей.

Сумма моментов сил, действующих на лопатку рабочего колеса нагнетателя спроецированных на радиус, определяют как

$$\sum M_c = M_2 - M_1 = \rho Q (c_2 r_2 - c_1 r_1).$$

Поскольку

$$r_1 = \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1, \text{ а } r_2 = \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2,$$

то

$$\sum M_c = \rho Q \left(c_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - c_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right). \quad (16)$$

С другой стороны на массу жидкости, заполняющей межлопастные каналы рабочего колеса, действуют 4 группы внешних сил: сила тяжести, силы давления в сечениях (входа-выхода), динамические силы (центробежные силы) со стороны рабочего колеса и силы трения жидкости на обтекаемых поверхностях:

$$\sum M_c = M_G + M_P + M_F + M_K,$$

где M_G – момент силы тяжести;

M_P – момент сил давления;

M_F – момент сил трения;

M_K – момент от динамических сил.

Момент силы тяжести всегда равен 0, т.к. плечо этих сил равно 0 (они проходят через ось вращения колеса). Момент сил давления в расчетных сечениях по той же причине равен 0. А поскольку силами трения пренебрегают, то момент сил трения тоже равен 0. Следовательно, момент всех внешних сил относительно оси вращения колеса сводится к моменту динамического взаимодействия рабочего колеса на протекающую через него жидкость, т.е.

$$\sum M_c = M_K. \quad (17)$$

Известно, что мощность, передаваемая жидкости рабочим колесом, т.е. произведение M_K на окружную скорость w_0 , равна произведению расхода Q на теоретическое давление P_m , создаваемое нагнетателем:

$$M_{w_0} = Q P_T. \quad (18)$$

Следовательно, уравнение (16) с учетом выражений (17) и (18) будет иметь вид

$$QP_T = w_0 \rho Q \left(c_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - c_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right). \quad (19)$$

Известно, что окружные скорости u_1 и u_2 можно представить в виде

$$u_1 = w_0 \frac{D_1}{2}, \quad u_2 = w_0 \frac{D_2}{2}, \quad (20)$$

из этого следует

$$\frac{D_1}{2} = \frac{u_1}{w_0}; \quad \frac{D_2}{2} = \frac{u_2}{w_0}.$$

Подставив выражения в (19) и (20) и разделив его на Q , получим

$$P_T = \rho (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1), \quad (21)$$

или с учетом того, что $H = \frac{P}{\rho g}$ или $P = \rho g H$, уравнение (21) примет вид

$$H_T = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}. \quad (22)$$

Зависимость (22) называют основным уравнением лопастных нагнетателей, или уравнением Эйлера.

Уравнения (21) и (22) выведены из условия пренебрежения силами трения и учетом того, что рабочее колесо имеет бесконечное число тонких лопаток ($z = \infty$).

Известно, что в рабочее колесо большинства центробежных нагнетателей жидкость поступает радиально ($\alpha = 90^\circ$, следовательно, $c_1 = 0$), поэтому уравнения (21) и (22) можно записать в виде

$$P_T = \rho c_2 u_2 \cos \alpha_2 = \rho c_{u2}, \quad (23)$$

$$H_T = \frac{u_2 c_{u2}}{g}. \quad (24)$$

Для осевых нагнетателей в силу того, что переносные (окружные) скорости на входе и выходе одинаковы, уравнение (22) имеет вид

$$H_T = \frac{u(c_{u2} - c_{u1})}{g}. \quad (25)$$

Основное уравнение лопастного нагнетателя показывает, что теоретические давление и напор тем больше, чем больше окружная

скорость на внешней окружности рабочего колеса $u = \pi D_2 n$, т.е. чем больше его диаметр, частота вращения и угол β_2 .

1.4. Влияние угла (β_2) выхода потока на напор нагнетателя

Угол выхода потока β_2 зависит от формы лопаток. Существуют три вида лопаток: загнутые (по ходу вращения) назад (рис. 5, *a*), с радиальным выходом (рис. 5, *б*), загнутые вперед (рис. 5, *в*).

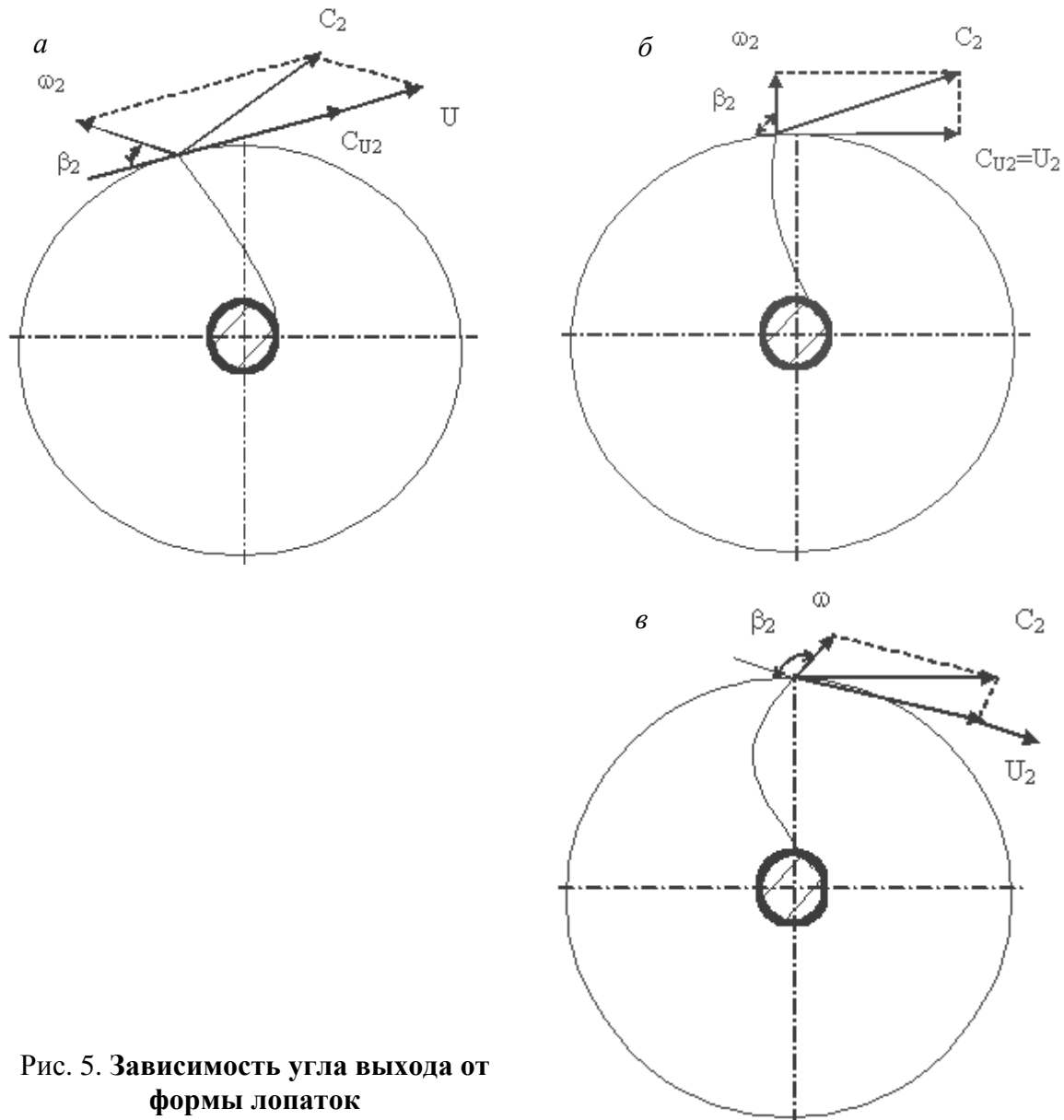


Рис. 5. Зависимость угла выхода от формы лопаток

При равных геометрических размерах колес и постоянном значении u_2 с возрастанием β_2 увеличивается окружная составляющая абсолютной скорости c_w . Следовательно, с увеличением β_2 напор насоса увеличивается

и у рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед, он будет наибольшим. Однако в практике насосостроения чаще используют рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад. Это объясняется следующими причинами:

1. Основным назначением нагнетателей является создание статистического напора, а колеса с лопатками, загнутыми вперед, обладают малым коэффициентом статического напора $k_c < 0,5$. У рабочих колес с радиальными лопатками $k_c = 0,5$, а с лопатками, загнутыми назад, $k_c > 0,5$.

Основное увеличение напора у них происходит за счет возрастания динамической составляющей скорости c_2 .

2. Лопатки, загнутые назад, с гидродинамической точки зрения более удобообтекаемые при переменном режиме работы нагнетателей, диапазон скоростей безотрывного обтекания значительно шире. Следовательно, гидравлические потери при движении жидкой среды по каналам будут меньше, а кпд насоса выше. Обычно принимают следующие значения углов входа и выхода для лопаток, загнутых назад:

$$\beta_1 = 14 - 25^\circ, \beta_2 = 15 - 40^\circ.$$

Действительное давление и напор, развиваемый нагнетателем, меньше теоретических. Давление, развиваемое нагнетателем, уменьшается, главным образом, из-за того, что при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости отклоняются равномерно, вследствие чего уменьшается абсолютная скорость c_2 . Влияние конечного числа лопастей учитывается введением поправочного коэффициента

$$K = \frac{1}{1 + \frac{3,6}{Z} \frac{\sin \beta_2}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}, \quad (26)$$

где Z – число лопастей рабочего колеса нагнетателя.

Кроме того, часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений, которые учитываются гидравлическим кпд.

$$\eta_2 = \frac{H}{H_T}, \quad (\eta_2 = 0,8 - 0,95). \quad (27)$$

С учетом этих поправок полное давление определяют выражением

$$P = K \eta_2 u_2 c_{u2}. \quad (28)$$

Полный напор

$$H = K \eta_2 \frac{u_2 c_2}{g}. \quad (29)$$

Угол α_2 принимают обычно в пределах $8 - 14^\circ$.

Полное давление (напор) можно выразить в виде зависимости от абсолютной, переносной и относительной скоростей потока. Для этого еще раз воспользуемся треугольником скоростей (см. рис. 4).

Согласно теореме косинусов имеем

$$W_1 = u_1^2 + C_1^2 - 2u_1C_1 \cos \alpha_1, \quad (30)$$

$$W_{21}^2 = u_2^2 + C_2^2 - 2u_2C_{21} \cos \alpha_2.$$

и, подставив в уравнение (21) вместо значения

$$2u_1C_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + C_1^2 - W_1^2,$$

$$2u_2C_2 \cos \alpha_2 = u_2^2 + C_2^2 - W_2^2,$$

получим

$$P_T = \frac{\rho}{2}(C_2^2 - C_1^2) + \frac{\rho}{2} - \frac{\rho}{2}(W_2^2 - W_1^2). \quad (31)$$

Из уравнения видно, что давление, создаваемое нагнетателем, складывается из прироста кинетической энергии абсолютного движения, повышения статического давления от работы центробежных сил и преобразования кинетической энергии относительного движения в межлопастных каналах.

Отношение скорости закручивания к окружной скорости называется **коэффициентом закручивания φ**

$$\varphi_1 = \frac{C_{1U}}{u_1}, \quad \varphi_2 = \frac{C_{2U}}{u_2}.$$

Отношение полного давления P_T к динамическому $P_d = \frac{u_2^2 \cdot \rho}{2}$, где скорость потока равна окружной скорости u_2 , получило название **коэффициента полного давления ψ** , который определяют опытным путем:

$$\psi = \frac{P_T}{P_d} = \frac{\rho u_2 C_{2U}}{u_2^2 \rho / 2} = \frac{2C_{2U}}{u_2}.$$

2. Термины и определения

Абсолютная скорость – это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя.

Коэффициент закручивания – отношение скорости закручивания к окружной скорости.

Коэффициент полного давления – отношение полного давления к динамическому, где скорость потока равна окружной скорости.

Относительная скорость – это скорость движения потока жидкости относительно вращающегося рабочего колеса насоса.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

1. Центробежные машины. Основы теории. Понятие о циркуляции потока по профилю лопатки.
2. Теория Н.Е.Жуковского о подъемной силе элемента лопатки.
3. Движение жидкости во вращающемся лопастном колесе.
4. Уравнение Эйлера для работы лопастного насоса. Влияние угла (β_2) выхода потока на напор нагнетателя.

Литература

1. Мустафин, Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов / Ф.М. Мустафин, Н.Н. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов. – Уфа: Монография, 2002.
2. Гумеров, А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. – М.: Недра, 2001.
3. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 335 с.

Модуль 3

НАСОСЫ

Введение

Насосы – машины, применяемые для перекачки различных жидкостей от поставщика до потребителя. Их эффективная экономичная эксплуатация – весьма важная задача обслуживающего персонала. Необходимо поддерживать высокую надежность этих машин, что в комплексе с мерами повышения экономичности и надежности работы основного и вспомогательного оборудования перекачивающих станций значительно снижает расходы организации на ремонт и эксплуатацию.

Показатели надежности насосов должны обеспечивать эксплуатацию станции без постоянного присутствия на ней персонала в периоды между проведением работ по обслуживанию, ремонту или пуско-наладке.

Перспективным направлением являются работы по созданию насосов со встроенными вовнутрь подшипниковыми опорами, конструкция которых позволяет снизить металлоемкость, уменьшить динамические нагрузки на ротор и опоры, возникающие при длинном вале, отказаться от маслосистемы, снизить пожароопасность на станции.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Общие сведения о насосах. Основные параметры центробежных насосов. Характеристики лопастного насоса. Совместная работа центробежных насосов	Изучение нового материала	Лекция	2
2	Изменение насосных характеристик. Пересчет характеристик центробежных насосов при изменении вязкости перекачиваемой жидкости	Изучение нового материала	Лекция	2
3	Изучение конструкции динамического (центробежного) нагнетателей	Углубление и систематизация учебного материала	Лабораторное занятие	4
4	Испытание динамических (центробежных) нагнетателей	Углубление и систематизация учебного материала	Лабораторное занятие	2
5	Насосы	Предварительный контроль	Семинар	1

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Общие сведения о насосах

Насосы изготавливают в различном климатическом исполнении и категории размещения в соответствии с ГОСТ 15150-69 (табл. 1, 2).

Насосы должны допускать параллельную и последовательную работу.

Насосы с напорами больше 550 м последовательной работы не допускают.

Допускается изменение подачи и напора насосов обтачиванием рабочих колес по внешнему диаметру. При этом рабочий режим насосов должен находиться в пределах соответствующих рабочим полям $Q-H$.

В насосах типа НМ, НД с подачами 1 250 м³/ч и более допускается использование сменных роторов. Допускается обтачивание рабочих колес сменных роторов до 10 % по внешнему диаметру, при этом снижение КПД не должно превышать 3 %.

Монтаж, наладка и пуск в эксплуатацию насосных агрегатов должен производиться согласно проекту, инструкциям заводов изготовителей, отраслевым нормативным документам. При монтаже насосного агрегата должны обеспечиваться:

- подъем прямолинейного участка трубопровода перед входным патрубком насоса с уклоном не менее 0,005;
- конфузорность между трубопроводом на входе в насос и входным патрубком насоса не более 12°;
- диффузорность между выходным (напорным) патрубком насоса и трубопроводом на выходе из насоса не более 10°.

Коллектор технологических трубопроводов и вспомогательные трубопроводы после монтажа должны подвергаться гидравлическим испытаниям согласно действующим нормам и правилам.

Запрещается запускать агрегат:

- при не заполненном жидкостью насосом;
- без включения приточно-вытяжной вентиляции;
- без включения маслосистемы;
- при попадании нефти в маслосистему;
- при наличии других технологических нарушений, причины которых не выяснены.

Таблица 1

Обозначение климатических исполнений изделий

Климатические исполнения изделий	Обозначение		
	буквенные		цифровые
	русские	латинские	
Изделия, предназначенные для эксплуатации на суше, реках, озерах			
Для макроклиматического района с умеренным климатом	У	N	0
Для макроклиматического района с умеренным и холодным климатом	УХЛ	NF	1
Для макроклиматического района с влажным тропическим климатом	ТВ	ТН	2
Для макроклиматического района с сухим тропическим климатом	ТС	ТА	3
Для макроклиматических районов, как с сухим, так и с влажным тропическим климатом	Т	Т	4
Для всех макроклиматических районов на суше, кроме макроклиматического района с очень холодным климатом (общеклиматическое исполнение)	О	U	5
Изделия, предназначенные для эксплуатации в макроклиматических районах с морским климатом			
Для макроклиматического района с умеренно-холодным морским климатом	М	М	6
Для макроклиматического района с тропическим морским климатом, в т.ч. для судов каботажного плавания или иных, предназначенных для плавания только в этом районе	ТМ	MT	7
Для макроклиматических районов как с умеренно-холодным так и тропическим морским климатом, в т.ч. для судов неограниченного района плавания	ОМ	MU	8
Изделия, предназначенные для эксплуатации во всех макроклиматических районах на суше и на море, кроме макроклиматического района с очень холодным климатом (всеклиматическое исполнение)	В	W	9

Таблица 2

Категории размещения изделий

Укрупненные категории		Дополнительные категории	
Характеристика	Обозначение	Характеристика	Обозначение (по десятичной системе)
Для эксплуатации на открытом воздухе (воздействие совокупности климатических факторов, характерных для данного макроклиматического района)	1	Для хранения в процессе эксплуатации в помещениях категории 4 и работы как в условиях категории 4, так и (кратковременно) в других условиях, в т.ч. на открытом воздухе	1.1
Для эксплуатации под навесом или в помещениях (объемах), где колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от колебаний на открытом воздухе и имеется сравнительно свободный доступ наружного воздуха, например, в палатках, кузовах, прицепах, а также в оболочке комплектного изделия категории 1	2	Для эксплуатации в качестве встроенных элементов внутри комплектных изделий категории 1; 1.1; 2, конструкция которых исключает возможность конденсации влаги на встроенных элементах	2.1
Для эксплуатации в закрытых (объемах) с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, где колебания температуры и влажности воздуха и воздействия песка и пыли существенно меньше, чем на открытом воздухе	3	Для эксплуатации в нерегулярно отапливаемых помещениях (объемах)	3.1
Для эксплуатации в помещениях с искусственно регулируемыми климатическими условиями	4	Для эксплуатации в лабораторных, капитальных жилых и других подобного типа помещениях	4.2
Для эксплуатации в помещениях с повышенной влажностью	5	Для эксплуатации в качестве встроенных элементов внутри комплектных изделий категории 5, конструкция которых исключает возможность конденсации влаги на встроенных элементах	5.1

Запрещается эксплуатировать насосный агрегат при нарушении герметичности соединений.

Запрещается эксплуатировать насосный агрегат с неисправным обратным клапаном.

Аварийная остановка насосного агрегата должна быть осуществлена оперативным персоналом:

- при угрозе затопления или нарушении герметичности оборудования, технологических трубопроводов;
- при возгорании, появлении дыма или искрения вращающихся деталей;
- при попадании нефти в маслосистему;
- при угрозе несчастного случая.

При исчезновении оперативной информации о состоянии работающих насосных агрегатов, отсутствие которой может привести к возникновению аварийной ситуации, дежурный дублирует их остановку кнопкой «Стоп».

В зависимости от пусковых характеристик электродвигателя, схемы энергоснабжения и системы разгрузки уплотнений могут применяться различные программы пуска насосного агрегата, отличающиеся положением задвижки на выходе насоса в момент пуска электродвигателя:

- 1) на открытую задвижку;
- 2) на закрытую задвижку;
- 3) на открывающуюся задвижку.

Программа пуска «на открытую задвижку» является предпочтительной. Ее применение возможно, если пусковые характеристики электродвигателя и схема электроснабжения рассчитаны на соответствующие пусковые режимы.

Программа пуска «на закрытую задвижку» должна применяться, если установленное электрооборудование не может обеспечить пуск на открытую задвижку.

Программа пуска «на открывающуюся задвижку» должна применяться, когда не приемлема программа «на открытую задвижку», а установленные у насоса задвижки имеют привод небольшой мощности и не могут быть открыты при перепаде давления, создаваемом насосным агрегатом при закрытой задвижке.

Автоматический ввод резервного подпорного насосного агрегата осуществляется без выдержки времени и на полностью открытые задвижки.

Насосные агрегаты необходимо выводить в ремонт при снижении напора насоса от базовых значений на 5 – 6 % и более для насосов горизонтального исполнения и на 7 % – для вертикальных и подпорных насо-

сов. Решения о дальнейшей эксплуатации насосного агрегата или выводе его в ремонт принимается с учетом результатов диагностирования.

Базовые значения – рабочие параметры насосного агрегата, определяемые после монтажа и пуска в эксплуатацию нового насосного агрегата или насосного агрегата после ремонта.

При отклонении напора насоса от паспортных значений в сторону уменьшения на 4 % и более, а кпд насоса более 3 % в зависимости от типоразмера должно быть проведено техническое обследование насосного агрегата, запорной арматуры вспомогательных систем, включая обследование проточной части насоса на предмет обнаружения искажения отливки корпуса и рабочего колеса, некачественного выполнения литья и механической обработки.

Определение допустимого кавитационного запаса насоса обязательно:

- при использовании рабочих колес в исполнении, не предусмотренном технической документацией или их обточке более чем на 20 %;
- при установке в насосе на входе в рабочее колесо предвключенных шнеков;
- при снижении напора насоса более чем на 10 %;
- при модернизации насоса, приведшей к изменению площади проточной части насоса на входе в рабочее колесо или конструкций щелевых уплотнений;
- при перекачке нефти с вязкостью, не обеспечивающей автомобильный режим течения;
- при изменении частоты вращения ротора насоса.

Основным критерием удовлетворительной работы торцовых уплотнений является величина утечек, замеряемая объемным способом, которая должна быть не более $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{ч}$ (0,3 л/ч).

Для обеспечения оптимальных режимов перекачки допускается обточка основных (не более чем на 20 %) и сменных (не более чем на 10 %) рабочих колес. Величина обточки до 20 % определяется расчетом исходя из заданных режимов работы нефтепровода. Если расчетная величина обточки превышает 20 %, то применение такого колеса должно быть подтверждено технико-экономическим обоснованием в сравнении с другими вариантами обеспечения заданных технологических режимов перекачки.

Программа пуска насосного агрегата на открытую или открывающую задвижку на нагнетание насоса должна корректироваться при смене типоразмера рабочего колеса насоса.

1.2. Основные параметры работы центробежных насосов

Работа центробежного насоса характеризуется такими основными параметрами.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени. Различают понятия объемной Q и массовой подачи насоса M , которые связаны между собой соотношением

$$Q = \frac{M}{\rho}, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости при температуре перекачки.

Полное давление, создаваемое насосом, определяется при помощи формулы

$$P = P_H - P_B + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2} \rho + (z_H - z_B) \rho g, \quad (2)$$

где P_H, P_B – абсолютное давление жидкости в напорном и входном патрубках соответственно;

V_H, V_B – скорость движения жидкости в напорном и входном патрубках соответственно;

z_H, z_B – высотные отметки мест измерения давления на выходе и входе насоса соответственно;

g – ускорение силы тяжести.

Полный напор, созданный насосом, определяется при помощи формулы

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho g} + \frac{V_H^2 - V_B^2}{2g} + z_H - z_B. \quad (3)$$

Для магистральных насосов можно пренебречь разницей скоростных напоров, которая значительно меньше, чем другие составляющие равенства (3). Патрубки магистральных насосов и манометры обычно расположены на одном уровне, поэтому для них $z_H = z_B$. Поэтому напор магистрального насоса часто определяют приближенной формулой

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho g}. \quad (4)$$

Полезная мощность насоса – это мощность, которая передается транспортируемой жидкости. Она может быть выражена через параметры режима перекачки:

$$N = QH\rho g. \quad (5)$$

Коэффициент полезного действия насоса (кпд) – это отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса:

$$\eta = \frac{N}{N_B}. \quad (6)$$

где N_B – мощность на валу насоса, которая определяется на лабораторных стендах путем измерения вращательного момента на валу насоса.

Коэффициент полезного действия насоса характеризует степень конструктивной эффективности насоса и может быть определен только экспериментальным путем на специальных лабораторных стендах. Его принято представлять в виде произведения трех составляющих:

$$\eta = \eta_o \eta_z \eta_m, \quad (7)$$

где η_o – объемный кпд, который учитывает потери энергии вследствие утечек жидкости в насосе;

η_z – гидравлический кпд, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления при прохождении жидкости через насос;

η_m – механический кпд, который учитывает механические потери энергии в подшипниках, уплотнениях насоса, а также при трении диска рабочего колеса о жидкость.

Числовые значения составляющих кпд насоса зависят от конструкции насоса, качества его изготовления и условий эксплуатации.

Мощность насосного агрегата N_{az} – это мощность, которую потребляет насосный агрегат можно определить по следующей зависимости:

$$N_{az} = \frac{N_B}{\eta_{nep} \eta_{дв}} = \frac{N}{\eta \eta_{nep} \eta_{дв}}. \quad (8)$$

где η_{nep} – кпд передачи от двигателя к насосу;

$\eta_{дв}$ – кпд двигателя привода насоса;

Мощность насосного агрегата может быть определена в промышленных условиях путем измерения энергии, которая подводится к двигателю насоса.

Допустимый кавитационный запас Δh_o – приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью паров жидкости при температуре перекачки, которая обеспечивает работу насоса без изменения основных технических параметров. Он выражается в метрах столба транспортируемой жидкости и характеризует конструктивную эффективность входной части насоса.

Если в потоке жидкости абсолютное давление в некоторой точке упадет ниже упругости паров, то в жидкости возникают пустоты, заполненные паром и воздухом. Начинается «холодное» кипение жидкости. Процесс образования пустот с дальнейшей конденсацией пара и исчезновением пустот в зоне повышенного давления называется **кавитацией**. Вследствие быстрой ликвидации паровых пузырьков возникают местные гидравлические удары. Кавитация сопровождается шумом, вибрацией и эрозийным изнашиванием металла.

В центробежном насосе зона наименьшего давления распределена возле кромки на выпуклой части лопатки. Для безкавитационной работы насоса на его входе необходимо создать напор не меньше, чем допустимый кавитационный запас.

Допустимый кавитационный запас определяют по данным испытаний насоса при помощи формулы

$$\Delta h_{\partial} = A \Delta h_{кр}, \quad (9)$$

где A – коэффициент кавитационного запаса, $A = (1,15 - 1,3)$;

$\Delta h_{кр}$ – критический кавитационный запас, при котором уменьшение напора на кавитационной характеристике насоса составляет 2 % от напора первой ступени или 1 м, если напор первой ступени превышает 50 м.

Величина Δh_{∂} может быть выражена в долях от напора, создаваемого насосом:

$$\Delta h_{\partial} = \sigma H, \quad (10)$$

где σ – коэффициент кавитации;

H – напор, создаваемый насосом.

Для определения коэффициента кавитации С.С. Рудневым получена формула

$$\sigma = \frac{10}{H} \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (11)$$

или

$$\Delta h = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (12)$$

где H – напор насоса, м;

n – частота вращения рабочего колеса, об/мин;

Q – подача насоса (для насосов с двухсторонним входом подставляется половинная подача), м³/с;

C – постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса ($C = 600 \dots 800$ для тихоходных, $C = 800 \dots 1\,000$ для насосов нормальной быстроходности, $C = 1\,000 \dots 1\,500$ для быстроходных насосов).

Для обеспечения надежности всасывания, учитывая эксплуатационные условия (колебания уровня в источнике, изменение температуры перекачиваемой жидкой среды), величину σH умножают на коэффициент запаса $\varphi = 1,2 \dots 1,4$.

При наличии в паспорте на насос допустимой высоты всасывания $H_{вак}^{доп}$ вместо допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{д.е}$, последний определяется по формуле

$$\Delta h_{д.е} = \frac{P_{атм} - P_{н.п}}{\rho g} + \frac{v_{ex}^2}{2g} - H_{вак}^{доп}, \quad (14)$$

где $P_{атм}$ – атмосферное давление;

$P_{н.п}$ – давление насыщенных паров воды;

v_{ex} – скорость потока на входе в насос в сечении, где замеряется давление.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания H_e – это максимальное превышение оси насоса над уровнем жидкости в резервуаре, при котором насос не будет нормально функционировать

Получим формулу для допустимой высоты всасывания насоса. Запишем уравнение Бернулли для двух потоков реальной жидкости: 1-ый сходится с уровнем жидкости в резервуаре, 2-ой – с входом в насос (рис. 1)

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B}{2g} + h_{wg} + H_B, \quad (15)$$

где P_0 – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости в резервуаре;

h_{wg} – потери напора на трение во всасывающей системе.

Выразим удельную энергию жидкости на входе в насос через допустимый кавитационный запас:

$$\frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B}{2g} = \frac{P_{np}}{\rho g} + \Delta h_{д.е}, \quad (16)$$

где P_{np} – упругость паров транспортируемой жидкости при температуре перекачки.

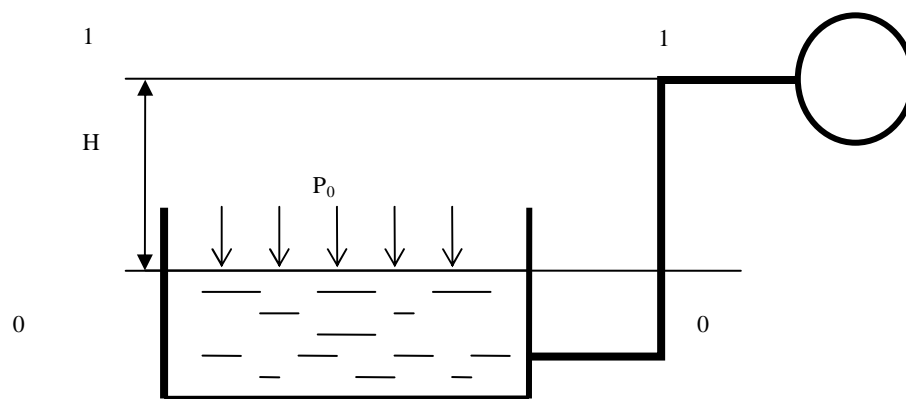


Рис. 1. Расчетная схема для определения допустимой высоты всасывания насоса

Запишем уравнение (15) относительно допустимой высоты всасывания H_B с учетом (16). В результате получим следующее выражение:

$$H_B = \frac{P_0 - P_{np}}{\rho g} - \Delta h_0 - h_{wg}, \quad (17)$$

Минимально допустимый напор H_{\min} – минимальное значение избыточного напора жидкости на входе в насос, который обеспечивает его нормальное функционирование (работу без кавитации).

Из формулы (16) имеем

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + \Delta h_0 - \frac{V_B^2}{2g}. \quad (18)$$

Учитывая выражение для избыточного давления на входе в насос

$$P_{B \text{ изб}} = P_B - P_{атм}, \quad (19)$$

получаем расчетную формулу для нахождения минимально допустимого напора на входе в насос

$$H_{\min} = \frac{P_{np} - P_{атм}}{\rho g} + \Delta h_0 - \frac{V_B^2}{2g}, \quad (20)$$

где $P_{атм}$ – атмосферное давление.

Коэффициент быстроходности насоса n_s – это частота оборотов модели, которая геометрически подобна насосу и создает напор в 1 м при подаче $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q_H}}{H_H^{3/4}}, \quad (21)$$

где n – скорость оборотов вала насоса, об/мин;

Q_H – номинальная подача насоса, м³/с;

H_H – номинальный напор насоса, м.

Для насосов, которые имеют рабочее колесо с двухсторонним входом жидкости, в формулу (21) следует подставлять половину номинальной подачи насоса. Коэффициент быстроходности насоса – это частный случай упрощенного критерия кинематического подобия центробежных машин.

Кроме указанных выше основных характеристик насоса для оценки эксплуатационных качеств насосных агрегатов большое значение имеют вибрационные и шумовые показатели.

Вибрационные качества насосов характеризуются виброшумовыми характеристиками, которые согласно ГОСТ 6134-87 представляют собой зависимости уровня воздушного звука от частоты (в октавах) в диапазоне частот 63 – 8 000 Гц и вибрации характерных точек опорных узлов или корпуса насоса от частоты. Вибрация измеряется в децибелах по эффективному, т.е. среднеквадратическому, значению колебательного ускорения.

1.3. Характеристика лопастного насоса

Графическая зависимость основных технических показателей (напора, мощности, КПД, допустимой высоты всасывания) от подачи при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса, вязкости и плотности жидкости на входе в насос называется **характеристикой насоса**.

Различают напорную характеристику насоса $H = f(Q)$ – кривая Q - H , энергетические характеристики насоса – $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ – кривые Q - N и Q - η . Кроме того, к основным характеристикам насоса относят зависимости $\Delta h = f(Q)$ и $H_{в.дон} = f(Q)$.

Характеристика зависит от типа насоса, его конструкции и соотношения размеров основных узлов и деталей. Различают также теоретические и экспериментальные характеристики насосов.

Теоретические характеристики получают, пользуясь основными уравнениями центробежного насоса, в которые вводят поправки на реальные условия работы. На работу насоса влияет большое число факторов, которые трудно, а иногда и невозможно, учесть, поэтому теоретические характеристики неточны и ими практически не пользуются. Истинные зависимости между параметрами работы центробежного насоса определяют экспериментально, в результате заводских (стендовых) испытаний насоса или его модели. Насосы испытывают на заводских испытательных станци-

ях. Методика испытаний насосов установлена ГОСТ 6134-87. Для испытания насос устанавливают на стенде, оборудованном аппаратурой и приборами для измерения расхода, давления, вакуума и потребляемой мощности. После пуска насоса подачу регулируют изменением степени открытия задвижки на напорной линии. Таким образом, устанавливают несколько значений подачи и измеряют соответствующие им значения напора и потребляемой мощности.

В некоторых случаях насосы испытывают на месте их установки (например, в насосной станции). Это, прежде всего, относится к крупным насосам, а также к тем случаям, когда характеристики насоса существенно изменяются под влиянием условий эксплуатации.

Полученные в результате экспериментальных измерений значения подачи Q , напора H и мощности N , а также вычисленные по ним значения КПД наносят на график и соединяют плавными линиями. Обычно три кривые наносят на один график с разными масштабами по оси координат (рис. 2).

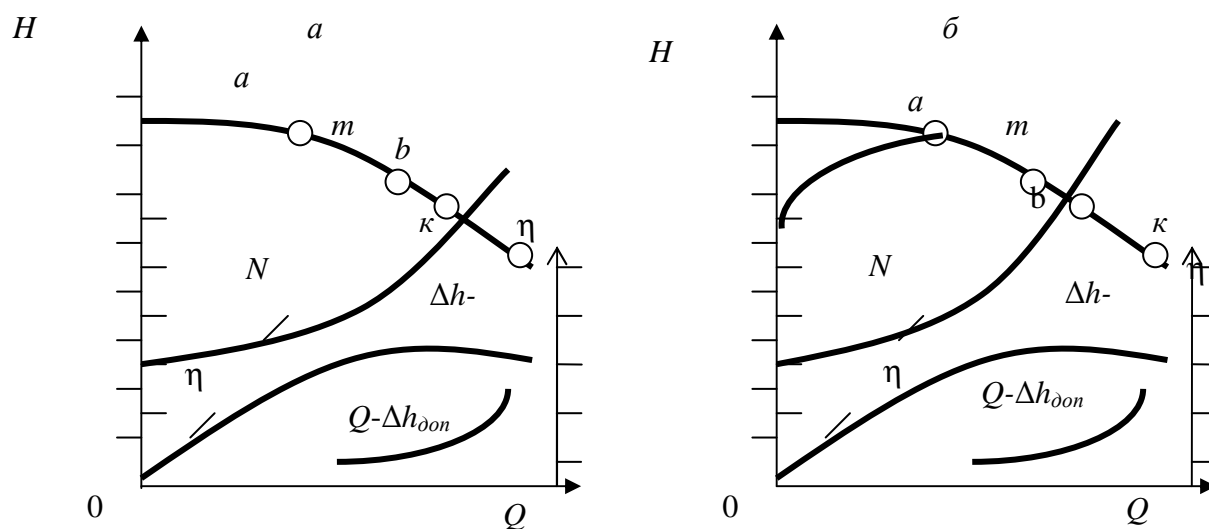


Рис. 2. Характеристики центробежного насоса:
а – стабильная; б – нестабильная

Характеристики насоса имеют несколько отличительных точек или областей. **Начальная точка характеристики** соответствует работе насоса при закрытой задвижке на напорном патрубке ($Q = 0$). В этом случае насос развивает напор H_0 и потребляет мощность N_0 . Потребляемая мощность (около 30 % номинальной) расходуется на механические потери и нагрев воды в насосе. Работа насоса при закрытой задвижке возможна лишь непродолжительное время (несколько минут).

Оптимальная точка характеристики m соответствует режиму работы при максимальном значении КПД, т.е. оптимальному режиму насоса. Поскольку кривая $Q-\eta$ имеет в зоне оптимальной точки пологий характер, то на практике пользуются рабочей частью характеристики насоса (зона между точками a и b , см. рис. 2), в пределах которой рекомендуется его эксплуатация. Рабочая часть характеристики зависит от допустимого снижения КПД. На практике иногда под рабочей частью характеристики насоса подразумевают ту зону характеристики, в которой допускается длительная его эксплуатация.

Максимальная точка характеристики k (конечная точка кривой $Q-H$) соответствует тому значению подачи, после достижения которого насос может войти в кавитационный режим.

На заводских характеристиках многих насосов наносят кривую $Q-\Delta h_{\text{дон}}$ или $Q-\Delta h_{\text{вак}}^{\text{дон}}$. Эта кривая дает значение допустимой высоты всасывания в зависимости от подачи насоса. Кривую $Q-\Delta h_{\text{дон}}$ получают при испытании насоса на стенде, позволяющем иметь различные значения полной высоты всасывания при заданной высоте подачи насоса. Кривой $Q-\Delta h_{\text{дон}}$ пользуются при проектировании насосных установок и насосных станций.

Основной кривой, характеризующей работу насоса, является кривая зависимости напора от подачи $Q-H$. В соответствии с конструкцией насосов форма кривой $Q-H$ может быть различной. Для разных насосов существуют кривые, непрерывно снижающиеся (см. рис. 2, a), и кривые с возрастающим участком, имеющие максимум (см. рис. 2, b). Первые называются стабильными, а вторые – нестабильными характеристиками. Как видно из рис. 2, b , нестабильная характеристика имеет перегиб – максимум на кривой $Q-H$, а следовательно, один и тот же напор насос может создавать при двух значениях подачи. Таким образом, на участке $H > H_0$ может работать нестабильно – с переменной подачей. В свою очередь, кривые обоих типов могут быть пологими, нормальными и крутопадающими.

Крутизну характеристики K обычно определяют по формуле

$$K = (H_{\text{max}} - H_{\text{онт}})/H_{\text{онт}},$$

где H_{max} – максимальный напор насоса;

$H_{\text{онт}}$ – напор при максимальном значении КПД.

При крутизне 0,08 – 0,12 характеристики считают пологими, при крутизне 0,25 – 0,30 – крутопадающими. Для центробежных насосов крутизна характеристики $Q-H$ не превышает 0,2 – 0,25, для диагональных – составляет 0,3 – 0,8, а для осевых – достигает 1,0.

Характеристика $Q-H$ насоса существенно зависит от размера его основного элемента – диаметра рабочего колеса. Пользуясь этими зависимостями, можно построить кривые $Q-H$ для любого значения диаметра рабочего колеса в пределах рекомендуемых степеней их обточки (срезок).

Если на характеристиках, соответствующих необточенному и максимально обточенному рабочим колесам, нанести точки, ограничивающие рабочие зоны, и соединить их прямыми линиями, то получим криволинейный четырехугольник, называемый зоной рекомендуемой работы насоса, или полем $Q-H$ насоса (рис. 3). Применение полей $Q-H$ облегчает подбор насоса для заданных условий, т.к. для каждой точки, лежащей внутри поля, может быть использован насос данного типоразмера с той или иной степенью обточки рабочего колеса.

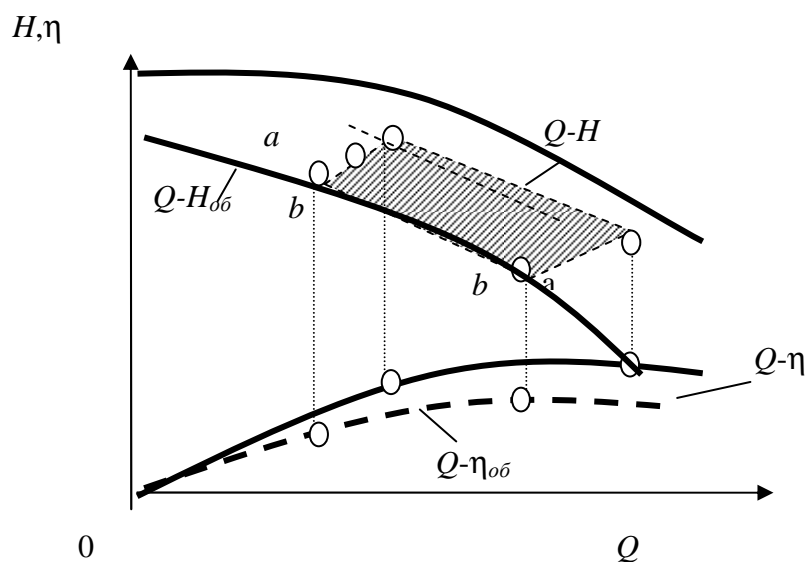


Рис. 3. Поле $Q-H$ насоса

Заводы-изготовители обычно поставляют насосы с колесами одного из трех размеров: необрезанными, чему соответствует верхняя кривая $Q-H$ на рис. 3; обрезанными (кривая $a-a$) и максимально обрезанными (кривая $b-b$). На этот же график наносят кривую $Q-\eta_{об}$, соответствующую значениям КПД насоса с максимально обрезанным колесом.

Для удобства выбора насосов часто поля $Q-H$ насосов одного типа наносят на общий график, откладывая по оси абсцисс логарифмы подач, а по оси ординат – напоры. Поля $Q-H$ насосов приводятся в ГОСТах, регламентирующих типы и основные параметры соответствующих насосов, а также в соответствующих каталогах.

Напорная характеристика центробежных насосов ($Q-H$) (рис. 4) может быть аппроксимирована зависимостью:

$$H = a - bQ^2, \quad (32)$$

где H – напор, м;
 Q – расход, м³/ч;
 a, b – коэффициенты аппроксимации, м и ч²/м⁵ соответственно.

Аналогично характеристика Q - η может быть аппроксимирована зависимостью

$$\eta = k_1Q - k_2Q^2, \quad (33)$$

где k_1, k_2 – коэффициенты аппроксимации, ч/м³ и (ч/м³)² соответственно.

Рабочая зона характеристики Q - η может быть описана уравнением

$$\eta = \eta_{\max} \left[2 \frac{Q}{Q_H} - \left(\frac{Q}{Q_H} \right)^2 \right]. \quad (34)$$

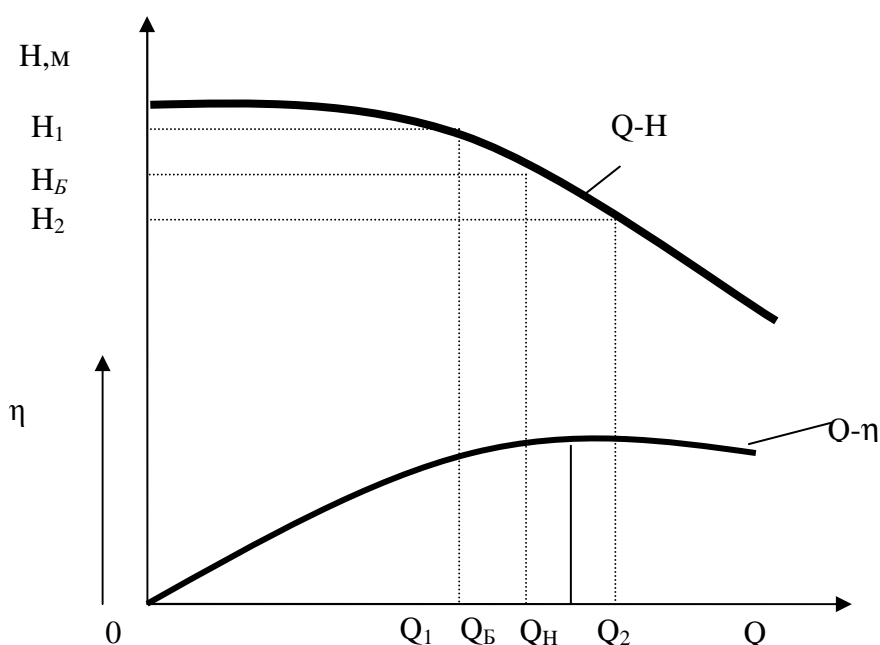


Рис. 4. Напорная характеристика центробежных насосов

Коэффициенты k_1, k_2, a, b определяют математическими методами (методом наименьших квадратов), по результатам лабораторных исследований или путем обработки статистических данных по фактическим режимам работы насосных агрегатов. В самом простом случае все коэффициенты могут быть определены по паспортной характеристике насосов.

$$b = \frac{H_1 - H_2}{Q_2^2 - Q_1^2}, \quad (25)$$

$$a = H_1 + bQ_1^2 = H_2 + bQ_2^2, \quad (26)$$

или приняв $Q = 0$, напор при закрытой запорной арматуре на нагнетателе $H = a = H_{3.3}$, а b определяют при любом значении Q_B, H_B , взятом в рабочей зоне характеристики.

Поскольку

$$H = H_{3.3} - b \cdot Q_B^2, \quad (27)$$

получим

$$b = \frac{H_{3.3} - H_B}{Q_B^2}. \quad (28)$$

При этом коэффициенты k_1 и k_2 будут равны

$$k_1 = \frac{2\eta_{\max}}{Q_H}; \quad k_2 = \frac{\eta_{\max}}{Q_H^2}. \quad (29)$$

Иногда для повышения точности расчетов характеристику $Q-H$ аппроксимируют выражением

$$H = a - bQ^{2-m}, \quad (30)$$

где m – коэффициент, зависящий от режима течения жидкости:

- при ламинарном режиме $m = 1$;
- при турбулентном режиме в зоне гидравлически гладких труб $m = 0,25$;
- при переходном режиме $m = 0,123$;
- при турбулентном режиме в зоне квадратичного трения $m = 0$.

Характеристика центробежного насоса зависит, в общем случае, скорости схода v жидкости с рабочего колеса, диаметра D_0 , числа оборотов n ($n = \omega/2\pi$), плотности ρ и вязкости ν перекачиваемой жидкости.

Кроме характеристик, представленных на рис. 2 и 3, лопастные насосы можно сопоставлять с помощью так называемых безразмерных характеристик. Эти характеристики строят в координатах Q_1-H_1, η, N_1 , где $Q_1 = Q/Q_{onm}$; $H_1 = H/H_{onm}$; $\eta_1 = \eta/\eta_{onm}$. Таким образом, подобные насосы одного типа, например, серии K , можно оценить одной характеристикой. Для оценки осевых и диагональных насосов применяют относительные характеристики, построенные в координатах K_Q, K_H, K_N .

Для некоторых насосов заводы-изготовители представляют характеристики в несколько ином, чем показано на рис. 3, виде. Кривые $Q-H$ для колес с различной степенью обточки (различного диаметра) наносят сплошными линиями, шкалу и кривую КПД не наносят, а показывают на

графике изолинии равных значений кпд. Пользуясь такими характеристиками, легче установить оптимальные рабочие зоны насосов.

1.4. Совместная работа центробежных насосов

1.4.1. Последовательное соединение насосов

Центробежные насосы соединяют последовательно для увеличения напора или параллельно для увеличения расхода (рис. 5).

При последовательном соединении насосов их напоры суммируют при постоянном расходе: $Q_1 = Q_2 = Q$, $H_1 + H_2 = H$.

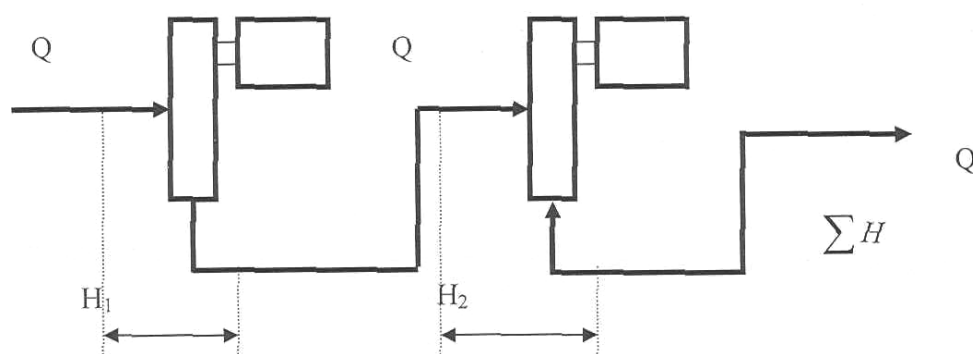


Рис. 5. Последовательное соединение насосов

В соответствии с этим принципом, при наличии характеристик насосов, можно графически построить совместную напорную характеристику n последовательно работающих насосов (рис. 6).

Математическая модель характеристики n последовательно работающих насосов может быть записана следующим образом:

$$H_{H.C.} = (a_1 + a_2) - (b_1 + b_2) \cdot Q^2 \text{ или } H_{H.C.} = A_{H.C.} - B_{H.C.} \cdot Q^2, \quad (31)$$

где $A_{H.C.} = \sum_{i=1}^n a_i$; $B_{H.C.} = \sum_{i=1}^n b_i$;

для насосов с одинаковыми роторами $A_{H.C.} = na$, $B_{H.C.} = nb$.

Коэффициент полезного действия НС при последовательной работе n разнотипных насосов определяется формулой

$$\eta_{H.C.} = \frac{\sum_{i=1}^n H_i}{\sum_{i=1}^n \frac{H_i}{\eta_i}}, \quad (32)$$

где H_i – напор i -ого насоса при кпд η_i .

Для однотипных насосов $H_i = H_{H.C}$; $\eta_{H.C} = \eta_i = \eta$.

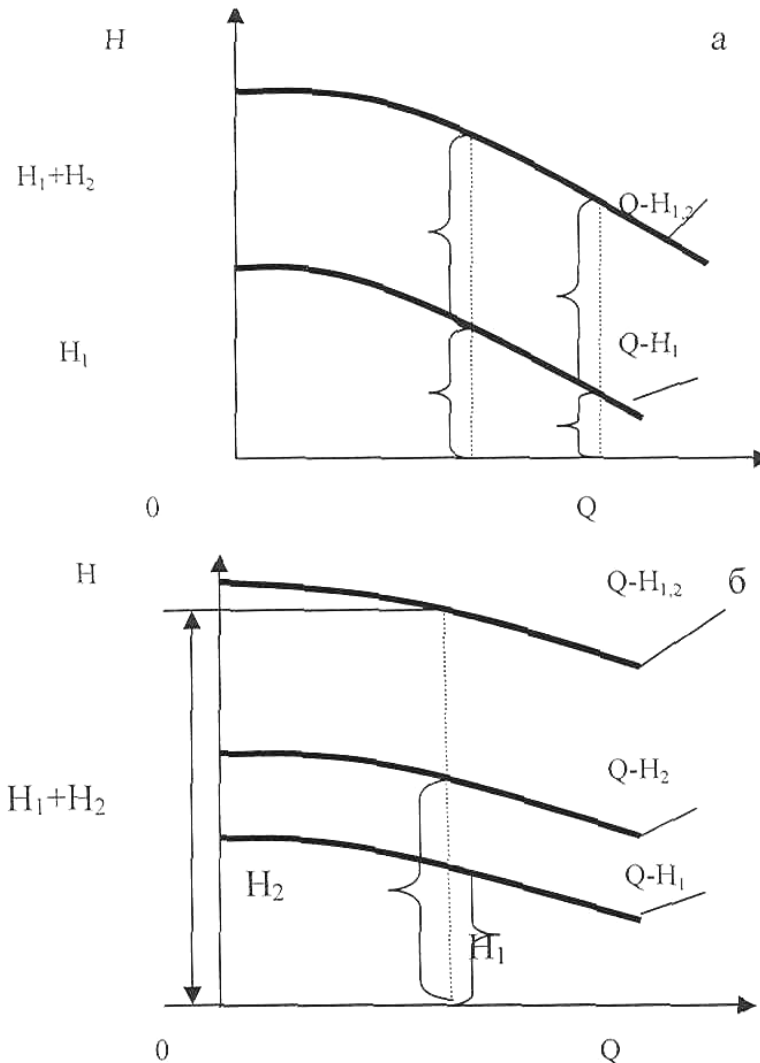


Рис. 6. Построение напорной характеристики последовательно работающих насосов:

а – насосы с одинаковым напором; *б* – насосы с различными напорами

1.4.2. Параллельная работа центробежных насосов

При параллельной работе расходы в насосах суммируют, а напор, создаваемый каждым насосом, – один и тот же в точке слияния потоков: $Q = Q_1 + Q_2$; $H = H_1 = H_2$ (рис. 7).

Математическая модель насосной станции для n параллельно работающих насосов с одинаковыми роторами может быть записана как

$$H_{H.C} = A_{H.C} - B_{H.C} Q^2,$$

где $A_{H.C} = a$, $B_{H.C} = \frac{b}{n^2}$.

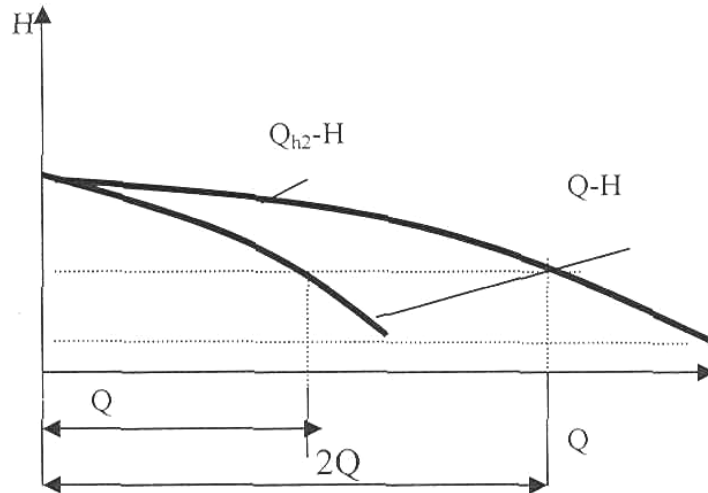


Рис. 7. Построение напорной характеристики параллельно работающих насосов

В общем случае характеристика параллельно включенных насосов имеет вид:

$$Q = \sqrt{\frac{a_1 - H}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - H}{b_2}}. \quad (33)$$

При параллельной работе n разнотипных насосов КПД насосной станции определяется формулой

$$\eta_{H.C} = \frac{\sum_{i=1}^n H_i Q_i}{\sum_{i=1}^n \frac{H_i Q_i}{\eta_i}}. \quad (34)$$

Для насосов с одинаковыми роторами: $H_i = H$; $\eta_{H.C} = \eta_i = \eta$; $Q_i = Q$.

На головных насосных станциях (ГНС), как правило, работают последовательно один подпорный и n магистральных насосов. Поэтому математическая модель напорной характеристики ГНС имеет следующий вид:

$$H_{ГНС} = A_{ГНС} - B_{ГНС} Q^2, \quad (35)$$

где $A_{ГНС}$, $B_{ГНС}$ – коэффициенты математической модели суммарной напорной характеристики ГНС.

При использовании магистральных насосов с разными типами роторов:

$$A_{ГНС} = a_{II} + \sum_{i=1}^n a_i, \quad B_{ГНС} = b_{II} + \sum_{i=1}^n b_i. \quad (36)$$

При использовании магистральных насосов с одинаковыми типами роторов:

$$A_{гнс} = a_{п} + n \cdot a, \quad B_{гнс} = b_{п} + n \cdot b. \quad (37)$$

где $a_{п}$ и $b_{п}$ – коэффициенты напорной характеристики подпорного насоса.

1.5. Изменение насосных характеристик

При выборе насосов для перекачки жидкости может возникнуть необходимость в изменении их гидравлических характеристик. Как правило, эти изменения осуществляют путем замены рабочего колеса насоса рабочим колесом другого (большего или меньшего) диаметра, изменением числа оборотов рабочего колеса насоса или перепуском части жидкости из линии нагнетания в линию всасывания.

1.5.1. Изменение насосных характеристик изменением диаметра рабочего колеса

При замене рабочего колеса центробежного нагнетателя характеристика $Q-H$ насоса изменяется. Если первоначальный диаметр рабочего колеса был D_0 , а характеристика имела вид $H = \varphi(Q)$, то после замены рабочего колеса на колесо с диаметром D_1 , его характеристика будет иметь вид:

$$H = \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2 f \left(Q \frac{D_1}{D_0} \right),$$

т.е. график характеристики $Q-H$ насоса растягивается вдоль оси напоров в $\left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2$ раз и вдоль оси расходов – в $\left(\frac{D_1}{D_0} \right)$ раз. В частности, если $H = a - bQ^2$,

то после замены рабочего колеса, его рабочая характеристика будет иметь вид:

$$H_1 = a \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2 - b_1 Q^2.$$

Исходя из теории подобия центробежных насосов для небольших изменений внешнего диаметра рабочего колеса для пересчета характеристик насоса могут быть использованы приближенные формулы, которые похожи на формулы подобия:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{D_1}{D_0} = \epsilon, \quad \frac{H_1}{H} = \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2 = \epsilon^2, \quad \frac{N_1}{N} = \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^3 = \epsilon^3. \quad (38)$$

Используя формулы (22) и (38), можно определить диаметр обточенного колеса

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{H_1 + bQ_1^2}{a}}. \quad (39)$$

После обточки колеса насоса, имея характеристику насоса с необточенным колесом, можно получить математическую модель напорной характеристики насоса с обточенным колесом:

$$H_1 = a_1 - b_1 Q^{2-m}, \quad (40)$$

где $b_1 = b$ и $a_1 = a \varepsilon^2 = a \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2$.

1.5.2. Изменение насосных характеристик изменением числа оборотов ротора нагнетателя

При изменении частоты вращения рабочего колеса центробежного нагнетателя (Q - H)-характеристика насоса тоже изменяется (рис. 8). Если номинальная частота вращения ротора n_0 об/мин, а измененная частота вращения n_1 , об/мин, то новая рабочая характеристика насоса имеет вид

$$H = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 \left(Q \frac{n_1}{n_0} \right),$$

т.е. график растягивается вдоль оси напоров в $\left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2$ раз, а вдоль оси расходов – в $\left(\frac{n_1}{n_0} \right)$ раз. В частности, если характеристика насоса $H = a - bQ^2$, то

после изменения частоты вращения

$$H = a \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 - b_1 Q^2, \quad b_1 = b, \quad a \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 = a_1.$$

В соответствии с теорией подобия основные параметры насоса можно пересчитать по следующим уравнениям:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0}; \quad \frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3. \quad (41)$$

Изменение частоты вращения ротора насоса можно производить:

- изменением частоты вращения вала привода;
- изменением частоты вращения ротора насоса.

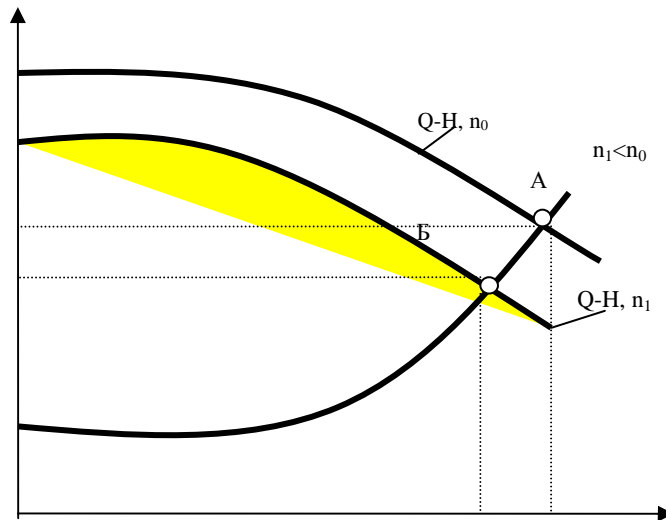


Рис. 8. Изменение напорной характеристики при изменении числа оборотов ротора нагнетателя

1.5.3. Изменение характеристик насоса методом байпасирования

Характеристику центробежного нагнетателя можно изменить перепуская часть жидкости из линии нагнетания по байпасу обратно в линию всасывания. Обозначив через q_n расход, возвращаемый из линии нагнетания в линию всасывания, получим, что подача насоса увеличится и станет равной $Q + q_n$, а напор H уменьшится. Тогда $(Q-H)$ -характеристика (рис. 9) насоса может быть представлена в следующем виде:

$$H = a - b(Q + q_n)^2 = (a - bq_n^2) - 2bq_nQ - bQ^2. \quad (42)$$

H, м

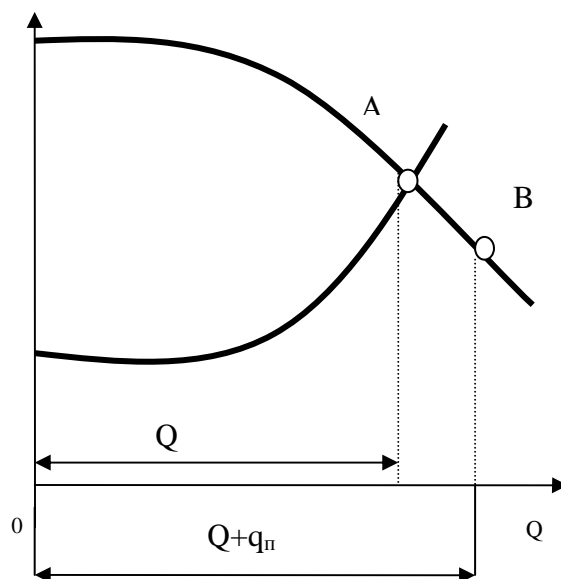


Рис. 9. Изменение характеристик насоса методом байпасирования

1.6. Пересчет характеристик центробежных насосов при изменении вязкости перекачиваемой жидкости

На заводах-изготовителях стенды приспособлены для испытания только на воде, в паспорте насоса указывают, как правило, характеристики по вязкости воды ($\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ Ст}$) при температуре $20 \text{ }^\circ\text{С}$.

При перекачке вязких жидкостей напор и подача на режиме максимального кпд меньше, чем при работе на воде, вследствие возрастания потерь на трение.

Определить характеристику насоса, перекачивающего вязкий нефтепродукт, на основании теоретических методик нельзя, даже если известна его характеристика для воды. Поэтому для пересчета характеристик насосов используются эмпирические формулы и поправочные коэффициенты.

Существует несколько методик пересчета характеристик центробежных насосов с воды на вязкую нефть.

1. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкие нефтепродукты по методу М.О. Айзенштейна.

При постоянной частоте вращения вала насоса кривая ($H-Q$) снижается так, что n_s на режиме максимального кпд остается постоянным, а при $Q = 0$, H (напор) остается приблизительно одинаковым.

$$\frac{\sqrt{Q_B}}{H_B^{3/4}} = \frac{\sqrt{Q_H}}{H_H^{3/4}},$$
$$n_s = n \cdot 3,65 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (43)$$

где Q_B и Q_H – подача для воды и нефти.
Следовательно,

$$\frac{Q_B}{Q_H} = \left(\frac{H_B}{H_H} \right)^{3/2}, \quad (44)$$

где H_B и H_H – напор для воды и нефти.

Из зависимости (43) следует, что для вычислений, относящихся к режиму максимального кпд при перекачке вязкого нефтепродукта, необходим только опытный поправочный коэффициент для подачи и напора. Второй коэффициент можно определить с помощью уравнения (43).

На практике подачу, напор, кпд и допустимый кавитационный режим расчета насоса при работе на вязких жидкостях определяют с помощью поправочных коэффициентов $K_Q, K_H, K_\eta, K_{\Delta h}$:

$$Q_H = K_Q Q_B; H_H = K_H H_B; \eta_H = K_\eta \eta_B; \Delta h_{d.n} = K_{\Delta h} \Delta h_{d.в}.$$

Поправочные коэффициенты $K_Q, K_H, K_\eta, K_{\Delta h}$ можно принять постоянными в диапазоне $Q = (0,8 \dots 1,1) Q_{opt}$, где Q_{opt} – оптимальная подача насоса.

Значения поправочных коэффициентов определяют по графику (рис. 10) в зависимости от числа Re.

$$Re = \frac{Q_{opt}}{D_{эв} v_t}, \quad (45)$$

где v_t – коэффициент кинематической вязкости при температуре перекачиваемой жидкости;

$D_{эв} = 2\sqrt{D_H b \varphi}$ – эквивалентный диаметр рабочего колеса;

b – ширина лопатки рабочего колеса на наружном диаметре;

$\varphi = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент сжатия сечения каналов лопатки на выходе.

Число Re может быть определено по формуле

$$Re = \frac{\sqrt[3]{Q_r^2 n}}{v_t},$$

а поправочные коэффициенты – с использованием графика (рис. 11).

Из графиков видно, что при $Re > 7 \cdot 10^3$ коэффициенты K_Q, K_H мало отличаются от 1, т.е. увеличение гидравлических потерь при пересчете с воды на нефть незначительно.

Коэффициент K_η при $Re > 7 \cdot 10^3$ существенно отличается от 1, что объясняется увеличением потерь на дисковое трение, и только при $Re > 5 \cdot 10^4$ соответствует 1.

2. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкие нефтепродукты по РД 39-30-990-84.

В соответствии с РД 39-30-990-84 «Методика расчета напорных характеристик и пересчета параметров центробежных насосов магистральных нефтепроводов при изменении частоты вращения и вязкости перекачиваемой жидкости» рабочую зону напорной характеристики можно пересчитать следующим образом.

а) Определяют число Re для потока перекачиваемой жидкости:

$$Re = \frac{n \cdot D_0^2}{v_t},$$

где n – частота вращения ротора насоса, об/мин;
 D_0 – наружный диаметр рабочего колеса, м;
 ν_t – коэффициент кинематической вязкости, м³/с.

$k_{\Delta h}$

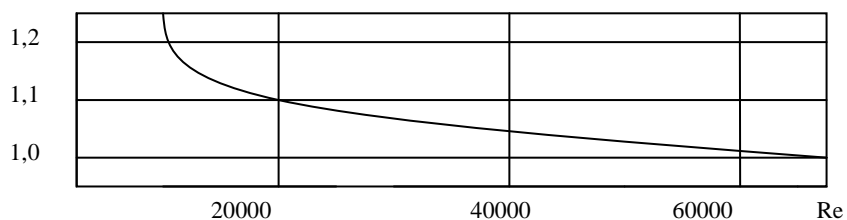
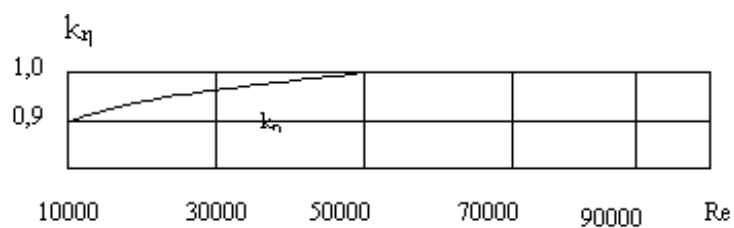
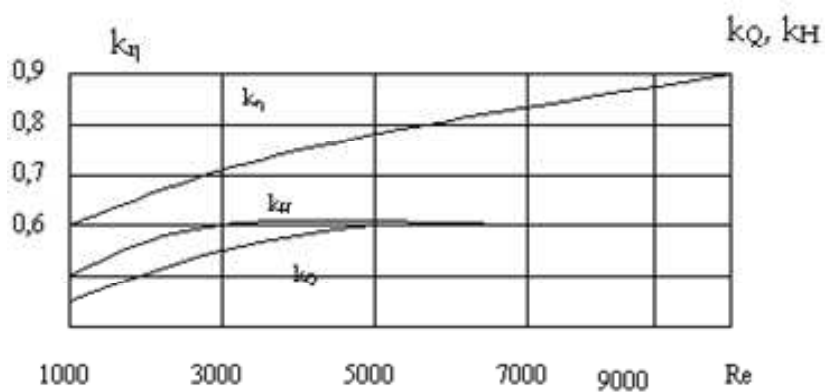
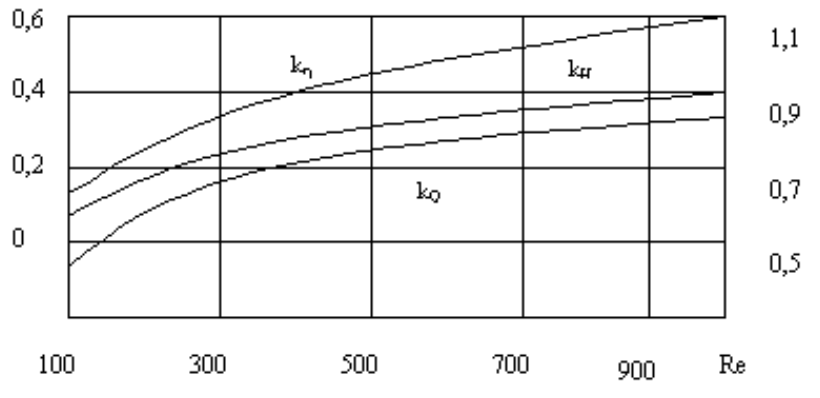


Рис 10. Зависимость поправочных коэффициентов от Re

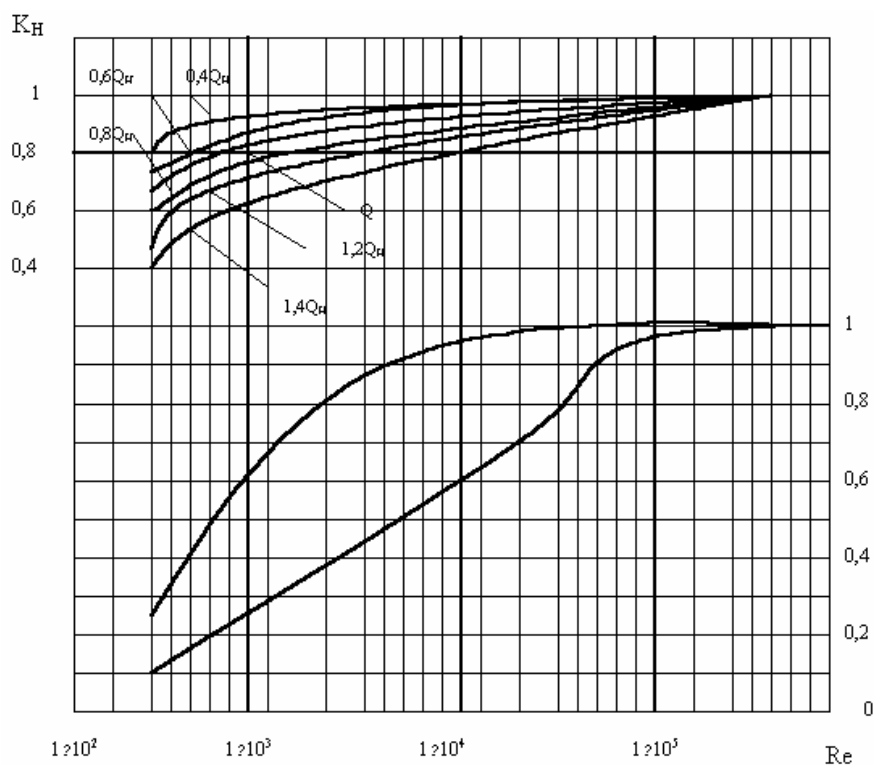


Рис. 11. Графические зависимости коэффициентов пересчета подачи K_Q , кпд и напора K_H в функции от Re

б) Определяют переходное число Re_n в зависимости от n_s :

$$n_s = n \cdot 3,65 \cdot \frac{\sqrt{Q_n}}{H_n^{3/4}},$$

где n – скорость оборотов вала насоса, об/мин;

Q_n – номинальная подача насоса, м³/с;

H_n – номинальный напор насоса, м.

Для насосов с двухсторонним подводом жидкости для расчета Q принимают наполовину ниже подачи насоса:

$$Re_{II} = 3,16 \cdot 10^5 \cdot n_s^{-0,305}, \quad (46)$$

из которой затем находится критическое значение коэффициента вязкости:

$$v_{II} = \frac{nD^2}{Re_{II}} = \frac{nD^2}{3,16 \cdot 10^5} n_s^{-0,305}, \quad (47)$$

$$v_{\eta} = \frac{nD^2}{Re_{\eta}}. \quad (48)$$

Если число Re для насоса меньше Re_{II} ($Re < Re_{II}$), то пересчету подлежат как напорная, так и энергетические характеристики насоса:

$$H_H = H_B \left(1 - \alpha_{II} \lg \frac{Re_h}{Re} \right), \quad (49)$$

$$Q_H = Q_B \left(\frac{H_H}{H_B} \right)^{1,5}, \quad (50)$$

$$\eta_H = \eta \left(1 - \alpha_{\eta} \lg \frac{Re_{\eta}}{Re} \right). \quad (51)$$

где α_{II} – коэффициент математической модели для пересчета напорной характеристики насоса ($\alpha_{II} = 0,128$);

α_{η} – коэффициент математической модели для пересчета КПД.

Значения Re_H , Re_{η} , α_{η} определяют по графику (рис. 12) в зависимости от n_s .

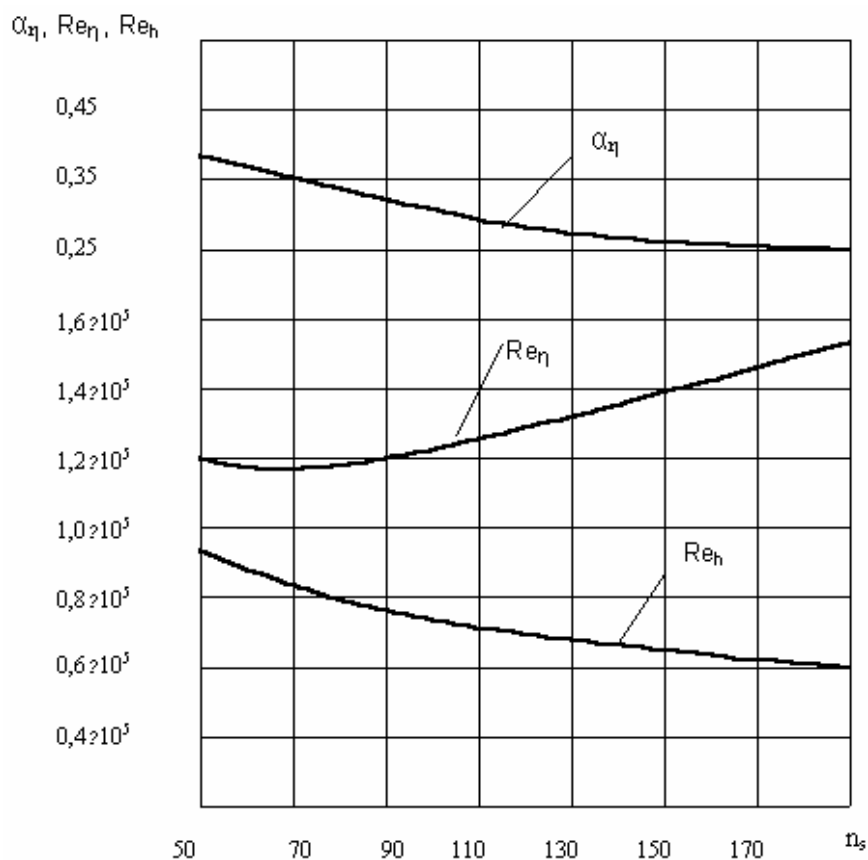


Рис. 12. Коэффициенты для перерасчета характеристик нефтяных насосов

1.7. Контроль работоспособности насосных агрегатов

Контроль работоспособности насосных агрегатов осуществляется при проведении диагностических контролей (оперативного, планового, непланового) по параметрическим и виброакустическим критериям, а также по техническому состоянию отдельных узлов и деталей, оцениваемому при выводе насосов из эксплуатации.

Для проведения диагностических контролей используется виброаппаратура с возможностью измерения спектральных составляющих вибрации, шумомеры с возможностью измерения октавных составляющих, приборы, позволяющие определять техническое состояние подшипников качения или аналогичные им, но с большими функциональными возможностями отечественного или зарубежного производства.

Средства контроля вибрации и методы вибродиагностики должны обеспечивать решение следующих задач:

- своевременное обнаружение возникающих дефектов составных частей оборудования и предотвращение его аварийных отказов;
- определение объема ремонтных работ и рационального их планирования;
- корректировка значений межремонтных интервалов и прогнозирование остаточного ресурса составных частей оборудования по его фактическому техническому состоянию;
- проверка работоспособности оборудования после монтажа, модернизации и ремонта, определение оптимальных режимов работы оборудования.

Все магистральные и подпорные насосные агрегаты должны быть оснащены контрольно-сигнальной виброаппаратурой (КСА) с возможностью контроля текущих параметров вибрации, автоматической предупредительной сигнализацией и автоматическим отключением при предельно допустимом значении вибрации.

До установки контрольно-сигнальных средств контроль и измерение величины вибрации осуществляются портативными (переносными) средствами виброметрии, которые должны быть на каждой НПС. Контроль уровня вибрации вспомогательных насосов – насосов откачки утечек, маслонасосов, насосов систем водоснабжения и отопления и пр. должен осуществляться с помощью переносной аппаратуры.

Датчики контрольно-сигнальной виброаппаратуры устанавливаются обязательно на подшипниковой опоре магистрального и горизонтального

подпорного насосов для контроля вибрации в вертикальном направлении. Для вертикальных подпорных насосов датчики устанавливаются на корпусе опорно-упорного подшипникового узла насоса для контроля вибрации в вертикальном (осевом) и горизонтально-поперечном направлениях.

При наличии многоканальной виброаппаратуры рекомендуется дополнительно устанавливать датчики для контроля вибрации в горизонтально-поперечном и осевом направлениях каждого подшипникового узла.

Вертикальная составляющая вибрации измеряется на верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша.

Горизонтально-поперечная и горизонтально-осевая составляющие вибрации измеряются на уровне оси насоса против середины длины опорного вкладыша.

Вибрация всех элементов крепления насоса к фундаменту измеряется и контролируется в вертикальном направлении.

У насосов, не имеющих выносных подшипниковых узлов (насосы со встроенными подшипниками), вибрация измеряется как можно ближе к оси вращения ротора.

При определении шумовых характеристик измеряются в соответствии с ГОСТ 23941-2002 уровень запуска L_A , дБА, в контрольных точках; уровень звукового давления L_i , дБ, в октавных полосах частот (от 31,5 до 8 000 Гц) в контрольных точках.

Приборы, применяемые для измерения шумовых характеристик, число точек измерения и измерительные расстояния определяются ГОСТ 12.1.028-80, технической документацией на конкретный шумомер и условиями эксплуатации диагностируемого оборудования.

При определении шумовых характеристик (базовых и текущих) должны соблюдаться одинаковые условия измерений (режим работы и количество работающего оборудования, режим работы вентиляционного оборудования и т.д.).

При измерении шумовых характеристик во взрывоопасных зонах следует применять приборы соответствующего исполнения либо соблюдать условия безопасного проведения работ, допускающие применение приборов в обычном исполнении.

Допустимые уровни вибрации (нормы) приведены в табл. 3. и 4.

По результатам диагностических контролей принимается решение о выводе насосов в ремонт (текущий, средний или капитальный) или их дальнейшей эксплуатации.

Таблица 3

Нормы вибрации магистральных и подпорных насосов

Среднее квадратическое значение виброскорости, мм/с	Оценка вибросостояния насоса	Оценка длительности эксплуатации
До 2,8	Отлично	Длительная
Свыше 2,8 до 4,5	Хорошо	Длительная
Свыше 4,5 до 7,1 (для номинальных режимов)	Удовлетворительно необходимо улучшение	Ограниченная
Свыше 4,5 до 7,1 (для режимов, отличных от номинального)	Удовлетворительно	Длительная
Свыше 7,1 до 11,2 (для режимов, отличных от номинального)	Удовлетворительно необходимо улучшение	Ограниченная
Свыше 11,2	Недопустимо	Недопустимо
<p>Примечание. При режимах перекачки, отличных от номинального, и интенсивности насоса при этом свыше 7,1 до 11,2 мм/с длительность эксплуатации магистральных и подпорных насосов ограничивается до замены рабочих колес насосов на колеса соответствующей подачи</p>		

Таблица 4

Предельно допустимые нормы вибрации при эксплуатации насосов вспомогательного оборудования

Высота оси вращения ротора, мм	Среднее квадратическое значение виброскорости, мм/с
До 80	1,8
От 80 до 132	2,8
От 132 до 225	4,5
Свыше 225	7,1

2. Термины и определения

Базовые значения – рабочие параметры насосного агрегата, определяемые после монтажа и пуска в эксплуатацию нового насосного агрегата или насосного агрегата после ремонта.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания – это максимальное превышение оси насоса над уровнем жидкости в резервуаре, при котором насос не будет нормально функционировать.

Допустимый кавитационный запас – приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью паров жидкости при температуре перекачки, которая обеспечивает работу насоса без изменения основных технических параметров.

Кавитация – процесс образования пустот с дальнейшей конденсацией пара и исчезновением пустот в зоне повышенного давления.

Коэффициент быстроходности насоса – это частота оборотов модели, которая геометрически подобна насосу и создает напор 1 м при подаче $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент полезного действия насоса (кпд) – это отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса.

Мощность насосного агрегата – это мощность, которую потребляет насосный агрегат.

Минимально допустимый напор – минимальное значение избыточного напора жидкости на входе в насос, который обеспечивает его нормальное функционирование (работу без кавитации).

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени.

Полезная мощность насоса – мощность, передаваемая транспортируемой жидкости.

Характеристика насоса – графическая зависимость основных технических показателей (напора, мощности, кпд, допустимой высоты всасывания) от подачи при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

Лекция 1

1. Общие сведения о насосах.
2. Основные параметры работы центробежных насосов.
3. Характеристика лопастных насосов.
4. Последовательное соединение насосов.
5. Параллельное соединение насосов.

Лекция 2

1. Изменение насосных характеристик.
2. Изменение характеристик насоса изменением диаметра рабочего колеса.
3. Изменение характеристик насоса изменением числа оборотов ротора нагнетателя.
4. Изменение характеристик насоса методом байпасирования.

5. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкие нефтепродукты.
6. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на вязкие нефтепродукты по РД 39-30-990-84.
7. Контроль работоспособности насосных агрегатов.

3.2. Задания к лабораторным работам

Лабораторная работа № 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКОГО (ЦЕНТРОБЕЖНОГО) НАСОСА

Цель работы: изучение конструкции динамических нагнетателей.

Общие сведения

Нагнетателями называются гидравлические машины, в которых механическая энергия приводного двигателя преобразуется в энергию перемещаемой жидкости.

Нагнетатели делятся на объемные и лопастные. Центробежные нагнетатели наряду с вихревыми и осевыми принадлежат к лопастным нагнетателям, общим признаком которых является способ преобразования энергии двигателя перемещаемой жидкости. Если в объемных нагнетателях жидкости сообщается энергия давления непосредственно рабочим органом (вытеснителем) путем сжатия ее и вытеснения из рабочего объема, то в лопастных нагнетателях рабочий орган (рабочее колесо) сообщает жидкости кинетическую энергию, превращаемую затем в специальных устройствах (например, спиральных камерах) в энергию давления.

Центробежные насосы. Основным рабочим элементом центробежного нагнетателя (рис. 13) является рабочее колесо 1 с лопатками 6, установленными на валу внутри неподвижного корпуса 3 спиральной формы. Корпус 2 нагнетателя соединен патрубками со всасывающим 5 и нагнетательным 7 трубопроводами.

Рабочее колесо 8 (рис. 14) состоит из двух фасонных дисков (переднего 15 (со стороны всасывания) и заднего 10) и лопаток, расположенных между дисками и чаще всего изогнутых в сторону, противоположную направлению вращения колеса (обычно 5 – 7 шт.). Диск 10 имеет ступицу для посадки колеса на вал 5. Вал служит для передачи крутящего момента от вала двигателя.

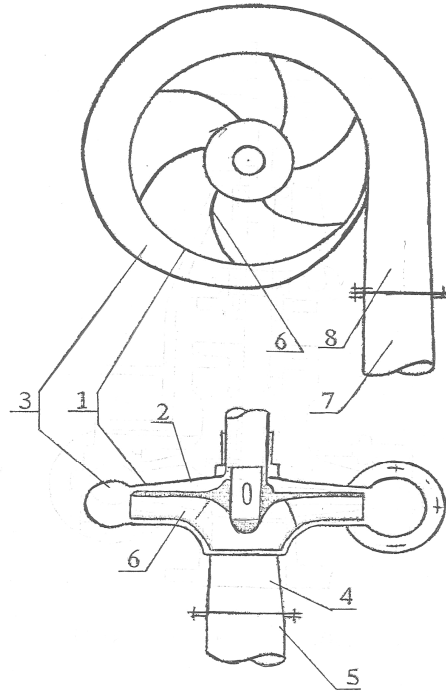


Рис. 13. Принципиальная схема центробежного насоса

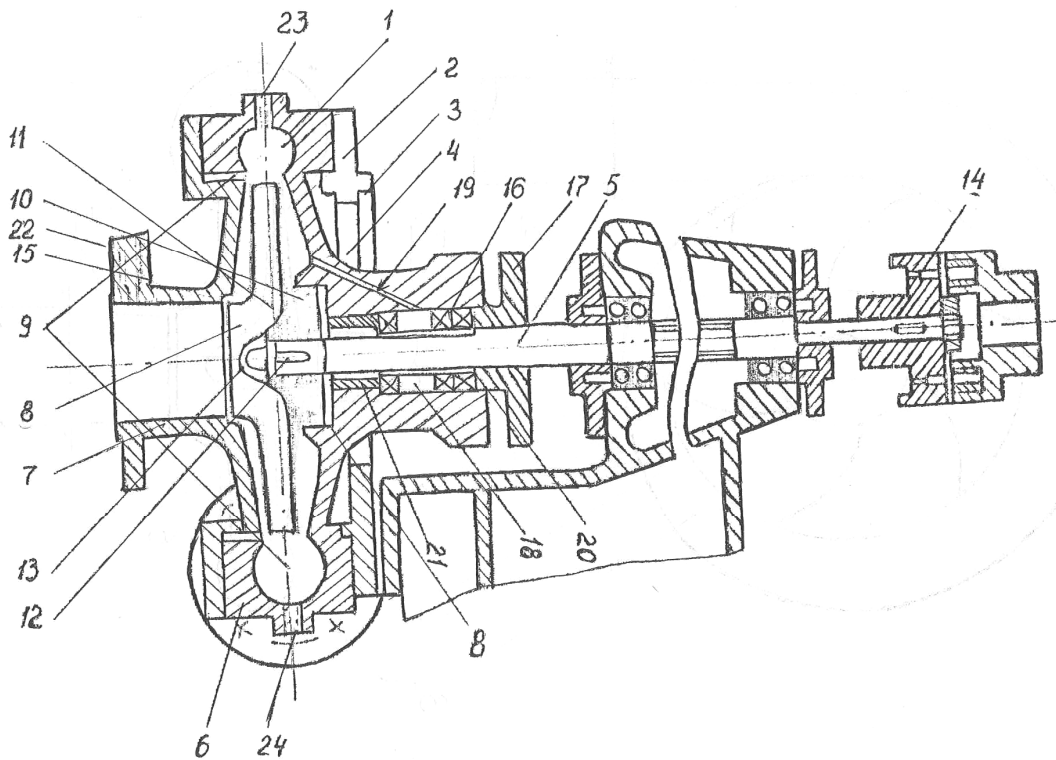


Рис. 14. Конструкция центробежного насоса 2К-6

Всасывающий патрубок 7, являющийся конструктивной частью передней крышки корпуса, обеспечивает вход жидкости во всасывающее отверстие колеса с минимальными гидравлическими потерями на трение и с равномерным, симметричным распределением скоростей по живому сечению потока.

Рабочая камера 9, выполняемая в форме логарифмической спирали, служит для плавного отвода жидкости, поступающей из рабочего колеса в нагнетательный трубопровод и для постепенного уменьшения скорости движения жидкости с целью преобразования ее кинетической энергии за рабочим колесом в потенциальную энергию давления. Направление вращения рабочего колеса определяется именно формой улитки рабочей камеры. На наружной стенке заднего диска может быть выполнено уплотняющее цилиндрическое кольцо, а в диске – несколько отверстий 11, соединяющих всасывающую полость 8 с полостью В, с целью выравнивания давлений по обе стороны диска и уменьшения осевой силы. Уплотнительное кольцо препятствует перетеканию жидкости из полости нагнетания 9 в полость всасывания и таким образом служит для улучшения объемного КПД нагнетателя, а также препятствует повышению давления в полости В.

Колеса крепятся на валу посредством шпонок 12 и установочных гаек 13. На противоположном от колеса конце вала имеется или шкив, или упруго-пальцевая 14, или зубчатая полумуфта для соединения с валом двигателя.

Для предотвращения утечек жидкости из нагнетателя пользуются сальниками. Простейший сальник применяется в нагнетателях общего назначения и состоит из эластичной набивки 16 и нажимной втулки 17, прижимающей набивку к поверхности корпуса и втулки (гильзы) вала.

Набивка состоит из асбестовых или текстильных колец, пропитываемых графитом, парафином или неопреном. Кольца могут быть армированы проволокой. Обычное число – 4, но не более 7, т.к. может возникнуть неравномерный прижим колец к втулке 20 вала, что повлечет повышенный износ втулки.

При температуре выше 105 °С текстильные кольца чередуются с кольцами из антифрикционного материала, отводящие тепло от вала к корпусу, снабжаемому водяной рубашкой. Если давление всасывания ниже атмосферного или если необходимо исключить контакт набивки с абразивными частицами перекачиваемой жидкости, или необходима полная герметизация нагнетателя, в середине набивки устанавливается специальное полое фонарное кольцо 18 (фонарь) с радиальными отверстиями, внутрь которого подводится заградительный поток жидкости 19 из полости нагнетания. Нажимная втулка также может охлаждаться водой, отводимой в дренаж. Шнуровая сальниковая набивка складывается отдельными

кольцами, а не наматывается спирально на вал, в противном случае жидкость может просочиться по виткам получившейся спиральной канавки.

У малых и средних нагнетателей вода для охлаждения сальника к грандбуксе 21, имеющей кольцевую канавку с радиальными отверстиями, подается вовнутрь. Грандбукса – втулка корпуса перед сальником со стороны всасывания, обычно выполняется из цветного металла, зазор между валом и грандбуксой 0,2 – 0,3 мм. У нагнетателей, в которых заградительный поток подается к фонарю сальника, грандбукса кольцом не снабжается.

Наряду с сальниковыми используются торцевые уплотнения, обладающие следующими преимуществами:

- 1) минимальными утечками и минимальными потерями мощности;
- 2) автоматической работой, не требующей специального ухода и регулировки;
- 3) малой чувствительностью к боковым смещениям и биениям вала, работоспособностью при высоких окружных скоростях (свыше 40 м/с);
- 4) возможностью работы в любой среде при высоких термических и механических нагрузках при соответствующем подборе трущихся пар.

В торцевых уплотнениях уплотняющая поверхность располагается в плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала. Уплотнение осуществляется между неподвижной 2 и вращающейся 1 деталями, которые прижимаются друг к другу пружиной 8. Подвижный в осевом направлении элемент имеет вклейку из графита или бронзы на эпоксидной смоле.

Для снижения перетечек жидкости из области повышенного давления в область пониженного (в частности из полости набегания в полость всасывания), применяются уплотнительные кольца 15, образующие между колесом и корпусом зазор прямой, ступенчатой или лабиринтной формы. Кольца защищают корпус и колесо от износа и могут быть сменными деталями.

Для присоединения манометра и вакуумметра в напорном и всасывающем патрубках часто выполняются резьбовые отверстия 22. В верхней части корпуса имеются отверстия 23 для заливки, краники для выпуска воздуха при заполнении нагнетателя жидкостью. В нижней части – для слива остатка воды 24.

Для малых нагнетателей в качестве радиальных опор применяются шарико- и роликоподшипники. При больших окружных скоростях их работоспособность резко снижается, и в таких случаях используются подшипники скольжения с принудительной смазкой. Между колесом и корпусом оставляется небольшой зазор (до 0,25 мм).

Центробежные насосы не обладают самовсасывающей способностью, т.е. способностью при пуске засасывать жидкость без предваритель-

ного заполнения всасывающей линии трубопровода. Центробежный насос подвержен явлению кавитации – при недостатке жидкости происходит резкое падение давления во всасывающей патрубке, вследствие чего начинается мгновенное вскипание жидкости и на поверхности рабочего колеса образуются пузырьки воздуха. При их схлопывании от поверхности отрываются частицы металла (эффект микровакуумного взрыва). Явление кавитации также возникает во время запуска центробежного насоса при закрытой задвижке на всасывающем трубопроводе.

Работа центробежного нагнетателя характеризуется производительностью Q , напором H , полезной мощностью и кпд.

Производительностью, или подачей, нагнетателя называется объем жидкости, подаваемой им в гидросистему в единицу времени, и обычно ее выражают в $\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{м}^3/\text{ч}$. Производительность нагнетателя измеряется расходомером, устанавливаемым в напорной линии испытуемого нагнетателя.

Под напором нагнетателя понимают удельную энергию E , приобретаемую единицей веса жидкости, проходящей через нагнетатель и израсходованную на преодоление статической (или геометрической) высоты подъема жидкости и сопротивлений движению жидкости во всасывающем и в напорном трубопроводах.

Напор измеряют высотой столба перекачиваемой жидкости (рис. 15).

1

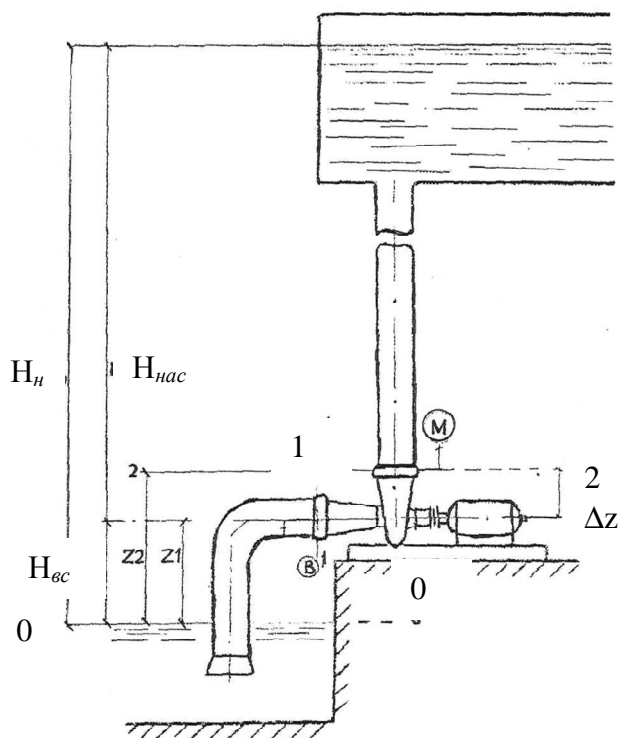


Рис. 15. Принципиальная схема работы центробежного насоса

Конструктивные разновидности нагнетателей. По конструктивным признакам нагнетатели классифицируются следующим образом:

1. Нагнетатели консольного типа (см. рис. 14). Основным признаком – посадка рабочего колеса на конце вала. Подвод нагнетателя – прямоосный конфузор 7 – выполнен в крышке нагнетателя. Отвод – спиральный. Осевое усилие уравнивается при помощи уплотнительного кольца 10 и разгрузочных отверстий 11.

Сальник снабжен гидравлическим затвором 18, жидкость к нему подводится через отверстие 19. Область параметров нагнетателя: $Q = 15 - 360 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 15 - 98 \text{ м вод. ст.}$; $\eta = 50 - 84 \%$ (0,50 – 0,84).

Консольные нагнетатели маркируются двумя цифрами и буквами перед ними: К – консольные нагнетатели для перемещения чистой воды и нефтепродуктов; П – песковые для перемещения взвесей твердых частиц (до 6 % концентрации); Ф – фекальные для перемещения загрязненных жидкостей, цифра в знаменателе указывает на подачу, $\text{м}^3/\text{ч}$, в числителе – напор, м. Например, К 8/18, ($Q = 8 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 18 \text{ м}$), Ф 51/58.

2. Одноступенчатые нагнетатели двустороннего всасывания (рис. 16). Двустороннее рабочее колесо в силу симметрии разгружено от осевого усилия. Подвод нагнетателя – полуспиральный. Разъем корпуса – продольный (горизонтальный), причем напорный и всасывающий трубопроводы подключены к нижней части 2 корпуса, что облегчает разборку нагнетателя. Для фиксации вала в осевом направлении пакет подшипников снабжен радиально-упорными шарикоподшипниками 19. Область параметров: $Q = 90 - 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 10 - 102 \text{ м вод. ст.}$; $\eta = 64 - 93 \%$.

Экспериментальные установки для испытания центробежных нагнетателей. Установки для испытания центробежных нагнетателей выполняются открытыми и закрытыми. Схема установки открытого типа приведена на рис. 17.

Нагнетатель 1 забирает воду из приемного резервуара 17 по всасывающему трубопроводу 3 и подает ее по напорному трубопроводу 4 в тот же резервуар. На входе всасывающего трубопровода установлен пятовой клапан 18, необходимый при заливке трубопровода перед пуском нагнетателя. На всасывающем трубопроводе расположены также задвижка 8, бак и вакуумметр 10, необходимые при кавитационных испытаниях нагнетателей. При нормальных испытаниях задвижка 8 должна быть полностью открыта. На напорном трубопроводе установлен манометр 9, расходомер 5 и регулировочная задвижка 7. К расходомеру подключен дифференциальный манометр 6. По показаниям манометра 9 и вакуумметра 10 определяют напор нагнетателя, а по расходомеру 5 – производительность нагнетателя, задвижкой 7 устанавливается режим работы нагнетателя. Нагнетатель приводится в движение балансирным электродвигателем 2. Частота его вращения определяется тахометром 12.

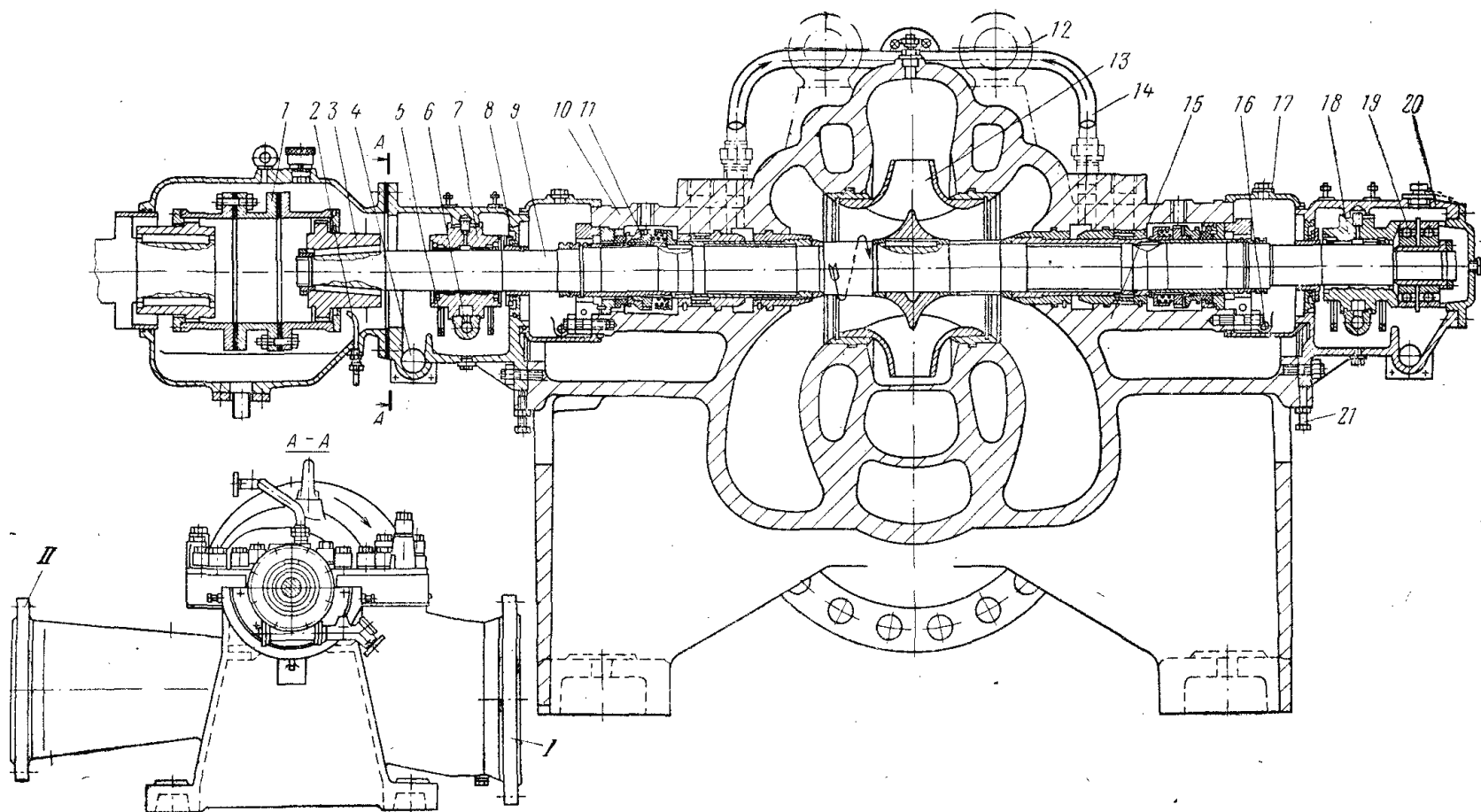


Рис. 16. Продольный разрез насоса 24НД-14х1:

Фланцы: I – входного, II – напорного патрубков;

1 – проставок, 2 – маслоподающая трубка, 3 – зубчатая муфта, 4 – маслоотводящая труба; 5 – кольца; 6 – маслоподводящая трубка, 7, 18 – подшипники скольжения, 8, 20 – корпуса подшипников, 11 – торцевое уплотнение, 13 – рабочее колесо, 14 – труба отвода перекачиваемой жидкости, 16 – труба отвода жидкости, 17 – камера, 19 – радиально-упорные шарикоподшипники, 21 – болты

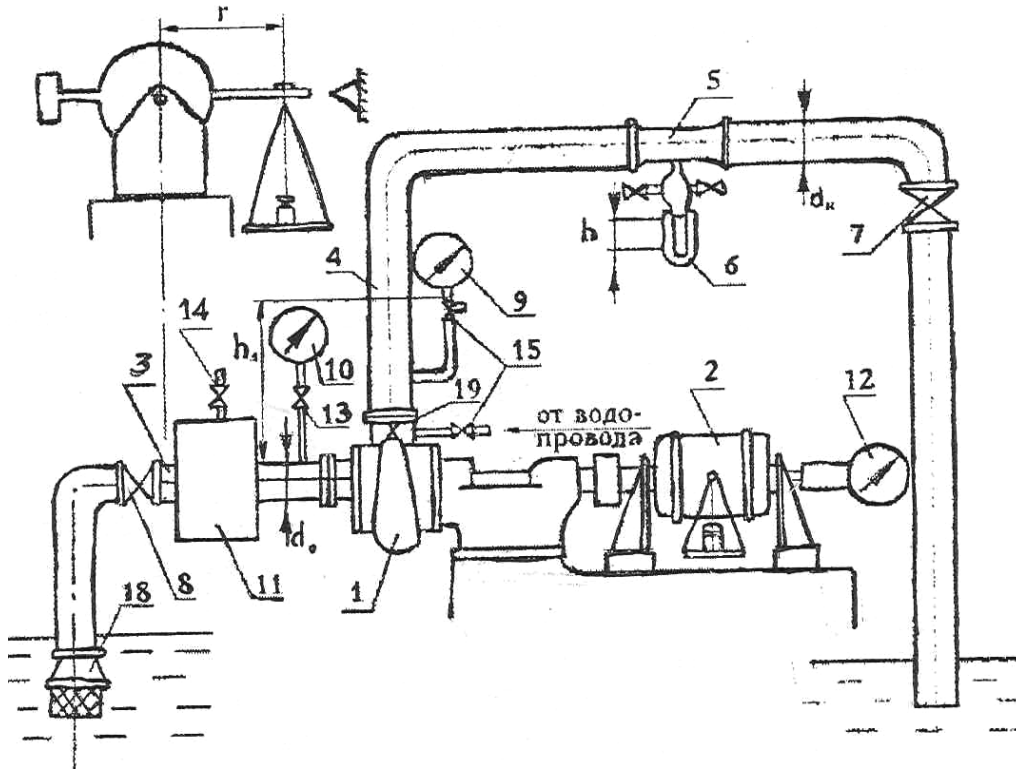


Рис. 17. Принципиальная схема экспериментальной установки открытого типа для испытания центробежного нагнетателя

Перед пуском нагнетатель и всасывающий трубопровод заполняются водой из водопровода через кран 15. При этом воздух удаляется через краны 14 и 19, установленные в верхних точках бачка 11 и нагнетателя 1.

На рис. 18 приведена схема закрытой испытательной установки. Нагнетатель 1 подключен к герметичному гидробаку 17. На всасывающем трубопроводе нагнетателя установлен манометр 10 (для нормальных испытаний нагнетателя) и вакуумметр (для кавитационных испытаний нагнетателя).

На напорном трубопроводе размещены манометр 9, расходомер 5 с дифференциальным манометром и регулировочная задвижка 6.

Мощность нагнетателя определяется при помощи балансирного электродвигателя 2, частота вращения которого измеряется тахометром 12.

Вакуум-насос 16 в этой установке служит для создания различных разрежений.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) цель работы;
- 2) схему центробежного нагнетателя;
- 3) вывод о преимуществах/недостатках конструкций центробежного насоса.

Различают объемную и массовую подачу насоса. Первая выражается в м³/с, вторая – кг/с.

Между объемной Q и массовой M подачами существует следующая зависимость:

$$Q=M/\rho,$$

где ρ – плотность жидкости.

На практике объемную подачу выражается в м³/сут, л/ч или л/с; массовую подачу – в кг/ч или т/ч.

Давление полное p , создаваемое в насосе, определяют как разность давлений в напорном p_H и входном p_B патрубках насоса, сложенную с давлением, соответствующим разности кинетической энергии в этих патрубках, и давлением, необходимым на преодоление вертикального расстояния между местами установки манометра и вакуумметра:

$$p = p_H - p_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2} \rho + (z_H - z_B) \rho g,$$

где v_H и v_B – средние скорости жидкости на выходе из насоса и на входе в него;
 $(z_H - z_B)$ – разность высот между местами измерения давлений;
 g – ускорение силы тяжести.

Прирост энергии подаваемой жидкости чаще всего выражают в линейных единицах, т.е. в единицах напора.

Под **напором нагнетателя** понимают удельную энергию E , приобретаемую единицей веса жидкости, проходящей через нагнетатель и израсходованную на преодоление статической (или геометрической) высоты подъема жидкости и сопротивлений движению жидкости во всасывающем и в напорном трубопроводах.

Напор измеряют высотой столба перекачиваемой жидкости.

Величина его определяется уравнением

$$H = E_H - E_B = \left(Z_H + \frac{P_H}{\gamma} + \frac{v_H^2}{2g} \right) - \left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{v_B^2}{2g} \right), \quad (53)$$

где $E_H, P_H, \frac{v_H^2}{2g}$ – соответственно удельная энергия, давление, отметка (ордината) и скоростной напор потока в нагнетательном трубопроводе, т.е. в сечении 2-2 (см. рис. 15), где подключен манометр;

$E_B, P_B, \frac{v_B^2}{2g}$ – то же, во всасывающем трубопроводе в сечении 1-1, где подключен вакуумметр;

γ – удельный вес жидкости;

g – ускорение силы тяжести (гравитационное ускорение).

Правая часть уравнения (53) является уравнением Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно произвольной плоскости сравнения 0-0. На практике чаще в качестве плоскости сравнения берется свободная поверхность жидкости 0-0 в питающем резервуаре, а вместо Z_H и $Z_{\text{в-лн}}$ и $h_{\text{в}}$ – высоты нагнетания и всасывания.

Уравнение (53) после преобразования можно записать в виде

$$H = h_{\text{вак}} + h_{\text{ман}} + \Delta Z + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \quad (54)$$

где $h_{\text{вак}}$ – показание вакуумметра, В;

$h_{\text{ман}}$ – показание манометра М;

ΔZ – вертикальное расстояние между точками подключения вакуумметра и манометра,

или

$$H = (Z_H - Z_B) + \frac{P_H - P_B}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}. \quad (55)$$

Манометрическим напором называют сумму первых двух членов соотношения (55) или напор, который определяется по показаниям приборов у всасывающего и напорного патрубков:

$$H_M = (Z_H - Z_B) + \frac{P_H - P_B}{\rho g}. \quad (56)$$

Следовательно, напор нагнетателя

$$H = H_M + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}. \quad (57)$$

т.е. напор нагнетателя равен манометрическому напору плюс разность скоростных напоров в нагнетательном и всасывающем патрубках нагнетателя.

В действующих нагнетательных установках манометрический напор определяется соотношением

$$H_m = K_M M + K_B B + \Delta Z, \quad (58)$$

где K_M и K_B – коэффициенты пересчета;

M и B – показания соответственно манометра и вакуумметра;

ΔZ – расстояние между напорами манометра и вакуумметра, м (ΔZ принимается со знаком «+», если манометр расположен выше вакуумметра, и со знаком «-» – если он расположен ниже вакуумметра).

Если манометр и вакуумметр имеют шкалу, градуированную в кг/см², то $K_M = K_g = 10$; если вакуумметр градуирован в мм рт. ст., то $K_g = 0,0136$; если же манометр градуирован в МПа, а вакуумметр в кПа, то $K_M = 100$, а $K_g = 0,1$.

В случае расположения оси нагнетателя ниже уровня жидкости в приемном резервуаре манометрический напор определяют по соотношению

$$H_M = K_M(M_1 - M_2), \quad (59)$$

где M_1 и M_2 – показания манометров соответственно на напорном и всасывающем патрубках нагнетателя. Разность скоростных напоров можно вычислить, пользуясь формулой

$$\frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} = \frac{1}{2g} \cdot \left[\left(\frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_H^2}{4}} \right)^2 - \left(\frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_B^2}{4}} \right)^2 \right] = 0,0827 \cdot \left(\frac{1}{d_H^4} - \frac{1}{d_B^4} \right) \cdot Q^2, \quad (60)$$

где Q – подача нагнетателя, м³/с;

d_H и d_B – диаметры напорного и всасывающего трубопроводов, м.

Напор, сообщаемый жидкости вихревым насосом, равен

$$H = \frac{(\rho_H - \rho_B)}{\gamma}.$$

Различают полную и полезную мощность нагнетателей.

Полезная мощность нагнетателя N_{II} – это мощность, сообщаемая нагнетателем подаваемой жидкости:

$$N_{II} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102}, \text{ кВт},$$

$$N_{II} = \frac{\gamma_{СИ} \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ кВт}, \quad (61)$$

где J и $J_{СИ}$ – удельный вес жидкости, кгс/м³ и Н/м³ соответственно;

Q – производительность нагнетателя, м³/с;

H – напор, м.

Соотношения между единицами мощности следующие:

1 Вт = 1 Дж/с; 1 л. с. = 736 Вт = 0,736 кВт.

Полезная мощность вихревого насоса может быть вычислена по формуле

$$N_{II} = (\rho_{II} - \rho_B) Q.$$

Полная мощность, или мощность электропривода нагнетателя N :

$$N = UI \sqrt{3}, \text{ кВт}, \quad (62)$$

где U – напряжение, В;

I – ток, А;

Коэффициент нагнетателя можно определить по формуле

$$\eta = \frac{N_{II}}{N}, \quad (63)$$

где N_{II} – полезная мощность нагнетателя:

N – мощность нагнетателя, определяемая мощностью установленного электродвигателя, которым нагнетатель приводится в действие.

Описание лабораторной установки

На рис. 19 представлена схема лабораторной установки для испытания центробежных нагнетателей, у которых ось нагнетания находится ниже уровня жидкости в приемном резервуаре.

В состав установки входят испытуемые нагнетатели Н1 (центробежный) и Н2 (центробежный); бак для жидкости (воды); для измерения расхода жидкости используются расходомеры Р1 и Р2; вентили В1 и В2; краны К1...К19; для измерения давления используются манометры М1...М11.

Насосы следует эксплуатировать при максимальном значении кпд, т.е. при оптимальном режиме с соответствующими значениями объемной подачи Q и напора H . Режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели, называют номинальным. Однако на практике насосы работают и на других режимах, при иных значениях Q и H . Поэтому возникает необходимость определения зависимости напора, подводимой мощности и кпд от подачи.

Графическую зависимость основных технических показателей насоса от подачи при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос называют **характеристикой насоса** (рис. 20). Установить теоретическим путем характер изменения этих величин с необходимой для практики точностью весьма сложно, т.к. многие факторы пока не поддаются точному определению. Необходимые зависимости получают опытным путем в результате испытаний насосов при постоянной частоте вращения и дросселировании потока на нагнетании.

При построении характеристики насоса подачу откладывают по оси абсцисс, а напор, потребляемую мощность N_{az} и кпд – на отдельных масштабных шкалах по оси ординат. Для построения характеристики $H-Q$ принимают полный напор, который иногда называют дифференциальным или манометрическим.

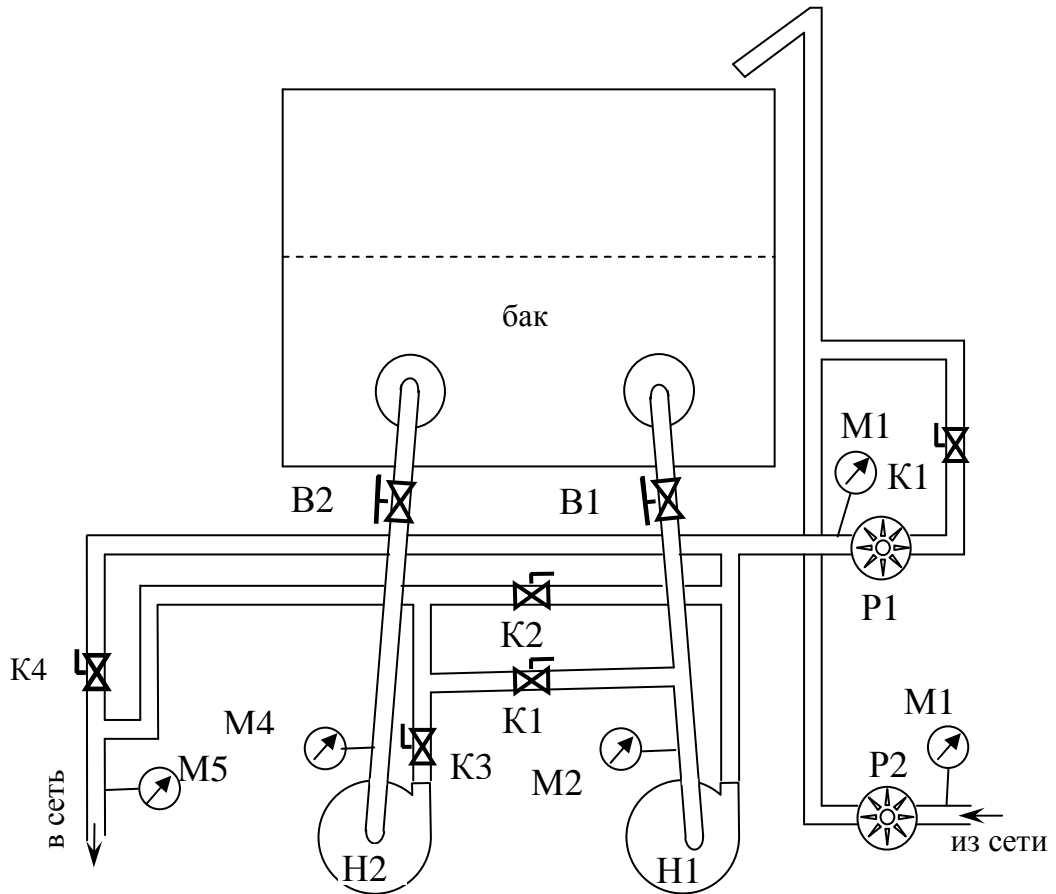


Рис. 19. Схема установки для испытаний нагнетателей

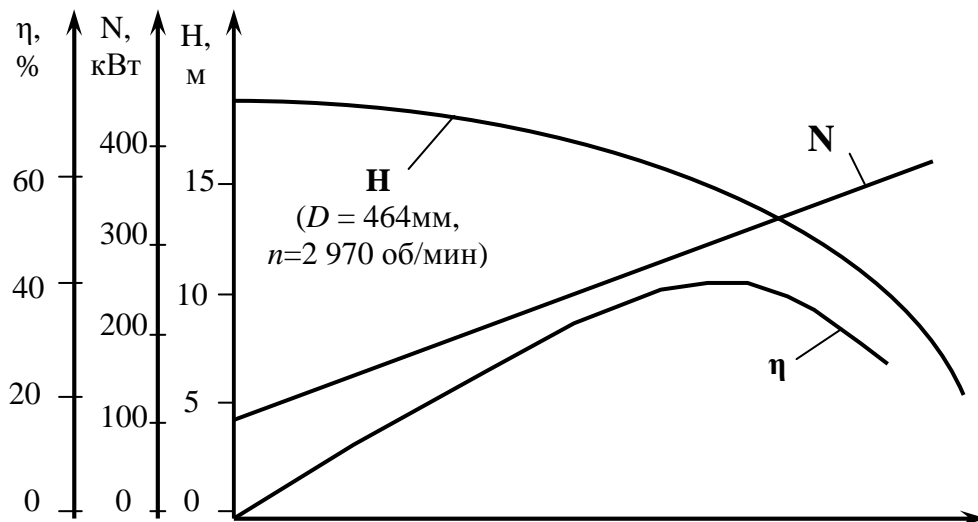


Рис. 20. Характеристика центробежного насоса

Порядок проведения работы для испытания центробежного нагнетателя

1. Вентили В1 и В2 открыть полностью. Открыть кран К19 (кран открыт, если рукоятка крана находится параллельно оси крана). Остальные краны должны находиться в закрытом положении.

1. Включить электродвигатель испытуемого нагнетателя.

2. Дать поработать нагнетателю некоторое время на максимальной подаче с целью удаления из системы воздуха и прогрева подшипников.

3. Определить максимальную подачу нагнетателя по показаниям расходомера Р1.

4. Снять показания манометров М1 и М2.

5. Краном К19 установить меньшую подачу нагнетателя и вновь снять показания приборов.

6. Записать в протокол испытаний нагнетателя показания приборов.

7. Повторить пункты 5 и 6 до установления нулевой подачи (не забывайте, что длительная работа при нулевой подаче неблагоприятна для насоса).

8. Полностью открыв кран К19, дать поработать нагнетателю некоторое время на максимальной подаче.

9. Отключить электродвигатель, закрыть вентили В1 и В2 и кран К19.

Обработка полученных экспериментальных данных

1. Перевести показания всех приборов к одной системе измерения.

2. Используя расчетные формулы (5 – 11), определить H_M , H , N_n , КПД (η) испытуемого нагнетателя.

3. По расчетным данным построить на миллиметровой бумаге графические зависимости $H = f(Q)$, $N_n = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

1) номер и название работы;

2) цель работы;

3) основные расчетные формулы;

4) протокол испытаний, пример расчета параметров;

5) графики, построенные на миллиметровой бумаге;

6) вывод о полученных результатах.

3.3. Задания к практическим занятиям

Условием надежной эксплуатации насосных агрегатов является отсутствие кавитации на различных режимах его работы. С этой целью нор-

мальные условия работы насосного оборудования обеспечивается созданием на входе в насос избытка удельной энергии жидкости над давлением ее насыщенных паров.

Явление кавитации заключается в образовании в жидкости парогазовых пузырьков в тех участках потока, где местное давление, понижаясь, достигает критического значения. В качестве критического давления, при котором возникает кавитация, обычно принимают давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре. Падение давления ниже давления, соответствующего температуре парообразования, приводит к различной степени перегрева жидкости в зависимости от ее температуры и физических свойств. Перегрев высвобождает необходимое для парообразования тепло.

Понижение местного давления ниже давления, соответствующего началу кавитации в проточной части центробежного насоса, может происходить в результате добавочных потерь на входном участке насоса, увеличения скорости жидкости вследствие увеличения числа оборотов, отрыва или сжатия потока.

Часть объема, подаваемого насосом, становится заполненной парами жидкости, в результате чего происходит падение напора, уменьшение расхода перекачиваемой жидкости, снижение кпд, увеличение вибраций и шума. Кроме того, при попадании образовавшейся при кавитации двухфазной жидкости в область повышенного давления происходит конденсация и заполнение парогазовых объемов жидкостью с большой скоростью, что приводит к явлению местного гидравлического удара.

Совокупность местных гидравлических ударов в момент завершения конденсации паровых объемов, находящихся на поверхности твердого тела, приводит к эрозионному разрушению металла.

Нормальные условия работы центробежных насосов могут быть обеспечены созданием на входе в насос избытка удельной энергии над давлением насыщенных паров подаваемой жидкости (подпорные насосы, использование особенностей рельефа местности, заглубление).

Пример 1

Q - H характеристика насоса НМ 1250-260 с диаметром рабочего колеса 440 мм имеет вид: $H = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2$, а другой насос той же марки, но с диаметром рабочего колеса 465 мм: $H = 374 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2$. Какую характеристику будет иметь система этих двух насосов, соединенных последовательно? параллельно?

Решение:

Для последовательного соединения насосов:

$$H = (331 + 374) - 2 \cdot 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2 = 705 - 0,902 \cdot 10^{-4} Q^2.$$

Для параллельного соединения насосов:

$$\sqrt{\frac{(331 - H)}{0,451 \cdot 10^{-4}}} + \sqrt{\frac{(374 - H)}{0,451 \cdot 10^{-4}}} = Q \Rightarrow \sqrt{331 - H} + \sqrt{374 - H} = 6,71 \cdot 10^{-3} Q,$$

где $H < 331$ м.

Если $H = 331$, то

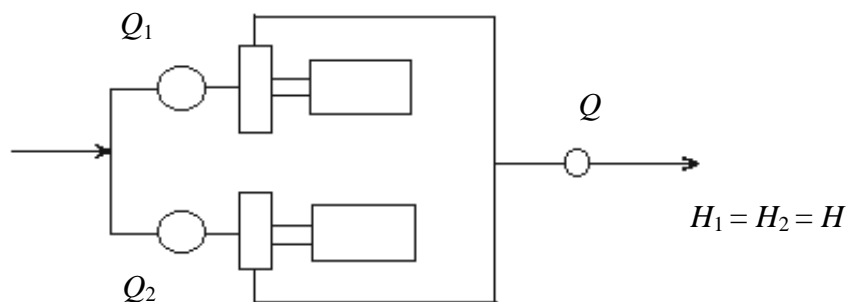
$$\sqrt{374 - 331} = 6,71 \cdot 10^{-3} Q,$$

откуда находим, что $Q = 977$ м³/ч.

Если $H = 300$, то

$$\sqrt{374 - 300} + \sqrt{374 - 300} = 6,71 \cdot 10^{-3} Q,$$

откуда находим, что $Q = 2116$ м³/ч.



Пример 2

$(Q-H)$ -характеристика насоса НМ 1250-260 с диаметром рабочего колеса 465 мм имеет вид: $H = 369,7 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2$ (H , м; Q , м³/ч). Какую характеристику будет иметь тот же насос, если его рабочее колесо обточить до 440 мм?

Решение:

$$H = \left(\frac{440}{465} \right)^2 \cdot 369,7 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2 = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2.$$

Пример 3

$(Q-H)$ -характеристика насоса НМ 1250-260 диаметром рабочего колеса 465 мм имеет вид: $H = 369,7 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2$. На сколько миллиметров

нужно обточить рабочее колесо насоса, чтобы при той же подаче насос развивал напор на 40 м меньше?

Решение:

$$369,7 \left(\frac{D_1}{465} \right)^2 = 329,7.$$

Из уравнения находим, что $D_1 = 439$ мм, т.е. нужна обточка на 26 мм.

Пример 4

$(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса имеет вид $H = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2$; (H , м; Q , м³/ч). Перекачка ведется с расходом $Q = 1\,000$ м³/ч. Какой перепуск нефти через насос убрать, чтобы при той же подаче снизить дифференциальный напор насоса на 15 м?

Решение:

Определим дифференциальный напор, развиваемый насосом с исходной характеристикой:

$$H = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} Q^2 = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} 1000^2 = 285,9 \text{ м.}$$

$$331 - 0,451 \cdot 10^{-4} (1000 + q_{II})^2 = 286,9 - 15.$$

Находим, что $q_{II} = 154,4$ м³/ч.

Задачи

1. $(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса НМ360-460 имеет вид: $H = 540 - 0,617 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2$. Какую характеристику будет иметь система двух таких насосов, соединенных последовательно?

2. $(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса НМ360-460 имеет вид: $H = 540 - 0,617 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2$. Какую характеристику будет иметь система двух таких насосов, соединенных параллельно?

3. $(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса с диаметром $D_0 = 490$ мм имеет вид: $H = 545,6 - 0,617 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2$. При расходе 350 м³/ч насос развивает напор 470 м, что на 70 м больше, чем требуется для перекачки нефтепродукта по участку трубопровода. На сколько нужно обточить рабочее колесо насоса, чтобы при указанном расходе напор составлял 400 м?

4. $(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса при частоте вращения вала ротора $n_0 = 2\,500$ об/мин имеет вид: $H = 545,6 - 0,617 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2$. При расходе 350 м³/ч насос развивает напор 470 м, что на 70 м больше,

чем требуется для перекачки нефтепродукта по участку трубопровода. На сколько нужно изменить частоту вращения вала ротора насоса, чтобы при указанном расходе напор составлял 510 м?

5. $(Q-H)$ -характеристика центробежного насоса НМ1250-260 при частоте вращения вала ротора $n_0 = 3\ 000$ об/мин имеет вид $H = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$. Какую характеристику будет иметь тот же насос, если частоту вращения вала его ротора снизить до 2 800 об/мин?

6. $(Q-H)$ характеристика центробежного насоса НМ1250-260 при частоте вращения вала ротора $n_0 = 3\ 000$ об/мин имеет вид $H = 331 - 0,451 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$. На сколько нужно увеличить число оборотов вала насоса, чтобы при той же подаче повысить развиваемый напор на 40 м?

7. Определить мощность на валу центробежного насоса НМ3600-230 при перекачке нефти ($\rho = 800$ кг/м³) с расходом $Q = 1\ 800$ м³/ч, если известны его напорная характеристика $H = 273 - 0,125 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$ и коэффициент полезного действия $\eta = 0,83$.

8. Напорная характеристика центробежного насоса НМ 1250-260 имеет вид $H = 295 - 0,363 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$. Определить потребляемую насосом мощность при перекачке дизельного топлива ($\rho = 840$ кг/м³) с расходом $Q = 900$ м³/ч, если коэффициенты полезного действия насоса и привода равны соответственно 0,82 и 0,95.

9. Два центробежных насоса серии НМ, один с характеристикой $H = 273 - 0,125 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$ и другой – с характеристикой $H = 251 - 0,812 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$, соединенные последовательно, перекачивают нефть с расходом $Q = 1\ 800$ м³/ч. При этом коэффициент полезного действия первого насоса $\eta = 0,78$, а второго – $\eta = 0,83$. Определить коэффициент полезного действия системы этих двух насосов.

10. Два центробежных насоса серии НМ, один с характеристикой $H = 245 - 0,16 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$ и другой – с характеристикой $H = 295 - 0,363 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2$, соединенные параллельно, перекачивают нефть с расходом $Q = 1\ 800$ м³/ч. При этом коэффициент полезного действия первого насоса $\eta = 0,72$, а второго – $\eta = 0,80$. Определить коэффициент полезного действия системы этих двух насосов.

3.4. Вопросы к контрольной работе

1. Почему насосы с напором 550 м и больше не допускают последовательной работы?
2. В каких случаях запрещается запускать насосные агрегаты?

3. В каких случаях должна быть осуществлена аварийная остановка насосного агрегата?
4. Перечислите основные параметры, которыми характеризуется работа центробежного агрегата.
5. Какие характеристики насосов называются стабильными, нестабильными?
6. Запишите уравнение напорной характеристики центробежных насосов.
7. Постройте характеристику совместной работы двух последовательно и параллельно обвязанных насосов.
8. В каких случаях необходимо пересчитывать характеристику насосов?
9. Назовите способы изменения характеристик центробежных насосов.
10. Дайте описание основного элемента центробежного нагнетателя.
11. Назовите конструкции нагнетателей. Маркировка нагнетателей.
12. Что необходимо обеспечить при монтаже насосных агрегатов?
13. В каких состояниях могут находиться подпорные и магистральные насосы?
14. В каких случаях обязательны определение и оценка допустимого кавитационного запаса?
15. Что такое кавитация?
16. Запишите уравнение для определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса.
17. Что такое поле Q - H насоса?
18. Запишите уравнение совместной работы двух последовательно, параллельно работающих насосов.
19. Запишите уравнение для определения Q , H , N при изменении диаметра рабочего колеса.
20. Каким образом определяется коэффициент пересчета K_Q , K_H , K_η ?
21. Запишите уравнение Эйлера для работы лопастного насоса.
22. Назовите преимущества торцевых уплотнений перед сальниковыми.
23. Изобразите графически принципиальную схему нагнетателя.
24. Назовите программы пуска насосного агрегата. Дайте анализ каждой из программ.
25. Что является критерием удовлетворительной работы торцевых уплотнений?
26. Как определяется допустимый кавитационный запас центробежных подпорных насосов при работе на нефти?

27. Почему параметры работы насосов получают из экспериментальных характеристик?

28. Запишите уравнение для определения рабочей зоны характеристики $Q-\eta$.

29. Как можно определить величины коэффициентов a и b , K_1 и K_2 при наличии характеристик насоса $Q-H$, $Q-\eta$?

30. Запишите уравнение для определения КПД насосной станции, имеющей n параллельно, последовательно работающих разнотипных насосов.

31. Проведите анализ различных способов изменения насосных характеристик по их эффективности.

32. Запишите уравнение для определения H_H , Q_H , η_H при изменении вязкости жидкости в случае $Re < Re_{п}$.

33. Задача.

Литература

1. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: ОАО «Гипротрубопровод», 2002.

2. Мустафин, Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов / Ф.М. Мустафин, Н.Н. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов. – Уфа: Монография, 2002.

3. Гумеров, А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. – М.: Недра, 2001.

Модуль 4

РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ В СЕТИ

Введение

Сетью называют систему трубопроводов и отдельных агрегатов, присоединенных к нагнетателю. Различают сети простые, состоящие из одного или нескольких последовательно соединенных участков, и сложные (разветвленные), соединение отдельных участков в которых может быть параллельным.

Каждая сеть характеризуется потерями давления, которые можно разделить на внутренние (потери на трение и в местных сопротивлениях) и внешние (потери в выходном сечении сети). Сумма внутренних и внешних потерь давления в сети определяет **полное гидравлическое сопротивление** сети.

Потери давления на трение, обусловленные вязкостью жидкости, возникают в результате обмена количеством движения, который происходит между частицами соседних слоев жидкости, движущихся с разными скоростями. Эти потери определяют для отдельных участков по формуле Дарси – Вейсбаха.

Потери давления в местных сопротивлениях, также обусловленные существованием вязкости жидкости, возникают при изменении скорости или направления течения потока.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	2	3	4	5
1	Определение потерь напора в трубопроводе. Коэффициент гидравлического сопротивления. Упрощенная формула Л.С. Лейбензона. Гидравлический уклон в магистральных и на участках с лупингами и вставками	Изучение нового материала	Лекция	4
2	Эквивалентные нефтепроводы. Определение рабочих режимов насосов при работе на трубопровод	Изучение нового материала	Лекция	2

Окончание табл.

1	2	3	4	5
3	Определение рабочей точки центробежного насоса	Изучение нового материала	Лабораторное занятие	2
4	Последовательная работа нагнетателей	Изучение нового материала	Лабораторное занятие	2
5	Параллельная работа нагнетателей	Изучение нового материала	Лабораторное занятие	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Определение потерь напора в трубопроводе

Целью проектного гидравлического расчета любого трубопровода является определение потерь энергии (давления, напора) при реализации проектного режима перекачки и определения необходимого количества насосных станций.

$$h_1 = \lambda \frac{LW^2}{D2g}, \quad (1)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 L, D – длина и внутренний диаметр трубопровода соответственно;
 W – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе.
Поскольку

$$W = \frac{4Q}{\Pi D_{вн}^2}, \quad (2)$$

то формулу (1) можно представить в следующем виде:

$$h_i = \lambda \frac{8Q^2}{\Pi^2 g D_{вн}^5} L. \quad (3)$$

В трубопроводах часть напора, созданного насосами, теряется в местных сопротивлениях. Для одиночного местного сопротивления потеря напора может быть определена по формуле

$$h_{мс} = \xi \frac{W^2}{2g}, \quad (4)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, который зависит от его конструктивных особенностей и режима движения жидкости.

Особенностью определения потерь напора в местных сопротивлениях магистральных трубопроводов является то, что они не определяются формулой (4), а принимаются равными от 1 до 2 % от потерь напора на трение:

$$h_{mc} = (0,01 - 0,02)h_l. \quad (5)$$

При перекачке жидкости по трубопроводам необходимо также учитывать рельеф местности.

Таким образом, напор, созданный насосами, расходуется на компенсацию потерь напора на трение h_l , в местных сопротивлениях h_{mc} , на компенсацию потерь энергии при изменении положения жидкости при движении по рельефному трубопроводу (на компенсацию напора столба жидкости, который соответствует разнице геодезических отметок конца и начала трубопровода Δz) и на создание избыточного напора в конце трубопровода h_k , который необходим для преодоления давления столба жидкости в резервуарах и компенсации потерь напора в коммуникациях конечного пункта

$$H_{cem} = h_l + h_{mc} + \Delta z + h_k. \quad (6)$$

Из выражения (5)

$$H_{cem} = (1,01 - 1,02)h_l + \Delta z + h_k, \quad (7)$$

или

$$H_{cem} = (1,01 - 1,02)\lambda \frac{LW^2}{D^2g} + \Delta z + h_k. \quad (8)$$

1.2. Коэффициент гидравлического сопротивления

Значение коэффициента гидравлического сопротивления зависит от режима движения жидкости, который характеризуется числом Рейнольдса и состоянием внутренней поверхности труб, которая, в свою очередь, характеризуется гидравлической шероховатостью:

$$\lambda = f(\text{Re}, \varepsilon),$$

где Re – число Рейнольдса,

ε – относительная шероховатость внутренней поверхности труб.

Известно, что число Рейнольдса можно определить по уравнению

$$\text{Re} = \frac{WD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D\nu}, \quad (9)$$

$$\varepsilon = \frac{2k_e}{D}, \quad (10)$$

где k_e – абсолютная эквивалентная шероховатость труб.

Рассмотрим ряд чисел Рейнольдса, от которого зависит режим движения жидкости и зона гидравлического трения при турбулентном режиме.

Для ламинарного режима ($Re < Re_{кр} = 2320$) коэффициент гидравлического сопротивления зависит только от числа Рейнольдса и определяется формулой Стокса:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (11)$$

При турбулентном режиме выделяют три зоны гидравлического трения:

1. Зона гидравлически гладких труб ($Re_{кр} < Re < Re_1$, где Re_1 – первое переходное число Рейнольдса):

$$Re_1 = \frac{59,5}{\varepsilon^{\frac{8}{7}}} = 59,5 \left[\frac{D}{2k_e} \right]^{\frac{8}{7}}. \quad (12)$$

В зоне турбулентного режима коэффициент гидравлического сопротивления зависит только от числа Рейнольдса и может быть найден при помощи формулы Блазеуса при выполнении следующих условий:

$$Re_1 < 10^5 \text{ и } Re_{кр} < Re < Re_1 \text{ или } Re_1 > 10^5 \text{ и } Re_{кр} < Re < 10^5$$

$$\lambda = \frac{0,3264}{Re^{0,25}}, \quad (13)$$

или при помощи формулы Корнакова при выполнении условий:

$$Re_1 > 10^5 \text{ и } 10^5 < Re < Re_1$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,81g Re - 1,5)^2}. \quad (14)$$

Из-за широкого применения формулы Блазеуса для определения коэффициента гидравлического сопротивления зону гидравлически гладких труб называют зоной Блазеуса.

2. Зона смешанного закона трения, или переходная зона от гладкостенного трения до зоны гидравлически шероховатых труб ($Re_1 < Re < Re_2$, где Re_2 – второе переходное число Рейнольдса):

$$Re_2 = \frac{665 - 765 \lg \varepsilon}{\varepsilon} \approx 19 Re_1. \quad (15)$$

В этой зоне коэффициент гидравлического сопротивления зависит от числа Рейнольдса и шероховатости труб. Для другого определения предложены десятки эмпирических формул. В советской практике для расчета трубопроводов широко использовалась формула Кольбука – Уайта:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{7,4} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right]. \quad (16)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления с помощью этой формулы определяется методом последовательных приближений. Другие формулы, которые обеспечивают практически такую же точность, для этой зоны приведены в табл. 1.

Таблица 1

Выбор формул для определения коэффициента гидравлического сопротивления

Ламинарный режим	Турбулентный режим		
	Зона гидравлически гладких труб (зона Блазеуса)	Зона смешанного трения (переходная зона)	Зона гидравлически шероховатых труб (квадратичная зона)
$\lambda = f(Re)$	$\lambda = f(Re)$	$\lambda = f(Re, \Delta)$	$\lambda = f(\Delta)$
$\lambda = \frac{64}{Re}$	$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ $\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{7,4} + \frac{2,52}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$ $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \left[\frac{7}{Re} + \frac{\varepsilon}{20} \right]$ $\lambda = 0,11 \left[\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{D} \right]^{0,25}$ $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{7,4} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]$	$\lambda = 0,11 \left[\frac{k_e}{D} \right]^{0,25}$ $\frac{1}{\lambda} = 1,74 - 2 \lg \varepsilon$

3. Зона гидравлически шероховатых труб или квадратичная зона ($Re > Re_2$). В этой зоне коэффициент гидравлического сопротивления зависит только от шероховатости труб и может, найден с помощью формул:

– Шифренсона

$$\lambda = 0,11 \left[\frac{k_e}{D} \right]^{0,25}; \quad (17)$$

– Никурадзе

$$\frac{1}{\lambda} = 1,74 - 2 \lg \varepsilon. \quad (18)$$

Ламинарный режим при перекачке нефти и нефтепродуктов по трубопроводам встречается очень редко. При таком режиме может происходить перекачка только высоковязкой нефти и нефтепродуктов (парафинистой нефти, мазута).

Турбулентный режим в зоне гидравлически гладких труб встречается при перекачке нефти средней вязкости и различных светлых нефтепродуктов.

Смешанный режим – при перекачке маловязкой нефти и светлых нефтепродуктов малой вязкости (бензин, газ, дизельное топливо).

Квадратичный закон трения при перекачке нефти и нефтепродуктов практически не встречается, но характерен для течения воды в водопроводных трубах.

1.3. Упрощенная формула Л.С. Лейбензона

Ряд формул для определения коэффициента гидравлического сопротивления в трубопроводах при различных режимах движения жидкости можно описать упрощенной математической моделью Лейбензона:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^m}, \quad (19)$$

где A и m – коэффициенты модели, которые зависят от режима движения жидкости в трубопроводе.

Учитывая, что

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi Dv},$$
$$\lambda = A \left[\frac{\pi Dv}{4Q} \right]^m. \quad (20)$$

Подставив выражение (20) и формулу для скорости (2) в уравнение Дарси – Вейсбаха (1), получим упрощенную формулу Лейбензона для определения потерь напора на трение в трубопроводе:

$$h_\tau = \beta \frac{Q^{2-m} v^m}{D^{5-m}} L, \quad (21)$$

где β – постоянный коэффициент для определенного режима движения или зоны турбулентного режима комплекс величин:

$$\beta = \frac{8A}{4^m \pi^{2-m} g}. \quad (22)$$

Рассмотрим, чему равны значения коэффициентов m и β при разных режимах и в разных зонах трения:

– для ламинарного режима течения:

$$m = 1$$

$$\beta = \frac{8 \cdot 64}{4\pi g} = \frac{128}{\pi g} = 4,15 \left(\frac{c^2}{M^5} \right);$$

– для турбулентного режима в зоне Блазеуса:

$$m = 0,25$$

$$\beta = \frac{8 \cdot 0,3164}{4^{0,25} \pi^{1,75} g} = \frac{0,241}{g} = 0,0246 \left(\frac{c^2}{M^5} \right)$$

– для турбулентного режима в квадратичной зоне:

$$m = 0$$

$$\beta = \frac{8 \cdot \lambda}{4^0 \pi^2 g} = 0,0862 \left(\frac{c^2}{M^5} \right)$$

Формула Лейбензона не может быть усреднена, записана при турбулентном режиме в зоне смешанного трения, поскольку показатель режима движения m в этой зоне – переменная величина. Это существенный недостаток, т.к. зона смешанного трения охватывает широкий интервал чисел Рейнольдса, при которых часто осуществляется перекачка маловязкой нефти и светлых нефтепродуктов. Однако погрешность в точности расчетов с помощью упрощенной формулы может быть устранена следующим образом.

Обозначим на графике $\lg \lambda = f(\lg Re)$ (рис. 1) цифрой 1 точку на прямой Блазеуса, где $Re = Re_1$, и цифрой 2 точку на прямой Шифренсона, где $Re = Re_2$ (границы зоны смешанного трения).

Подставив первое переходное число Рейнольдса Re_1 в формулу Блазеуса, а второе Re_2 в формулу Шифренсона, найдем $\lg \lambda_1$ и $\lg \lambda_2$ – ординаты точек 1 и 2. Теперь проведем через точки 1 и 2 прямую. Тогда уравнение принимает вид:

$$\lg \lambda = 0,127 \lg \left(\frac{2k_e}{D} \right) - 0,627 - 0,1231 \lg Re. \quad (23)$$

Если принять

$$A = 10^{0,127 \lg(2k_e/D) - 0,627}, \quad (24)$$

тогда

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^{0,123}}. \quad (25)$$

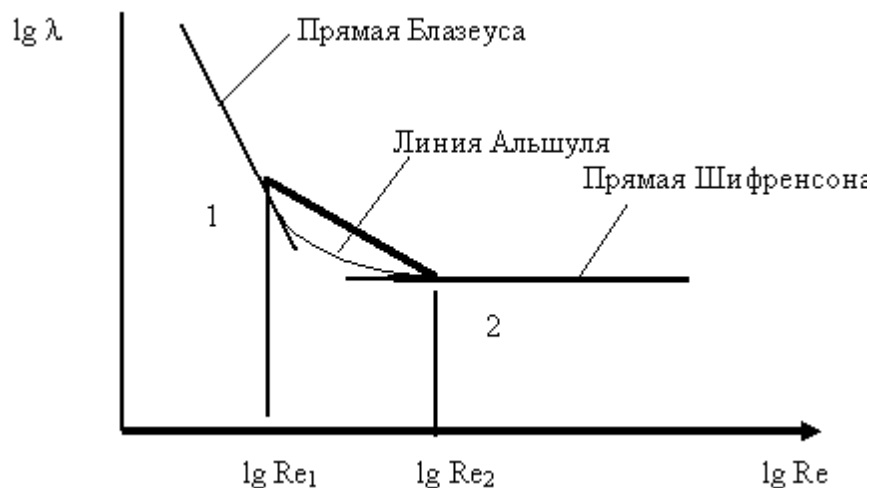


Рис. 1. График зависимости $\lg \lambda = f(\lg \text{Re})$

Очевидно, замена кривой $\lg \lambda = f(\lg \text{Re})$ на прямую 1-2 равносильна замене формулы Альшуля формулой (27) $m = 0,123$, коэффициент β будет зависеть от k_e/D и определяться формулой

$$\beta = \frac{8A}{4^m \Pi^{2-m} g} = 0,0802 \cdot 10^{0,127 \lg(2k_e/D) - 0,627}. \quad (26)$$

1.4. Гидравлический уклон в магистральных и на участках с лупингами и вставками

Гидравлическим уклоном i называются потери напора на трение, отнесенные к единице длины трубопровода, другими словами, это тангенс угла наклона линии падения напора.

Исходя из формулы Дарси – Вейсбаха,

$$i = \lambda \frac{1}{D} \frac{W^2}{2g}, \quad (27)$$

а из формулы Лейбензона

$$i = \beta \frac{Q^{2-m} v^m}{D^{5-m}}. \quad (28)$$

Лупингом называется участок трубопровода, который прокладывается параллельно основной магистрали с целью уменьшения гидравлического сопротивления, что приводит к увеличению пропускной способности нефтепровода. Схема трубопровода с лупингом изображена на рис. 2.

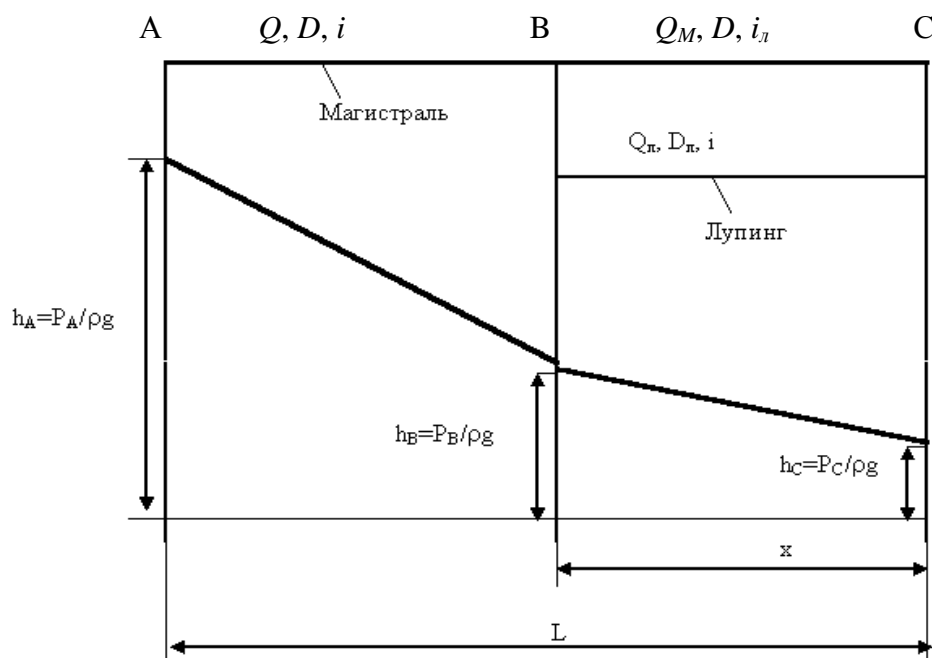


Рис. 2. Гидравлический уклон магистрали на лупингах

Найдем соотношение между гидравлическим уклоном лупинга i_L и магистрали i , учитывая, что режим движения на обоих участках одинаковый.

Для магистрали на участке АВ (однотиткового участка)

$$i = \beta \frac{Q^{2-m} V^m}{D^{5-m}}. \quad (29)$$

Для участка ВС (двойного участка)

$$i_L = \beta \frac{Q_M^{2-m} V^m}{D^{5-m}}. \quad (30)$$

Суммарный объем жидкости на двойном участке

$$Q = Q_M + Q_L, \quad (31)$$

где Q_M, Q_L – объем жидкости в магистрали и лупинге соответственно.

Разделим выражение (29) на (30) и с учетом (31) получим

$$\frac{i}{i_L} = \left(\frac{Q}{Q_M} \right)^{2-m} = \left(1 + \frac{Q_L}{Q_M} \right)^{2-m}. \quad (32)$$

Распределение потерь на двойном участке зависит от соотношения диаметров магистрали и лупинга

$$i_{Л} = \beta \frac{Q_{Л}^{2-m}}{D_{Л}^{5-m}} = \beta \frac{Q_M^{2-m} v^m}{D^{5-m}}, \quad (33)$$

получим

$$\frac{Q_{Л}}{Q_M} = \left(\frac{D_{Л}}{D} \right)^{\frac{5-m}{2-m}}, \quad (34)$$

Выражение (32) с учетом (34) будет иметь вид

$$\frac{i}{i_{Л}} = \left[1 + \left(\frac{D_{Л}}{D} \right)^{\frac{5-m}{2-m}} \right]^{2-m}. \quad (35)$$

Обозначим комплекс величин, которые зависят от соотношения диаметров участков и режима движения:

$$\omega = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{D_{Л}}{D} \right)^{\frac{5-m}{2-m}} \right]^{2-m}}. \quad (36)$$

Подставив (36) в уравнение (35), получим

$$i_{Л} = i\omega. \quad (37)$$

Когда диаметр лупинга равен диаметру магистрали, т.е. $D_{Л} = D$, тогда

$$\omega = \frac{1}{2^{2-m}}. \quad (38)$$

Выражение (38) принимает значение:

- при ламинарном режиме $m = 1$ $\omega = 0,5$;
- при турбулентном режиме в зоне Блазуса $m = 0,25$ $\omega = 0,297$;
- при турбулентном режиме в зоне смешанного трения $m = 0,123$ $\omega = 0,272$;
- при турбулентном режиме в квадратичной зоне $m = 0$ $\omega = 0,25$.

Из анализа вышесказанного, видно, что на участке трубопровода с лупингом гидравлический уклон меньше, чем на основной магистрали.

Для построения линии гидравлического уклона в характерных точках трубопровода (точки подключения лупингов, изменения диаметра) откладываем вверх от условной горизонтали напоры (см. рис. 2).

$$h_A = \frac{P_A}{\rho g}, h_B = \frac{P_B}{\rho g}, h_C = \frac{P_C}{\rho g}. \quad (39)$$

где P_A, P_B, P_C – давление в точках А, В, С.

Концы полученных отрезков h_A, h_B, h_C соединяем прямой линией.

Вставками называются участки трубопроводов другого диаметра, соединенные сваркой в одну нитку с основной магистралью. Схема трубопровода с вставкой большего диаметра изображена на рис. 3.

Найдем соотношения гидравлическими уклонами вставки i_B и магистрали i при одинаковых режимах движения в них.

Для основной магистрали (участок АВ)

$$i = \beta \frac{Q^{2-m} V^m}{D^{5-m}}. \quad (40)$$

Для участка с вставкой ВС

$$i_B = \beta \frac{Q_M^{2-m} v^m}{D_B^{5-m}}. \quad (41)$$

Разделив (41) на (40) получим:

$$\frac{i_B}{i} = \left(\frac{D}{D_B} \right)^{5-m} = \Omega \quad (42)$$

или

$$i_B = \Omega i. \quad (43)$$

Если диаметр вставки больше диаметра магистрали $D_B > D$, то параметр $\Omega < 1$ и гидравлический наклон на участке вставки меньше гидравлического наклона магистрали $i_B < i$; при использовании вставки меньшего диаметра $D_B < D$ параметр $\Omega > 1$ и гидравлический уклон системы возрастает $i_B > i$. Линия гидравлического уклона для трубопровода с вставкой изображена на рис. 3.

Общее гидравлическое сопротивление трубопровода сложной структуры определяется этим способом. Потери напора на трение для трубопровода с лупингами слаживаются на одно- и двунитковых участках

$$h_l = h_{AB} + h_{BC} = i(L - x) + i_l x = i(L - x) + i\omega x$$

или

$$h_l = i[L - x(1 - \omega)], \quad (44)$$

где L – длина трубопровода;
 x – длина лупинга.

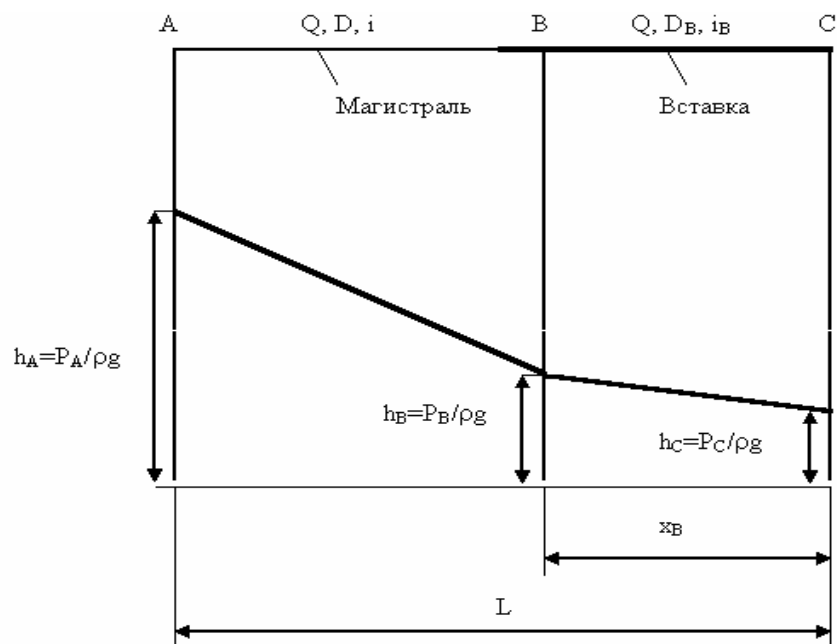


Рис. 3. Гидравлический уклон магистрали и вставки

Аналогично для трубопровода с вставкой

$$h_l = i[L - x_B(1 - \Omega)], \quad (45)$$

где x_B – длина вставки.

1.5. Эквивалентные трубопроводы

Современные трубопроводные системы имеют сложную структуру, т.к. включают в себя участки параллельно работающих ниток или участки со сменным внешним диаметром или разной толщиной стенки труб.

Для упрощения расчетов трубопроводов со сложной структурой его заменяют эквивалентным нефтепроводом постоянного диаметра по длине, который имеет такую же пропускную способность, как и сложный нефтепровод с лупингами и вставками разного диаметра.

Трубопровод переменного диаметра

Рассмотрим сложный трубопровод, который имеет участки с различными диаметрами. Необходимо определить размер эквивалентного ему трубопровода (рис. 4).

Объем жидкости в сложном и эквивалентном трубопроводе одинаковы и равны Q .

Потери напора на трение и в местных сопротивлениях на первом участке длиной l_1 и диаметром D_1 (потери напора в местных сопротивлениях принимаем равными 2 % от потерь напора на трение) равны

$$h_1 = 1,02 \beta \frac{l_1}{D_1^{5-m}} Q^{2-m} v^m. \quad (46)$$

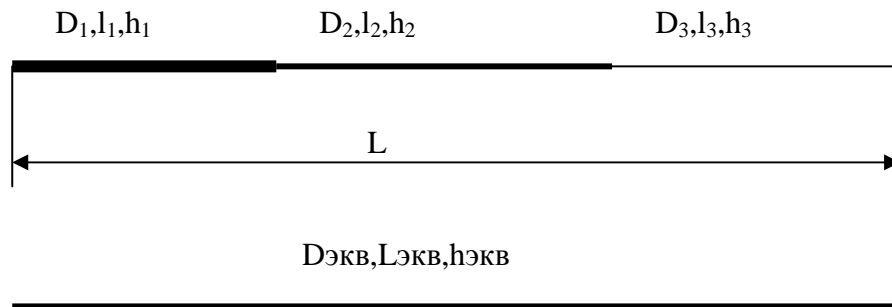


Рис. 4. Расчетная схема трубопровода переменного диаметра

Аналогично определяются потери напора для второго и третьего участка:

$$h_2 = 1,02 \beta \frac{l_2}{D_2^{5-m}} Q^{2-m} v^m, \quad (47)$$

$$h_3 = 1,02 \beta \frac{l_3}{D_3^{5-m}} Q^{2-m} v^m. \quad (48)$$

Суммарные потери напора в сложном трубопроводе

$$H = h_1 + h_2 + h_3, \quad (49)$$

или

$$H = 1,02 \beta Q^{2-m} v^m \left[\frac{l_1}{D_1^{5-m}} + \frac{l_2}{D_2^{5-m}} + \frac{l_3}{D_3^{5-m}} \right]. \quad (50)$$

Для эквивалентного простого трубопровода потери напора выражаются через эквивалентную длину $L_{экв}$ и эквивалентный внутренний диаметр $D_{экв}$:

$$H = 1,02 \beta Q^{2-m} v^m \frac{L_{экв}}{D_{экв}^{5-m}}. \quad (51)$$

Левые части уравнений (50) и (51) равны, поэтому после некоторых математических преобразований получаем

$$\frac{L_{экв}}{D_{экв}^{5-m}} = \left[\frac{l_1}{D_1^{5-m}} + \frac{l_2}{D_2^{5-m}} + \frac{l_3}{D_3^{5-m}} \right]. \quad (52)$$

Для некоторого числа n последовательно соединенных участков трубопровода с разными диаметрами

$$\frac{L_{\text{экв}}}{D_{\text{экв}}^{5-m}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_i}{D_i^{5-m}}. \quad (53)$$

При практических расчетах принимают

$$L_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^{i=n} l_i. \quad (54)$$

и получают выражение для эквивалентного диаметра трубопровода $D_{\text{экв}}$.

Параллельные трубопроводы

Суммарный объем жидкости для системы параллельных трубопроводов (рис. 5)

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (55)$$

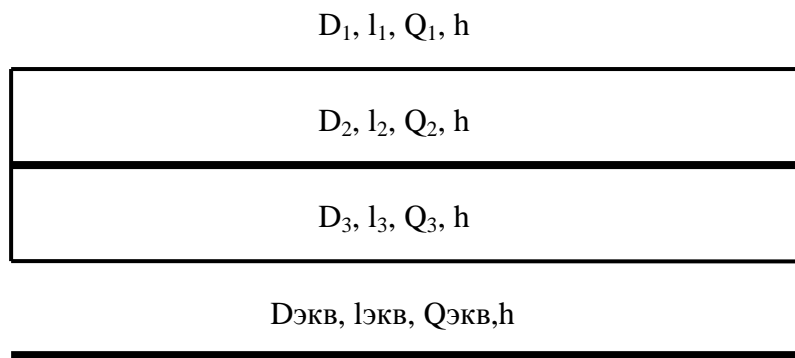


Рис. 5. Расчетная схема параллельно соединенных нефтепроводов

Для параллельно работающих трубопроводов потери давления одинаковы для каждой нитки. Применим упрощенную формулу Лейбензона для потерь напора на трение относительно объемной потери жидкости в каждой параллельной нитке трубопровода.

$$Q_1 = \left(\frac{hD_1^{5-m}}{1,02 \beta v^m l_1} \right)^{\frac{1}{2-m}}, \quad (56)$$

$$Q_2 = \left(\frac{hD_2^{5-m}}{1,02 \beta v^m l_2} \right)^{\frac{1}{2-m}}, \quad (57)$$

$$Q_3 = \left(\frac{hD_3^{5-m}}{1,02 \beta v^m l_3} \right)^{\frac{1}{2-m}}. \quad (58)$$

Для эквивалентного нефтепровода аналогичное выражение имеет вид

$$Q = \left(\frac{h D_{\text{экв}}^{5-m}}{1,02 \beta v^m l_{\text{экв}}} \right)^{\frac{1}{2-m}}. \quad (59)$$

После подстановки (56) – (58) в выражение (55) и некоторых математических действий получим

$$\left(\frac{D_{\text{экв}}^{5-m}}{L_{\text{экв}}} \right)^{\frac{1}{2-m}} = \left(\frac{D_1^{5-m}}{l_1} \right)^{\frac{1}{2-m}} + \left(\frac{D_2^{5-m}}{l_2} \right)^{\frac{1}{2-m}} + \left(\frac{D_3^{5-m}}{l_3} \right)^{\frac{1}{2-m}}, \quad (60)$$

или для n параллельных ниток расчетная формула приобретает вид

$$\left(\frac{D_{\text{экв}}^{5-m}}{L_{\text{экв}}} \right)^{\frac{1}{2-m}} = \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{D_i^{5-m}}{l_i} \right)^{\frac{1}{2-m}}. \quad (61)$$

Если длина каждой параллельной нитки одинакова

$$l_1 = l_2 = l_3 = \dots = l_n = l_{\text{экв}}, \quad (62)$$

тогда получаем следующую формулу для определения эквивалентного диаметра

$$D_{\text{экв}}^{5-m} = \sum_{i=1}^{i=n} D_i^{5-m}, \quad (63)$$

1.6. Определение рабочих режимов насосов при работе на трубопровод

Режим работы центробежного насоса всегда следует рассматривать в связи с гидравлической характеристикой трубопровода. Наиболее целесообразно определять режимы работы насоса графически – путем построения на одном чертеже и в одинаковом масштабе кривой $Q-H$ насоса и кривой, характеризующей гидравлический режим (гидравлическая характеристика) трубопровода. Рабочий режим определяет точка пересечения обеих кривых.

Гидравлическая характеристика трубопровода представляет собой графическое изображение зависимости полного напора h , необходимого для перекачки жидкости по трубопроводу, от расхода Q .

Полный напор складывается из геодезической высоты h_2 , напора h_n , необходимого для преодоления гидравлических потерь, и напора h_u , определяющего избыточное давление в концевом сечении трубопровода $h = h_2 + h_n + h_u$.

Потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе зависят от расхода, а сумма $h_2 + h_u$ определяет статический

напор, который не зависит от расхода и может быть положительным (рис. 6, а), отрицательным (рис. 6, б) или равным нулю (рис. 6, в).

$$h = h_{cm} + fQ^{2-m}, \quad (64)$$

где

$$f = \beta \frac{v^m L}{D^{5-m}}; \quad \beta = \frac{8A}{4^m \pi^{2-m} g}.$$

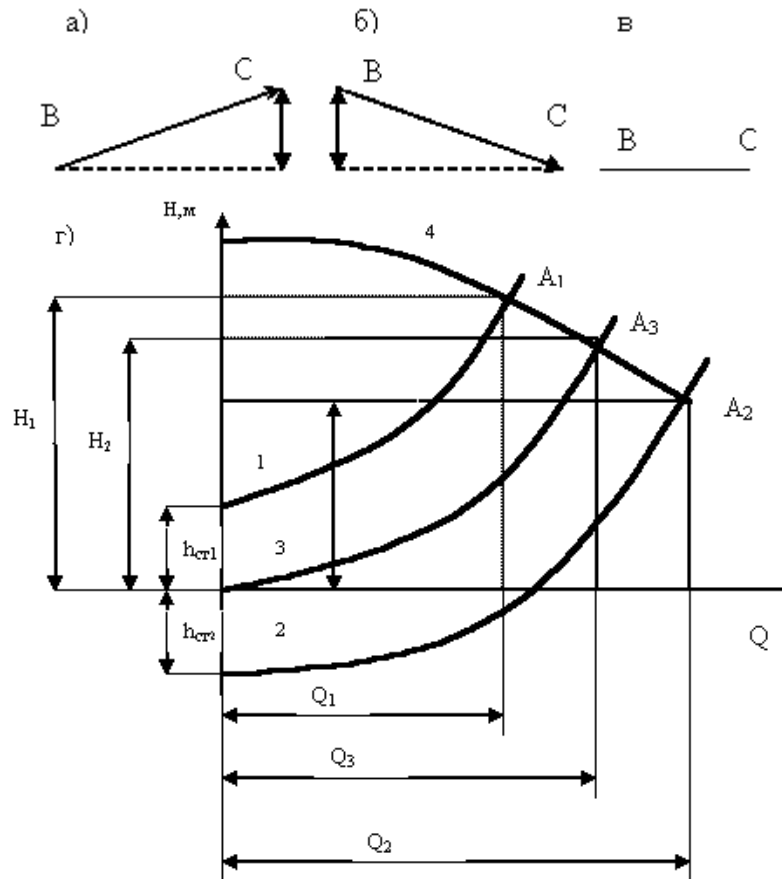


Рис. 6. Совмещенные характеристики трубопровода и центробежного насоса:

1 – характеристика трубопровода с подъемом на высоту h_{21} (а); 2 – характеристика трубопровода с уклоном на величину h_{22} (б); 3 – характеристика горизонтального трубопровода (в); 4 – характеристика центробежного насоса

Значения m, A, β приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения m, A, β

Режим течения	m	A	β
Ламинарный	1	64	$128/\pi g$
Турбулентный в зоне Блазиуса	0,25	0,3164	$0,242/g$
Турбулентный в переходной зоне	0,123	–	$0,0802 \cdot 10^{(0,1271g^{2R^3/D-0,627})}$
Турбулентный в зоне квадратичного закона трения	0	1	$8\lambda / (\pi^2 g)$

Для горизонтального трубопровода ($h_{cm} = 0$, h_u – пренебрежительно мало) гидравлическая характеристика представляет собой кривую, вершина которой проходит через начало координат (рис. 6, з, кривая 3). Рабочий режим насоса определяется пересечением кривой 3 с кривой $Q-H$ (точка A_3). Если кроме сопротивления трубопровода насос должен преодолеть высоту подъема h_{z1} , то гидравлическую характеристику трубопровода можно построить путем сложения статического напора h_{cm1} с напорами, характеризующимися ординатами кривой 3 (кривая 1).

Если пункт С расположен ниже насосной станции, то полный напор насоса, необходимый для перемещения жидкости по трубопроводу, уменьшается на разность отметок указанных точек, т.е. при определенных расходах жидкость может перемещаться самотеком. Гидравлическую характеристику трубопровода строят путем вычитания из ординат кривой 3 величины h_{cm2} (кривая 2). В свою очередь $h_{cm2} = h_{z2} - h_u$. В обоих случаях режим работы насоса определяют точки пересечения кривых 1 и 2 с кривой $Q-H$ (точки A_1 и A_2).

Причинами изменения режима работы насоса могут быть смена перекачиваемой жидкости, влияние сезонных колебаний температуры жидкости, различная технология перекачки.

Пусть жидкость перекачивается по горизонтальному трубопроводу и кривая 1 (рис. 7) – гидравлическая характеристика этого трубопровода, подсчитанная по средней годовой температуре на глубине его заложения.

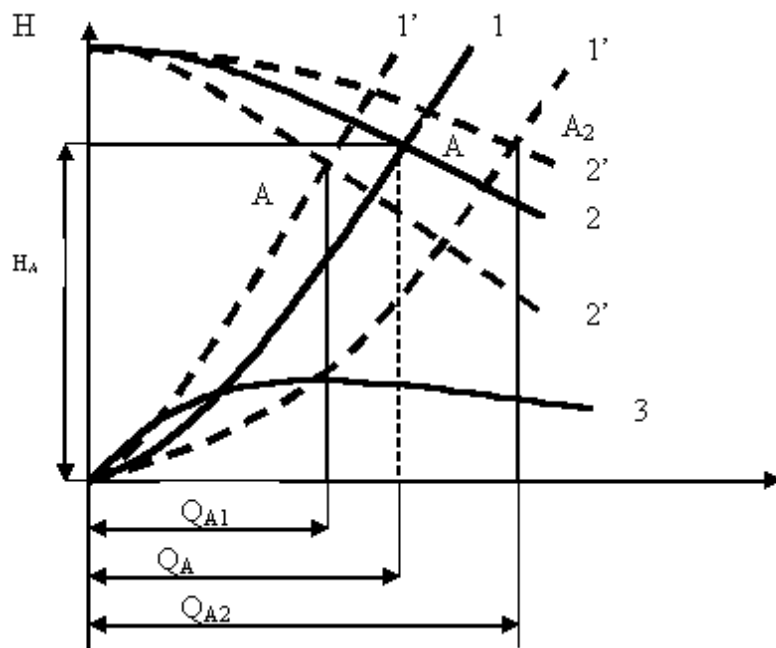


Рис. 7. Режим работы трубопровода при изменении температуры перекачиваемой жидкости

Характеристика насоса, соответствующая этой вязкости жидкости, – кривая 2. Точка А определяет режим работы насоса на данный трубопровод (H_A, Q_A) при вязкости перекачиваемой жидкости, подсчитанной по средней годовой температуре на глубине заложения трубопровода. В зимний период вязкость жидкости больше, поэтому рабочая точка переместится в положение A_1 (пересечение гидравлических характеристик трубопровода – кривая 1' и насоса – кривая 2'). В летний период вязкость жидкости меньше и рабочая точка переместится в положение A_2 (пересечение гидравлических характеристик трубопровода – кривая 1'' и насоса – кривая 2''). Очевидно, правильно подобранным для данного трубопровода следует считать такой насос, у которого максимальные значения КПД (кривая 3) лежат в диапазоне расходов от Q_{A1} до Q_{A2} . Эта зона называется рабочей.

Указанный метод определения рабочей точки достаточно прост, если рассматривается работа только одного насоса на один трубопровод постоянного диаметра. На практике для получения большого напора или расхода применяют несколько насосов. Трубопровод может состоять из нескольких участков различного диаметра, расположенных в местах с разными геодезическими отметками, или по пути следования потока осуществляется частичный сброс на эстакаду и т.п. В этих случаях построение гидравлической характеристики трубопровода, определение режима работы станции и каждого насоса в отдельности становятся более сложными.

Рассмотрим несколько случаев.

1. Трубопровод состоит из двух последовательно соединенных участков с диаметрами d_1 и d_2 (рис. 8, а). Жидкость перекачивается из пункта В в пункт Д, разница отметок составляет h_2 . Характеристика первого участка трубопровода – кривая 1, второго – кривая 2 (рис. 8, б). Суммарную гидравлическую характеристику трубопровода ВД (кривая 3) получаем сложением кривых 1 и 2 и статического напора h_{cm} при одних и тех же подачах. Рабочая точка А определяется по пересечению кривых $h-Q$ и $H-Q$ (кривых 3 и 4).

2. Трубопровод (рис. 9, а) состоит из двух параллельных участков ВС и ВД (разной длины и разных диаметров). Пункты С и Д расположены на том же уровне, что и пункт В, где установлен насос. На рис. 9, б кривая 1 – характеристика участка ВС, кривая 2 – характеристика участка ВД. Суммарную гидравлическую характеристику трубопровода (кривая 3) получаем сложением расходов обеих характеристик для одних и тех же напоров. Например, при напоре h_1 отрезки kl и km – расходы в соответствующих ветвях. Суммарный расход при этом напоре $kn = kl + km$. И так для всего диапазона напоров. Рабочая точка А определяется по пересечению результирующей кривой 3 с кривой 4 характеристики насоса. Расход в

трубопроводах при режиме А определяется по пересечению кривой напора H_A с кривыми соответствующих характеристик участков трубопроводов. Подача Q_A равна сумме расходов Q_1 и Q_2 участков трубопровода ВС и ВD.

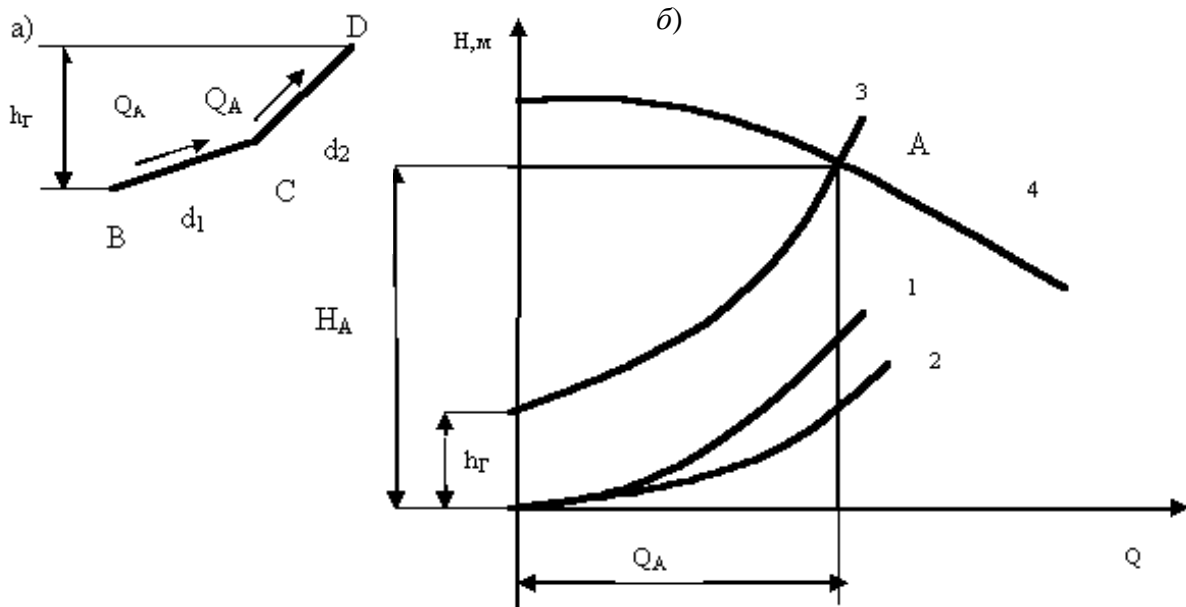


Рис. 8. Совмещенные характеристики центробежного насоса и трубопровода, имеющего последовательно соединенные участки разного диаметра:
a – схема трубопровода, *б* – графическое определение рабочей точки

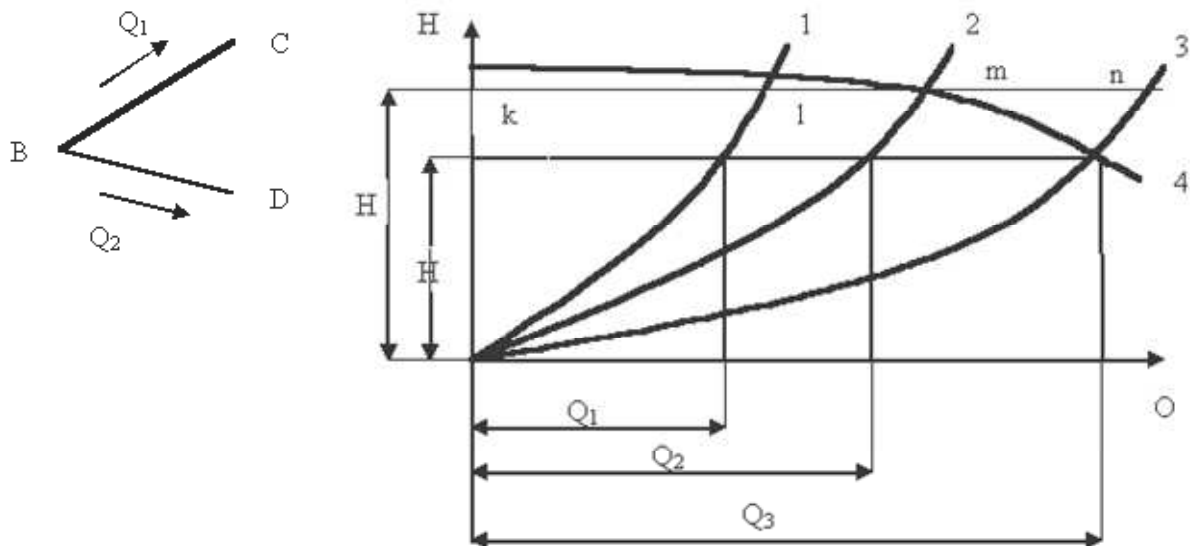


Рис. 9. Совмещенные характеристики центробежного насоса и трубопровода, имеющего параллельные участки разного диаметра и длины:
a и *б* – то же, что и на рис. 8

3. Трубопровод (рис. 10, *a*) имеет конечные пункты С и D, расположенные выше пункта В соответственно на h_{21} и h_{22} .

Порядок определения суммарной гидравлической характеристики трубопровода и рабочей точки остается таким же, как в случае 2.

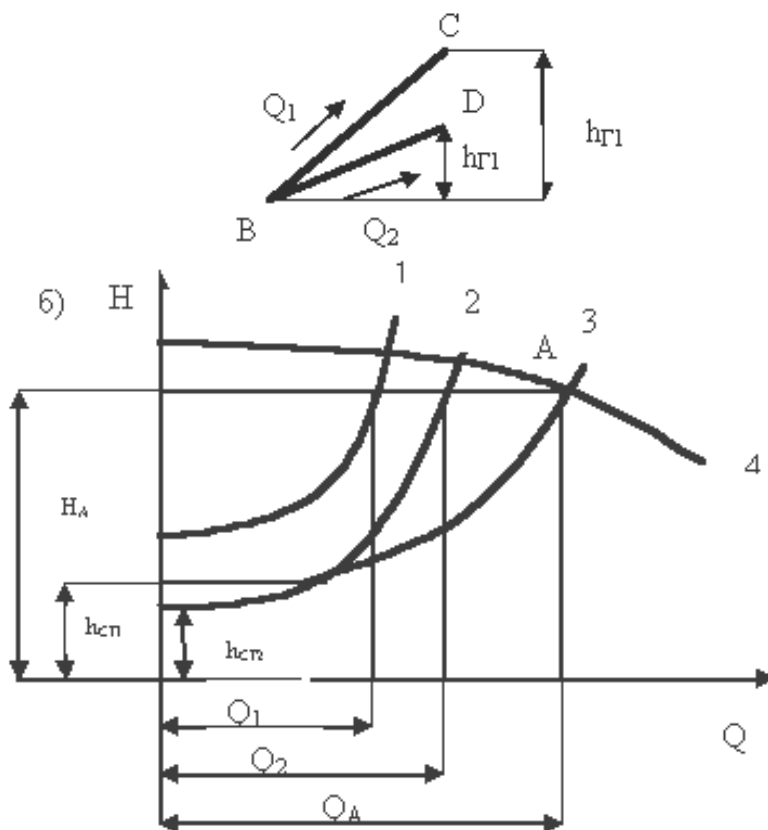


Рис. 10. График рабочего режима с учетом нивелирных отметок:
a и *б* – то же, что на рис. 8

4. Трубопровод (рис. 11, *a*) на некотором расстоянии от начального пункта В имеет пункт сброса С с постоянным расходом Q_1 . Для определения рабочего режима насоса необходимо построить гидравлическую характеристику участка трубопровода ВС (кривая 1, рис. 11, *б*) для всего диапазона расходов и гидравлическую характеристику участка CD (кривая 2). При сложении ординат кривых 1 и 2, поскольку участки ВС и CD представляют последовательное соединение, для одних и тех же значений расхода получаем гидравлическую характеристику трубопровода ВD без сброса в пункте С (кривая 3). Точка А' определяет режим работы насоса на трубопровод ВD без сброса. Затем строят характеристику для участка CD (кривая 2') так, чтобы нулевая точка была смещена от начала координат на величину сброса Q_1 . Это количество жидкости подается через участок трубопровода ВС, так как $Q = Q_1 + Q_2$, но не проходит через участок CD.

Результирующая характеристика (кривая 3') трубопровода BD при действующем сбросе получается при сложении ординат кривых 1 и 2' для одних и тех же значений расходов. Рабочая точка A определяется по пересечению кривых $h-Q$ и $H-Q$. По графику можно легко найти количество жидкости Q_2 , поступающей в пункт D. Если сброс прекратить, то режим работы насоса переместится в точку A', т.к. сопротивление возрастет, а подача насоса упадет с Q до Q' .

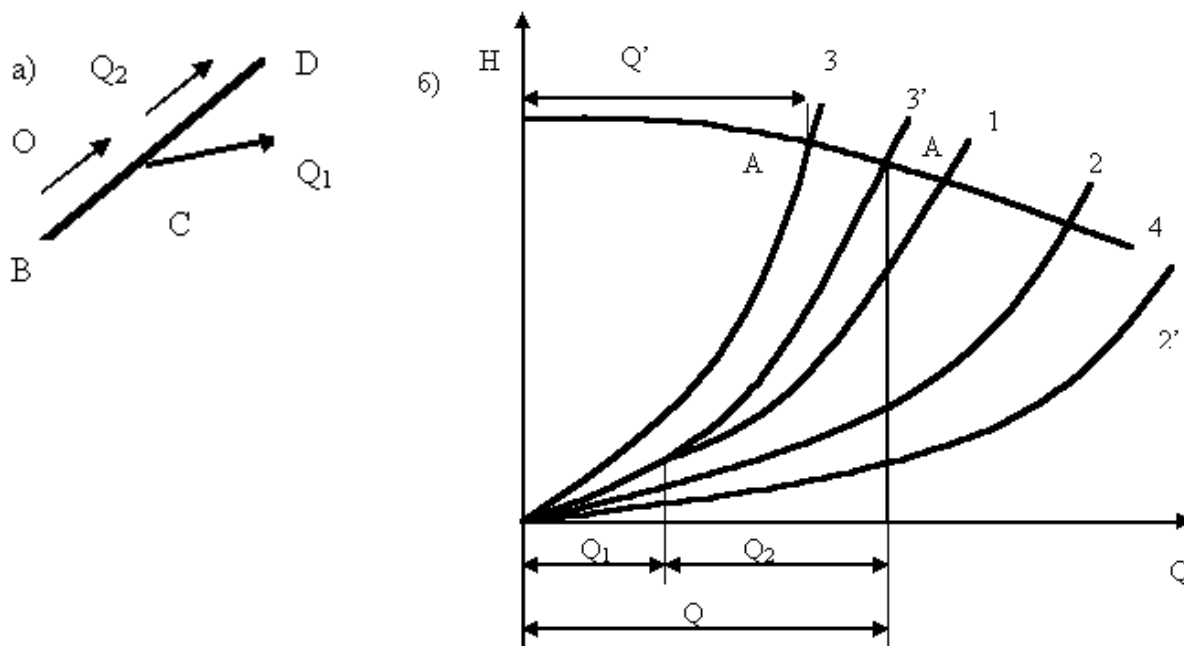


Рис. 11. График рабочего режима центробежного насоса при наличии сброса части жидкости:
а и б – то же, что на рис. 8

5. Трубопровод (рис. 12, а) на некотором расстоянии от начального пункта В имеет пункт С с постоянной подкачкой Q_n . Рабочий режим системы определяется следующим образом. Строится гидравлическая характеристика участка ВС (кривая 5, рис. 12, б) для всего диапазона расходов и гидравлическая характеристика участка CD (кривая 6). Затем кривую 6 необходимо сместить влево на величину постоянной подкачки Q_n – получится кривая 4, которая характеризует режим работы участка CD во всем диапазоне расходов с постоянной подкачкой Q_n .

Складывая ординаты кривых 4 и 5 (соединение участков ВС и CD при включенном пункте подкачки С – последовательное), получим кривую 2, точка пересечения которой А с кривой 1 определяет режим работы системы при включенном пункте подкачки С. Насос создает напор H_A при подаче Q_A . В пункт D поступает количество жидкости $Q = Q_A + Q_n$. При отклю-

чении пункта подкачки режим системы определяет точка Б (результат пересечения кривой 1 с кривой 3, которая получается сложением ординат кривых 5 и 6, характеризующих режим работы отрезков трубопровода ВС и CD без подкачки). Видно, что Q всегда будет меньше $Q_0 + Q_n$, и следует подчеркнуть, что эффективность использования подкачки будет тем меньше, чем больше крутизна характеристики участка CD.

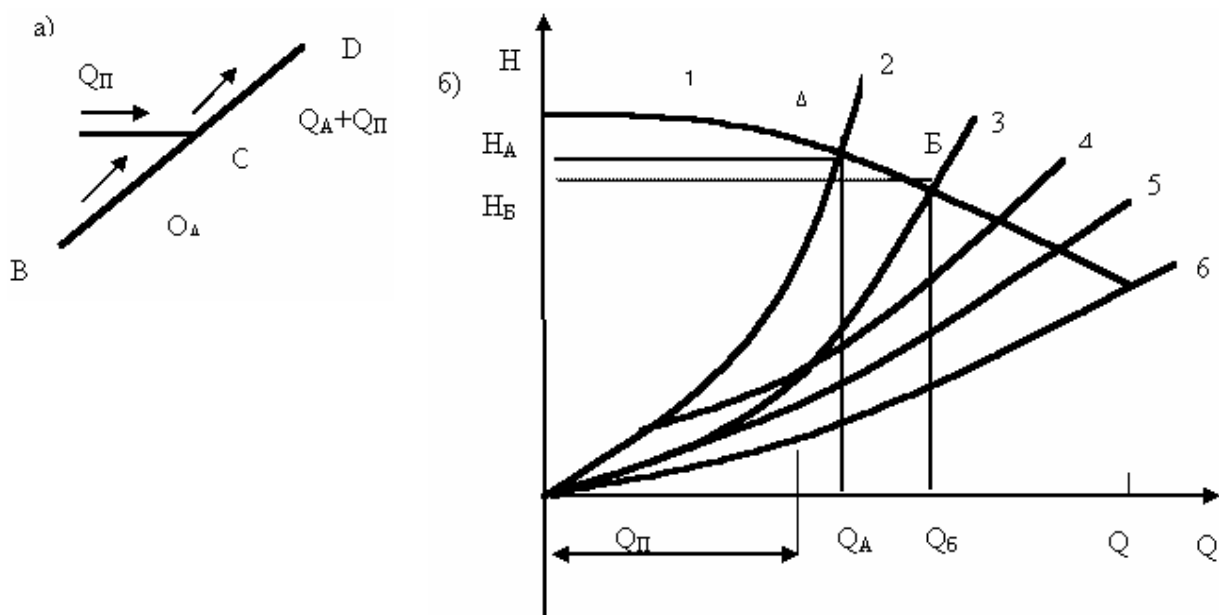


Рис. 12. График рабочего режима центробежного насоса при наличии подкачки с постоянным расходом Q_{Π} :

a и b – то же, что на рис 8

6. Сложный трубопровод (рис. 13, a), состоящий из параллельных участков ВС и ЕС и последовательно присоединенного к ним участка CD. В пунктах В и С установлены одинаковые насосы № 1 и № 2 с напорной характеристикой, определяемой кривой 1 (рис. 13, b). Суммарная напорная характеристика параллельно работающих одинаковых насосов – кривая 2. Гидравлические характеристики участков ВС, ЕС и CD представлены кривыми 3, 4 и 7; суммарная гидравлическая характеристика параллельных участков ВС и ЕС – кривой 6, а всей параллельно-последовательной системы – кривой 5. Точка (А) пересечения суммарных кривых 2 и 5 определяет режим работы системы. Каждый из насосов создает напор H_A , расход Q_B , причем $Q_A = 2 Q_B$. При расходе Q_B на участке ВС требуется напор H_{B1} , а на участке ЕС – H_{B2} . Отрезки $H_A - H_{B1}$ и $H - H_{B2}$ характеризуют влияние сопротивления участка CD на соответствующий насос. Режим работы системы при отключении какого-либо насоса определяется точкой пересечения

кривой 1 с соответствующей суммарной кривой, найденной сложением ординат кривых 3 и 7 или 4 и 7.

С увеличением крутизны кривой 7 снижается эффективность работы насоса. Особенно внимательно следует проверять режим работы такой сложной системы при использовании разных насосов. На рис. 14 кривые 1 и 1' определяют напорные характеристики разных центробежных насосов № 1 и № 2 (рис. 13, а). Остальное построение аналогично рассмотренному на рис. 13, б. Режим системы определяет точка А. Насос № 1 работает в режиме, определяемом точкой Б₁, а № 2 – точкой Б₂. Подача насосов соответственно $Q_{Б1}$ и $Q_{Б2}$, а напор, создаваемый ими, – H_A , причем $Q_A = Q_{Б1} + Q_{Б2}$. При указанных подачах на участке ВС требуется напор h_1 , а на участке ЕС – $h_2 > H_A$. Последнее противоречит физическому смыслу, следовательно, насос № 2 необходимо поставить в пункте В, а насос № 1 – в пункте Е. Тогда на участке ВС при расходе $Q_{Б1}$, потребный напор будет h_1' , а на участке ЕС при расходе $Q_{Б2}$ – h_2' . Здесь следует подчеркнуть, что насос с меньшей напорной характеристикой следует ставить на участке с большей крутизной гидравлической характеристики, а насос с большей напорной характеристикой, наоборот, на участке с меньшей крутизной гидравлической характеристики. Отрезки $H_A - h_1'$ и $H_A - h_2'$ характеризуют влияние сопротивления участка CD на соответствующий насос. С увеличением крутизны кривой 7, т.е. с увеличением сопротивления в трубопроводе на участке CD, эффективность работы насосов будет еще ниже.

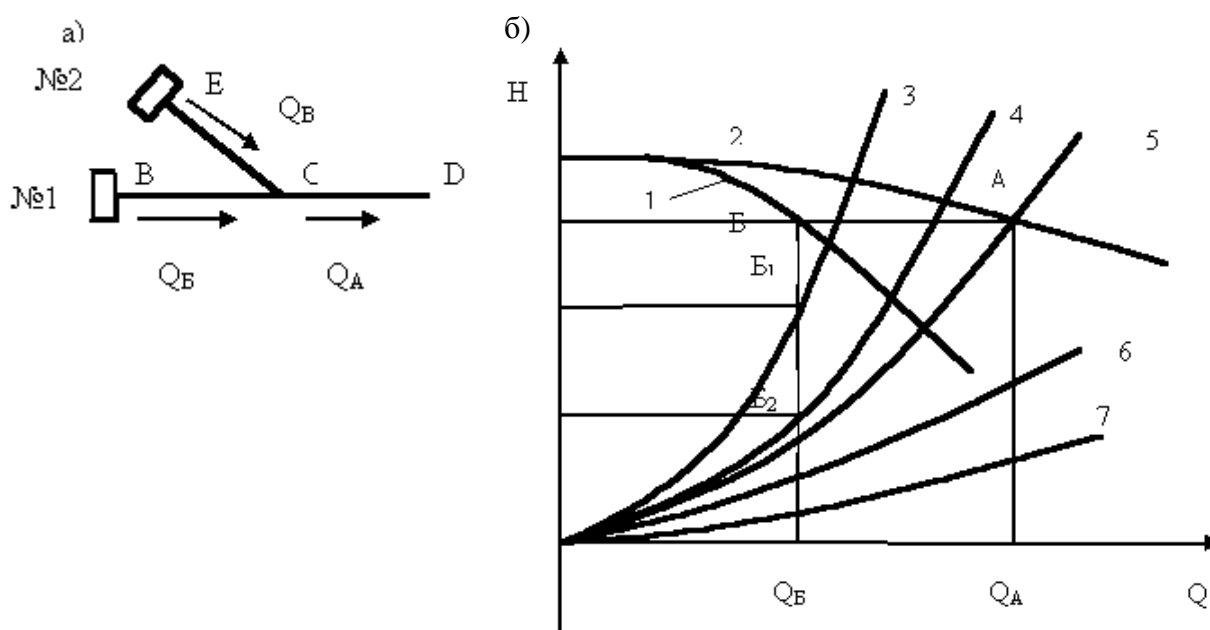


Рис. 13. График рабочего режима одинаковых центробежных насосов при работе на трубопровод, имеющий параллельно-последовательно соединенные участки разного диаметра и длины:

а и б – то же, что на рис. 8

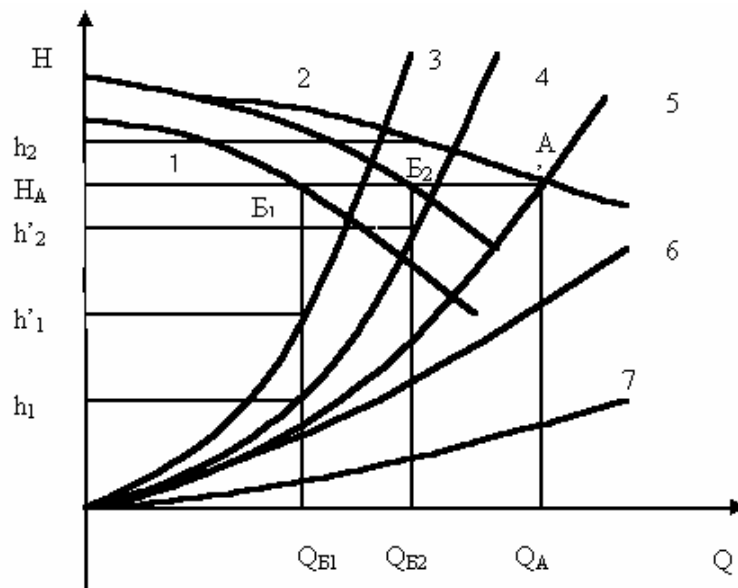


Рис. 14. То же, что на рис. 13, но при разных центробежных насосах

2. Термины и определения

Вставки – участки трубопроводов другого диаметра, соединенные сваркой в одну нитку с основной магистралью.

Гидравлический уклон – потери напора на трение, отнесенные к единице длины трубопровода, другими словами, это тангенс угла наклона линии падения напора.

Лупинг – участок трубопровода, который прокладывается параллельно основной магистрали с целью уменьшения гидравлического сопротивления, что приводит к увеличению пропускной способности нефтепровода.

Охранная зона магистрального трубопровода (нефтепровода) – территория с особыми условиями землепользования, прилегающая к трубопроводным объектам, устанавливаемая с целью обеспечения нормальных условий эксплуатации и исключения возможности повреждения трубопроводных объектов.

Перекачка – процесс перемещения жидкости по трубопроводу с помощью насосных установок.

Сеть – система трубопроводов и отдельных агрегатов, присоединенных к нагнетателю.

Трасса трубопровода – линия (на карте или условная на местности), обозначающая местоположение и направление трубопровода.

3. Материалы, используемые в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

Лекция 1

1. Определение потерь напора в трубопроводе.
2. Коэффициент гидравлического сопротивления.
3. Упрощенная формула Л.С. Лейбензона.
4. Гидравлический уклон в магистральных и на участках с лупингами

и вставками.

Лекция 2

1. Эквивалентные трубопроводы:
 - трубопроводы переменного диаметра;
 - параллельные трубопроводы.
2. Определение режимов работы насосов при работе на трубопровод:
 - определение режима работы насосов при $h_{cm} = 0$, $h_{cm} > 0$, $h_{cm} < 0$;
 - определение режима работы насосов при изменении температуры перекачиваемой жидкости;
 - определение режимов работы насосов при работе на сложный трубопровод;
 - определение режима работы насосов при сбросах и подкачках;
 - определение режима работы насосов при параллельном соединении;
 - определение режима работы насосов при последовательном соединении.

3.2. Задания к лабораторным работам

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТОЧКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: научиться определять режим работы нагнетателя, построить совмещенную характеристику нагнетателя при работе в системе.

Общие сведения

Работа нагнетателя всегда рассматривается в связи с гидравлической характеристикой сети. Под сетью понимается трубопровод (или трубопроводы), на преодоление сопротивления в которых приходится затрачивать

энергию (напор), создаваемую нагнетателем. Наиболее простой пример сети – трубопровод длиной L (рис. 15).

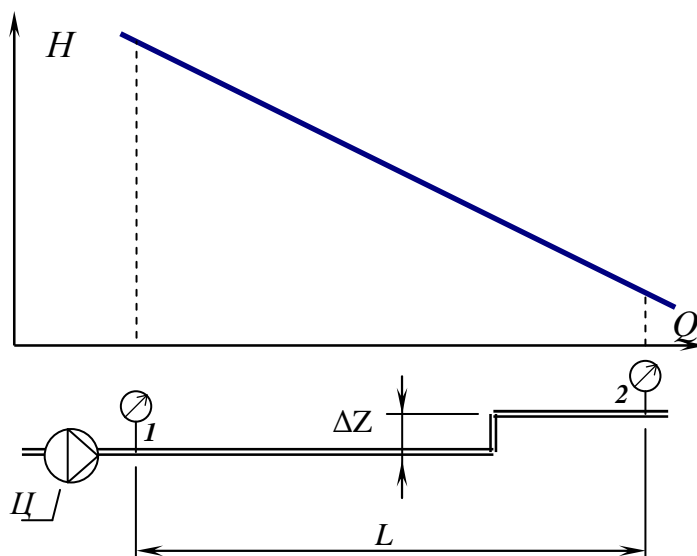


Рис. 15. Простейшая схема сети

Напор жидкости создается нагнетателем Ц. На преодоление сопротивления трубопровода потребуется энергия H (H – полная энергия). Её можно вычислить по формуле

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \Delta z, \quad (65)$$

где P_1 – давление жидкости в точке 1, Па;
 P_2 – давление жидкости в точке 2, Па;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 v_1 – средняя скорость жидкости в точке 1, м/с;
 v_2 – средняя скорость жидкости в точке 2, м/с;
 Δz – изменение положения (уровня) жидкости, м.

Зная величину сопротивления трубопровода при различных расходах жидкости Q , можно построить гидравлическую характеристику сопротивления трубопровода (рис. 16) в координатах $H-Q$.

Видно, что для некоторого режима работы трубопровода с расходом Q_B приходится затрачивать напор H_B на преодоление сопротивления сети.

Режим работы нагнетателя на данный трубопровод (сеть) определяется графическим путём построения в одних координатах характеристик нагнетателя и трубопровода (сети). Точка пересечения этих характеристик является рабочей точкой нагнетателя (рис. 17).

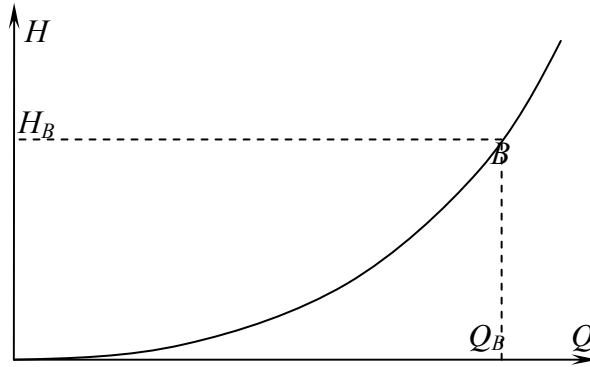


Рис. 16. Гидравлическая характеристика сети

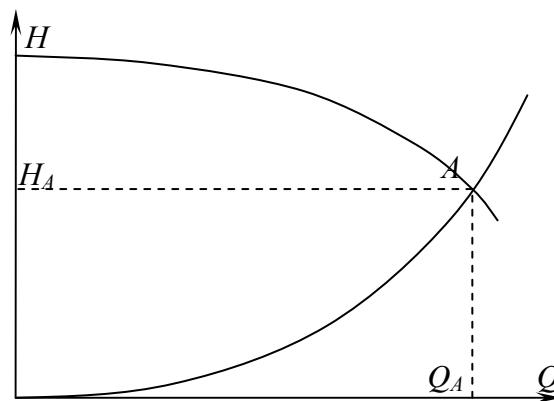


Рис. 17. Определение рабочей точки

Уравнение (65) имеет несколько частных случаев:

а) трубопровод горизонтален – начало и конец трубопровода имеют одинаковое высотное положение, $\Delta Z = 0$. Тогда

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}. \quad (66)$$

б) диаметры трубопровода в начальной и конечной точке одинаковы, т.е. одинаковы и значения скоростей, $v_1 = v_2$. Тогда

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \Delta z. \quad (67)$$

Для определения «совместимости» данного нагнетателя и данного трубопровода целесообразно в этих же координатах построить характеристику кпд (рис. 18).

Желательно, чтобы рабочая точка (по подаче) располагалась в области высоких кпд. Если рабочая точка лежит в области низких кпд, то следу-

ет подобрать нагнетатель с другими характеристиками. Деление кривой кпд на области носит условный характер, приемлемость работы насоса с таким кпд определяется экономическим расчётом.

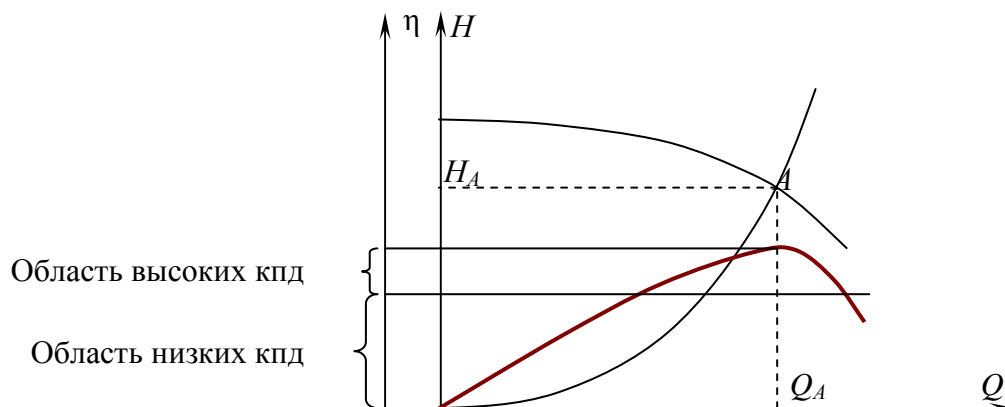


Рис. 18. Работа нагнетателя в сети

Описание лабораторного стенда для снятия характеристики сети и определения рабочей точки центробежного насоса

Определение основных параметров насоса и сети при их совместной работе и построение рабочей (режимной) точки производится на лабораторном стенде, изображенном в лабораторной работе № 2 на рис. 19.

Роль сети выполняет трубопровод, ограниченный манометрами M_5 и M_{11} .

В выполняемой работе жидкость подается через вентиль В1 во всасывающий патрубок центробежного насоса. Посредством закрытия крана К19 и открытия крана К2 жидкость подается в сеть (на участке «сеть» все краны должны быть открыты). Кран К2 используется для изменения подачи в системе, которая определяется с помощью расходомера Р2 и секундомера.

По разности показаний манометров M_5 и M_{11} определяются потери напора в сети.

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровней воды в баке, приемном и напорном резервуарах.
2. Открыть вентиль В1. Закрыть кран К19 и открыть К2.
3. Нажатием кнопки «пуск» на приборном щите запустить насос.
4. Произвести замер показаний расходомера I и манометров M_5 и M_{11} .
5. Изменяя степень закрытия крана К2 от максимальной подачи до 0, снять 4...5 показаний расходомера Р2 и манометров M_5 и M_{11} . Занести их показания в табл.

№ опыта	$P_{\text{вх. сеть}}$, МПа	$P_{\text{вых. сети}}$, МПа	V , л	t , с	Q , м ³ /с	$H_{\text{сети}}$, м

6. Выключить насос. Перекрыть все вентили и краны.

Обработка полученных экспериментальных данных

1. Перевести показания манометров в паскалы (систему СИ).
2. Определить потери напора на преодоление сопротивления сети по формуле (65).
3. Определить расход жидкости в сети как $Q = V/t$, м³/с.
4. На миллиметровой бумаге в координатах $H-Q$ построить график сети $H_{\text{сети}} = f(Q)$.
5. На полученные графики в одном и том же масштабе наложить полученные в ходе лабораторной работы № 2 графики $H_H = f(Q)$ и $\eta_n = f(Q)$.
6. С помощью графиков $H_{\text{сети}} = f(Q)$, $H_H = f(Q)$, $\eta_n = f(Q)$ определить рабочие параметры системы H_A , Q_A , η_A .

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, её название;
- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы,
- 4) протокол испытаний – пример расчета параметров;
- 5) графики напорной ($Q-H_{\text{насоса}}$) и энергетической ($Q-\eta$) характеристик центробежного нагнетателя;
- 6) график характеристики сети ($Q-H_{\text{сети}}$).

Лабораторная работа № 5 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Цель работы: изучение совместной последовательной работы нагнетателей.

Общие сведения

Довольно часто возникает ситуация, когда напора, развиваемого одним нагнетателем недостаточно для реализации искомых целей. Например, требуется обеспечить расход в сети 1 м³/с с напором 50 м (рис. 19). Как видно на рисунке, данная точка не удовлетворяет характеристике насоса, т.к. насос при таком расходе способен создать лишь напор H_H .

Геометрический смысл уравнения Бернулли для насоса, создаваемого напор, представлен на рис. 20. Никакое регулирование самой характеристики (кроме увеличения частоты вращения рабочего колеса) не приведёт к желаемому результату, а увеличить частоту вращения рабочего колеса сложно по техническим причинам.

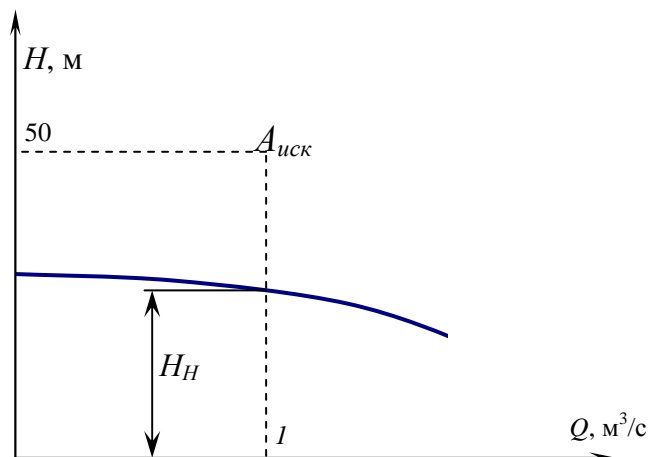


Рис. 19. Несовпадение искомой точки с характеристиками

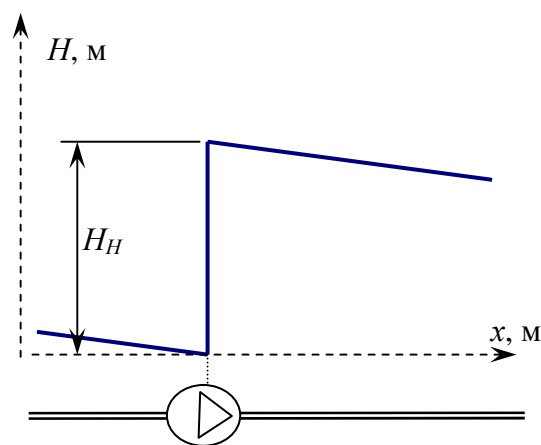


Рис. 20. Геометрический смысл уравнения Бернулли для насоса, создающего напор

Увеличить напор можно при последовательном соединении нагнетателей. Жидкость, выбрасываемую напорным патрубком одного насоса, подают во всасывающий патрубок другого (рис. 21).

При этом во второй насос жидкость приходит уже с некоторым напором $h_{всасH2}$. Второй нагнетатель добавляет свой напор H_{H2} и на выходе из второго насоса образуется напор H_{Σ} , являющийся результатом суммарной работы двух нагнетателей.

В такой обвязке первый насос называется подпорным.

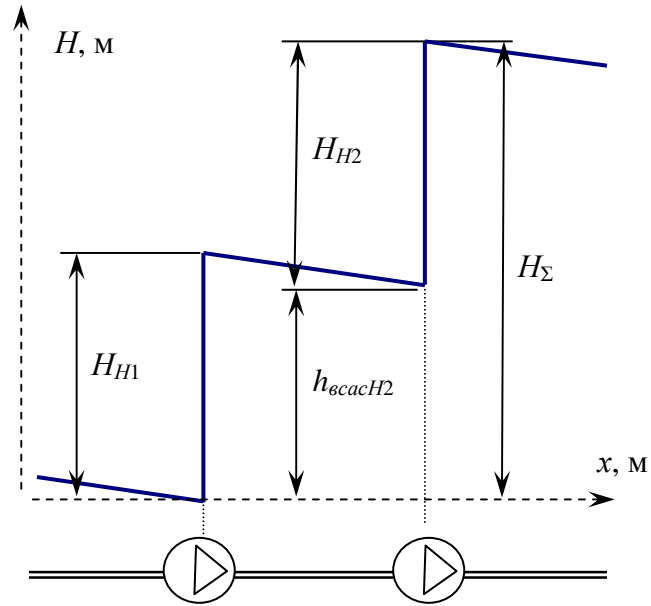


Рис. 21. Геометрический смысл уравнения Бернулли для двух последовательно соединенных насосов

На графиках в системе $H-Q$ получение характеристики суммарной последовательной работы нагнетателей производится при построении в одинаковом масштабе напорных характеристик обоих насосов (на рис. 22 приведен пример для нагнетателей с различными характеристиками).

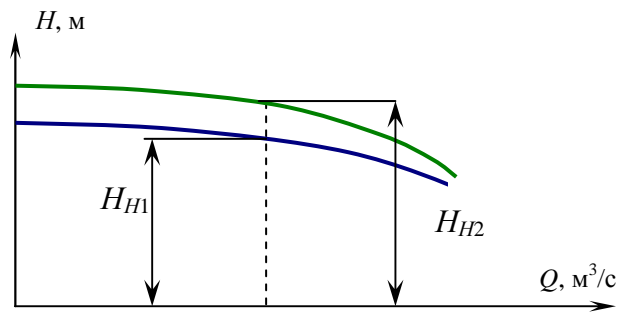


Рис. 22. Характеристики насосов

Затем производится суммирование напоров при каждом конкретном значении расхода (рис. 23).

Дальнейшее регулирование суммарной характеристики нагнетателей производится уже известными методами: дросселированием, байпасированием, обточкой рабочих колес.

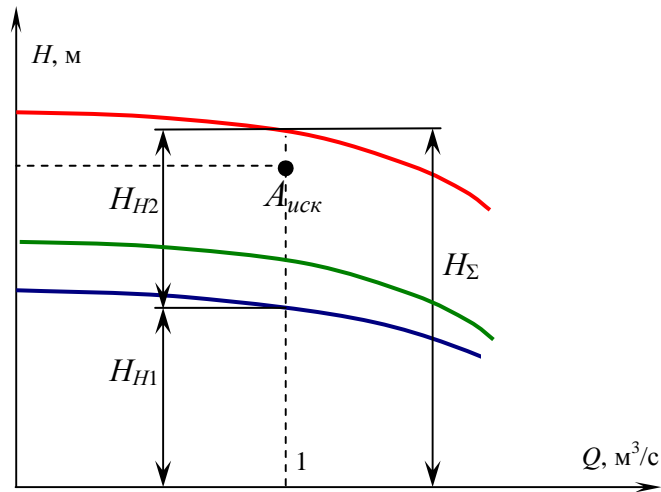


Рис. 23. Получение суммарной характеристики

Описание лабораторного стенда

Определение суммарной характеристики при их совместной последовательной работе и построение рабочей (режимной) точки производится на лабораторном стенде, изображенном на рис. 24.

Насосы Н1 и Н3 имеют установленные манометры на всасывающих и напорных патрубках. Кран К8 используется для изменения подачи в системе, которая определяется с помощью расходомера Р2 и секундомера. Порядок следования жидкости следующий: из бака через вентиль В1 подаётся в насос Н1, далее через кран К4 – в насос Н3 (кран К6 нужно закрыть), далее по трубопроводу через разветвленный участок (ограниченный манометрами М10 и М11) и расходомер Р2 возвращается в бак.

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровней воды в баке.
2. Открыть вентиль В1 и краны К2, К5, К8, К9, К12, К14, К17. Остальные закрыть.
3. Нажатием кнопки «пуск» на приборном щите запустить насос Н1.
4. Выждав 20 – 30 с, запустить насос Н3.
5. Произвести замер показаний расходомера Р2 и манометров М7, М10 и М11.
6. Изменяя степень открытия крана К8 от максимального до 0, снимать показания расходомера Р2 и манометров М7, М10 и М11. Занести их показания в табл.
7. Выключить насосы, перекрыть все краны и вентили.

№ опыта	P_{Σ} , МПа	$P_{вх. сеть}$, МПа	$P_{вых. сети}$, МПа	V , м ³	t , с	Q , м ³ /с	H_{Σ} , м	$H_{сети}$, м
1...5								

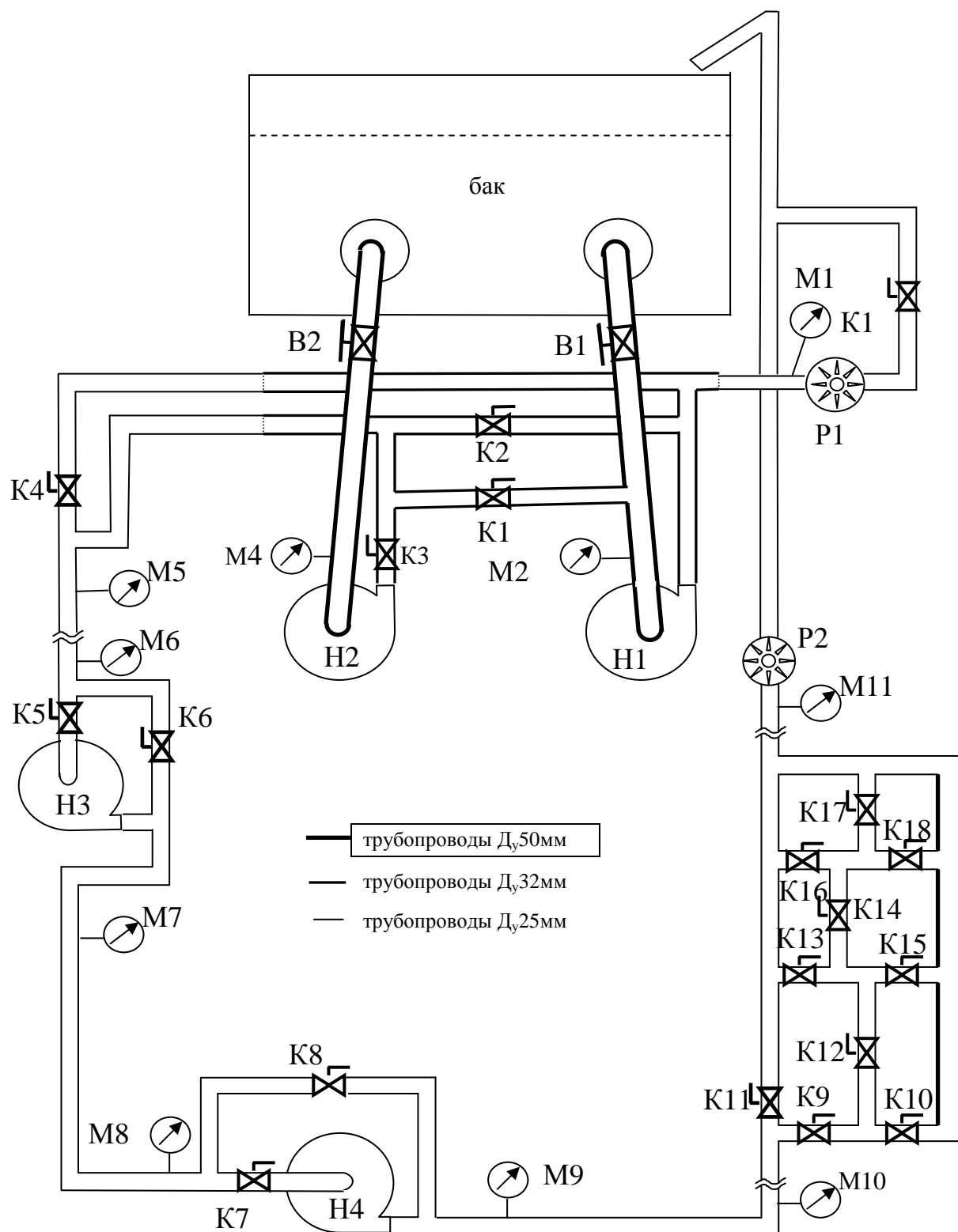


Рис. 24. Полная схема установки

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, её название;

- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы,
- 4) протокол испытаний, пример расчета параметров;
- 5) график суммарной напорной ($H_{\Sigma}-Q$) характеристики центробежных нагнетателей;
- 6) график характеристики сети ($H_{сети}-Q$).

Лабораторная работа № 6 ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Цель работы: изучение совместной работы параллельно подключенных нагнетателей.

Основные сведения

Довольно часто возникает ситуация, когда подачи, развиваемой одним нагнетателем недостаточно для реализации искомых целей. Например, требуется обеспечить расход в сети $3 \text{ м}^3/\text{с}$ с напором 20 м (рис. 25). Как видно на рисунке, данная точка не удовлетворяет характеристике насоса, т.к. насос при таком напоре способен создать лишь расход Q_{II} .

Для обеспечения большей подачи используют параллельное соединение нагнетателей (рис. 26).

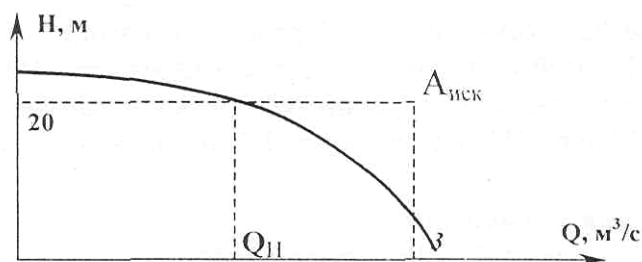


Рис. 25. Несовпадение искомой точки с характеристиками

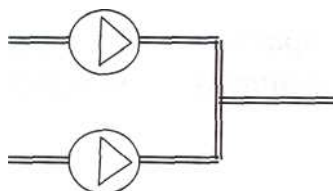


Рис. 26. Параллельная обвязка насосов

Обязательным условием параллельного соединения является равенство напоров, развиваемых нагнетателями, т.е. $H_1 = H_2$. Если напор одного насоса окажется больше напора другого (при высоком сопротивлении последующего участка сети либо при работе насосов на приоткрытую задвижку), возможно возникновение эффекта придавливания одного потока жидкости другим.

На графиках в системе $H-Q$ получение суммарной характеристики параллельной работы нагнетателей производится при построении в одинаковом масштабе напорных характеристик обоих насосов (на рис. 27 приведен пример для нагнетателей с одинаковыми характеристиками) и суммирования создаваемых расходов при каждом конкретном значении напора.

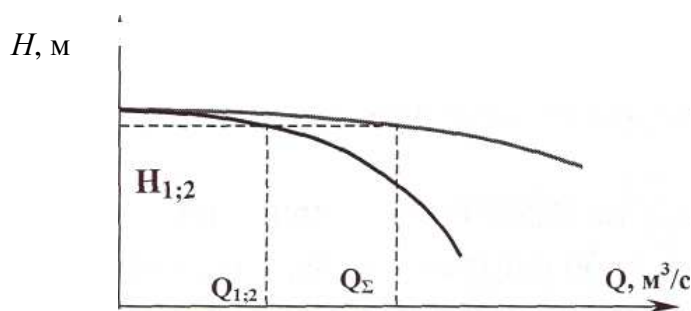


Рис. 27. Построение суммарной характеристики параллельно работающих насосов

Для нагнетателей с различными характеристиками суммирование производится аналогичным образом, однако суммарная характеристика на отрезке АВ будет совпадать с характеристикой насоса, создающего больший напор (рис. 28).

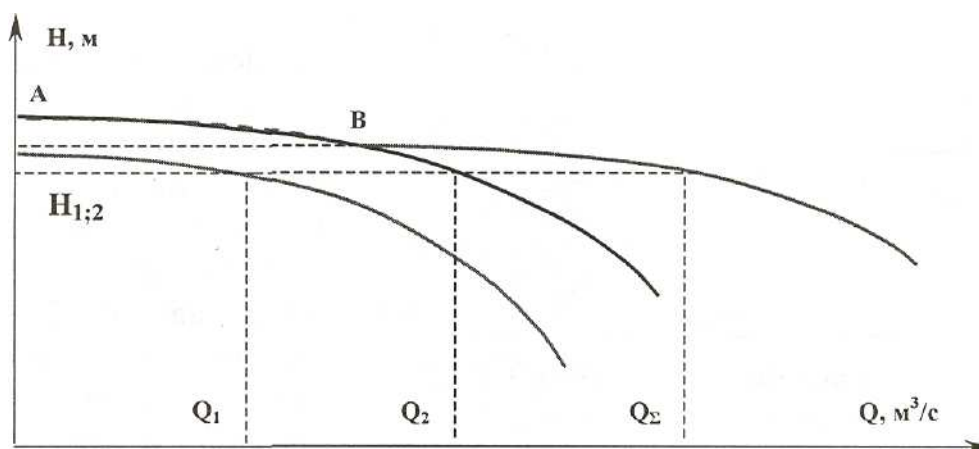


Рис. 28. Построение суммарной характеристики параллельно работающих насосов с различными характеристиками

Дальнейшее регулирование суммарной характеристики нагнетателей производится уже известными методами: дросселированием, байпасированием, обточкой рабочих колес и т.д.

Описание лабораторного стенда

Определение суммарной характеристики при их совместной последовательной работе и построение рабочей (режимной) точки производится на лабораторном стенде (см. рис. 24).

Насосы Н1 и Н2 имеют установленные манометры на всасывающих и напорных патрубках. Кран К6 используется для изменения подачи в системе, которая определяется с помощью расходомера Р2 и секундомера.

Порядок следования жидкости следующий: из бака через вентиль В1 подается в насос Н1, далее через кран К4 на манометр М5 (параллельно: из бака через вентиль В2 в насос Н2, далее через кран К4 на манометр М5). Манометр М5 можно считать точкой встречи потоков жидкости. После манометра М5 жидкость движется через краны К6, К8 и К11 и через расходомер Р2 возвращается в бак.

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровней воды в баке.
2. Открыть вентили В1 и В2, краны К3, К4, К6, К8, К11. Остальные закрыть.
3. Нажатием кнопки «пуск» на приборном щите запустить насосы Н1, Н2.
4. Выждав 20 – 30 с, произвести замер показаний расходомера Р2 и манометров М5, М7 и М11.
5. Изменяя степень открытия крана К6 от максимального до 0, снимать показания расходомера Р2 и манометров М5, М7 и М11. Занести их показания в табл.
6. Выключить насосы, перекрыть все краны и вентили.

№ опыта	P_{Σ} , МПа	$P_{вх.сеть}$, МПа	$P_{вых.сеть}$, МПа	V , м ³	t , с	Q , м ³ /с	H_{Σ} , м	$H_{сети}$, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1...5								

Примечание: значение столбца 2 записывается по показаниям манометра М5; манометры М7 и М11 показывают давления соответственно а начале и в конце сети.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы;
- 4) протокол испытаний – пример расчета параметров;
- 5) график напорной ($H_{\Sigma}-Q$) характеристики параллельной работы центробежных нагнетателей;
- 6) график характеристики сети ($H_{сети}-Q$).

3.3. Задания к практическим занятиям

Пример 1

Расход перекачки дизельного топлива ($\rho_{\delta} = 840 \text{ кг/м}^3$; $\nu_{\delta} = 11 \text{ сСт}$) в нефтепродуктопроводе ($\varnothing = 530 \text{ мм}$; $\delta = 8 \text{ мм}$; $\Delta = 0,3 \text{ мм}$) равен $950 \text{ м}^3/\text{ч}$. Рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления λ_{δ} .

Решение:

Скорость течения дизельного топлива:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 950}{3,14 \cdot 0,514^2 \cdot 3\,600} = 1,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса вычисляется по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,27 \cdot 0,514}{11 \cdot 10^{-6}} = 59\,344,$$

что означает турбулентный режим течения в зоне гидравлически гладких труб. Воспользовавшись формулой Блазиуса, получаем

$$\lambda_{\delta} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{59\,344}} = 0,0203.$$

Ограничение по числу Рейнольдса

$$Re = 59\,344 \leq \frac{27}{\epsilon^{1,14}} = \frac{27}{(0,3/514)^{1,14}} = 131\,203.$$

выполняется.

Пример 2

Определить гидравлический уклон участка нефтепродуктопровода ($D = 377 \text{ мм}$; $\delta = 8 \text{ мм}$; $\Delta = 0,2 \text{ мм}$), перекачивающего дизельное топливо ($\nu_{\delta} = 11 \text{ сСт}$) с расходом $500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Как изменится гидравлический уклон,

если с тем же расходом по участку будут перекачивать бензин ($\nu_{\delta} = 0,6$ сСт)?

Решение:

Скорость течения дизельного топлива:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 500}{3,14 \cdot 0,361^2 \cdot 3 \ 600} = 1,358 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса вычисляется по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,358 \cdot 0,361}{11 \cdot 10^{-6}} = 44 \ 567.$$

Воспользовавшись формулой Альтшуля, получаем

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(0,2 \frac{0,2}{361} + \frac{68}{44 \ 567} \right)^{0,25} = 0,0235.$$

Гидравлический уклон равен

$$i = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0235 \cdot \frac{1}{0,361} \cdot \frac{1,358^2}{2 \cdot 9,81} = 0,00612.$$

Если бы по нефтепродуктопроводу перекачивали бензин, то число Рейнольдса было бы равно

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,27 \cdot 0,514}{0,6 \cdot 10^{-6}} = 817 \ 000,$$

коэффициент гидравлического сопротивления

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(0,2 \frac{0,2}{361} + \frac{68}{817 \ 000} \right)^{0,25} = 0,01745,$$

гидравлический уклон

$$i = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,01745 \cdot \frac{1}{0,361} \cdot \frac{1,358^2}{2 \cdot 9,81} = 0,00454.$$

Задачи

1. Расход перекачки бензина ($\rho_{\delta} = 750$ кг/м³; $\nu_{\delta} = 0,6$ сСт) в нефтепродуктопроводе ($\varnothing = 530$ мм; $\delta = 8$ мм; $\Delta = 0,3$ мм) равен 1 110 м³/ч. Рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления λ_{δ} .

2. Найти коэффициент гидравлического сопротивления и потери напора на трение при перекачке по трубопроводу диаметром 361 мм ($\Delta = 0,15$ мм) и протяженностью 125 км дизельного топлива ($\rho_{\delta} = 840$ кг/м³; $\nu_{\delta} = 9$ сСт) с расходом 400 м³/ч.

3. Найти коэффициент гидравлического сопротивления и потери напора на трение при перекачке по трубопроводу диаметром 361 мм ($\Delta = 0,15$ мм) и протяженностью 125 км бензина ($\rho_b = 740$ кг/м³; $\nu_b = 0,6$ сСт) с расходом 400 м³/ч.

4. Каковы потери напора и давление в начале участка трубопровода, необходимое для перекачки бензина ($\rho_b = 750$ кг/м³; $\nu_b = 0,6$ сСт) по участку нефтепродуктопровода ($L = 110$ км; $D = 377$ мм; $\delta = 8$ мм; $\Delta = 0,25$ мм) с расходом 500 м³/ч, если высотные отметки начала и конца этого участка равны 100 и 25 м, соответственно, а давление в конце участка – 0,5 МПа? Принять, что потери напора на преодоление местных сопротивлений составляют 2 % от потерь напора на трение.

5. Определить гидравлический уклон участка нефтепродуктопровода ($D = 377$ мм; $\delta = 8$ мм; $\Delta = 0,2$ мм), перекачивающего дизельное топливо ($\nu_d = 9$ сСт) с расходом 650 м³/ч. Как изменится гидравлический уклон, если с тем же расходом по участку будут перекачивать бензин ($\nu_b = 1$ сСт)?

6. По нефтепродуктопроводу, состоящему из двух последовательно соединенных участков ($L_1 = 110$ км; $D_1 = 377$ мм; $\delta_1 = 6$ мм; $\Delta_1 = 0,2$ мм; $L_2 = 100$ км; $D_2 = 530$ мм; $\delta_2 = 8$ мм; $\Delta_2 = 0,25$ мм) перекачивают дизельное топливо ($\rho_d = 840$ кг/м³; $\nu_d = 9$ сСт) с расходом 500 м³/ч. С помощью эквивалентного диаметра и эквивалентной длины определить потери напора на трение в нефтепродуктопроводе.

7. По нефтепродуктопроводу, состоящему из двух параллельных участков одинаковой длины ($D_1 = 377$ мм; $\delta_1 = 6$ мм; $\Delta_1 = 0,2$ мм; $D_2 = 530$ мм; $\delta_2 = 8$ мм; $\Delta_2 = 0,25$ мм, $L = 100$ км) перекачивают бензин ($\rho_b = 750$ кг/м³; $\nu_b = 0,6$ сСт) с расходом 500 м³/ч. С помощью эквивалентного диаметра определить потери напора на трение в нефтепродуктопроводе.

8. Определить рабочую точку совместной работы сети и насосной станции, если известно, что насосная станция оборудована двумя последовательно соединенными насосами НМ 1250-260 (напорная характеристика имеет вид: $H = 295 - 0,363 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$) и перекачивает нефть ($\rho_n = 870$ кг/м³; $\nu_n = 5$ сСт) с расходом 1 000 м³/ч, участок нефтепровода имеет длину 100 км, диаметр 530 мм ($\delta = 8$ мм; $\Delta = 0,25$ мм), разность геодезических высот начального и конечного пункта составляет 30 м.

9. Определить рабочую точку совместной работы сети и насосной станции, если известно, что насосная станция оборудована двумя параллельно работающими насосами НМ 1250-260 (напорная характеристика имеет вид: $H = 295 - 0,363 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2$) и перекачивает нефть ($\rho_n = 870$ кг/м³; $\nu_n = 5$ сСт) с расходом 1 000 м³/ч, участок нефтепровода имеет длину

100 км, диаметр 530 мм ($\delta = 8$ мм; $\Delta = 0,25$ мм), разность геодезических высот начального и конечного пункта составляет 30 м.

3.3. Вопросы к контрольной работе

1. Какова цель гидравлического расчета трубопровода?
2. Запишите уравнение для определения потерь напора в сети.
3. От чего зависит коэффициент гидравлического сопротивления?
4. Запишите формулу Л.С. Лейбензона для определения потерь напора на трение в трубопроводе?
5. Что такое гидравлический уклон?
6. Что такое эквивалентные трубопроводы?
7. Каким образом определяются режимы работы насосов?
8. Запишите уравнения для определения потерь напора в сети. Проведите анализ уравнения.
9. Объясните, почему коэффициент гидравлического сопротивления зависит от числа Рейнольдса, в других случаях – от шероховатости трубы?
10. Запишите формулу для определения коэффициента гидравлического сопротивления в соответствии с нормами технологического проектирования.
11. Графически решите задачу по определению режима работы насосов при $h_{cm} = 0$, $h_{cm} > 0$ и $h_{cm} < 0$.
12. Запишите формулу Л.С. Лейбензона для определения потерь напора на трение в трубопроводе и значения коэффициентов m и β для различных режимов течения.
13. Запишите уравнения для определения потерь напора в сети. Проведите анализ уравнений.
14. Проведите анализ упрощенной формулы Л.С. Лейбензона для определения потерь напора на трение в трубопроводе.
15. Как определяется гидравлический уклон в магистральных и на участках с лупингами и вставками?

Литература

1. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: Гипротрубопровод, 2002.
2. Мустафин, Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов / Ф.М. Мустафин, Н.Н. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов. – Уфа: Монография, 2002.
3. Гумеров, А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. – М.: Недра, 2001.

Модуль 5

РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Введение

Обычно нагнетатели подбирают по максимальному значению требуемой подачи. Однако в условиях эксплуатации часто бывают случаи, когда подачу нагнетателя необходимо изменить. Как известно, фактическая подача определяется точкой пересечения характеристики полного давления нагнетателя с характеристикой сети. Следовательно, изменить подачу можно в результате изменения характеристики или нагнетателя, или сети.

Под **регулированием** понимают такое изменение подачи (и других параметров работы) нагнетателя, которое осуществляется с помощью специального регулирующего устройства (направляющего аппарата, гидро- и электромуфты, дроссель-клапана и т.д.), позволяющего получать **непрерывное** изменение характеристик **без останова** машины.

Цель регулирования – приспособление параметров нагнетателя к изменяющимся условиям его работы.

Изменения параметров нагнетателя можно достичь и другими способами. Так, в дымососных установках, работающих то на твердом топливе, то на газе, весьма значительное изменение подачи и давления без резкого снижения КПД можно получить в результате смены рабочего колеса. В вентиляционных установках при наличии клиноременной передачи изменение подачи и давления достигается сменой шкивов. Однако в обоих указанных случаях необходим **останов** нагнетателя и те или иные переделки в нем. Здесь можно говорить о приспособлении к изменившимся условиям работы, но не о регулировании, т.к. происходит не плавное, а ступенчатое изменение параметров.

Изменение подачи нагнетателя при регулировании, отнесенное к подаче при исходном режиме, характеризует **глубину** регулирования.

Все регулирующие устройства в зависимости от их влияния на характеристику или сети или нагнетателя можно разделить на три группы.

В первую группу входят устройства, дросселирующие сеть, т.е. изменяющие характеристику сети, но не изменяющие характеристику нагнетателя. К таким устройствам относятся клапаны, шиберы, задвижки, диафрагмы и т.п. При дросселировании параметры рабочей точки (подача, давление, мощность и КПД) определяют по характеристике нагнетателя при неизменной частоте вращения рабочего колеса.

Вторую группу образуют устройства, изменяющие частоту вращения рабочего колеса (характеристику нагнетателя). При этом характеристика сети не меняется. Известно много устройств, позволяющих изменять частоту вращения рабочего колеса: электродвигатели постоянного тока, фрикционные передачи, гидромуфты и индукторные муфты скольжения и др. В вентиляционно-отопительной технике эти устройства еще не находят широкого применения, хотя они перспективны в тех случаях, когда требуется глубокое регулирование.

Третья группа включает устройства, одновременно изменяющие характеристику и нагнетателя, и сети. Примером такого устройства является входной направляющий аппарат, устанавливаемый в вентиляционном агрегате. Сопротивление самого направляющего аппарата необходимо учитывать при снятии характеристики вентиляционного агрегата. Рассмотрим подробно отдельные способы регулирования.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Необходимость регулирования подачи. Понятие о качественном и количественном регулировании. Качественное регулирование путем изменения числа оборотов и геометрических характеристик нагнетателя. Способы регулирования скорости вращения лопастного колеса. Сравнение методов качественного и количественного регулирования. Автоматизация процесса регулирования работы нагнетателей	Изучение нового материала	Лекция	2
2	Способы регулирования режима работы нагнетателей. Дросселирование	Изучение нового материала	Лабораторное занятие	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Дросселирование

Дросселирование при $n = \text{const}$ самый неэкономичный, но, к сожалению, весьма распространенный способ регулирования. Он заключается в искусственном введении в сеть дополнительного сопротивления в виде шибера 2, дроссель-клапана или других подобных элементов. Поскольку

сопротивление сети при этом увеличивается, то характеристика сети становится более крутой и рабочая точка передвигается из положения А (рис. 1, а) по характеристике нагнетателя влево вверх, занимая последовательно положения Б, В и т.д. и определяя тем самым новые значения параметров работы. Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом шибере, то такой способ регулирования применяется только с целью уменьшения подачи.

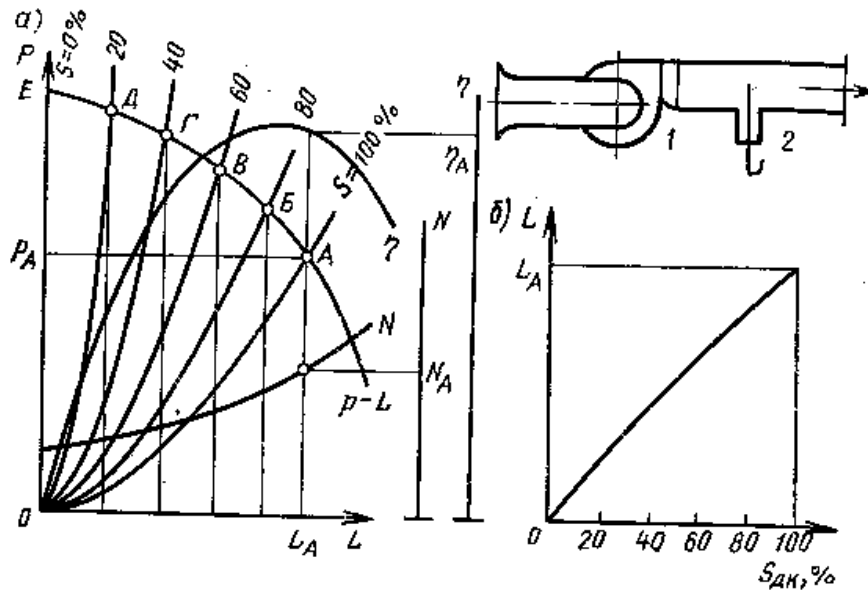


Рис. 1. Схема регулирования радиального вентилятора путем дросселирования

Видно, что при дросселировании уменьшается мощность на валу машины и вместе с тем повышается доля энергии, расходуемой при регулировании (бесполезные потери давления на шибере – $\Delta p_{ш}$). Поэтому оно неэкономично. Чем глубже осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Эффективность дросселирования (уменьшение мощности) в большой степени зависит от формы лопаток рабочего колеса нагнетателя 1. Например, для современных вентиляторов с загнутыми назад лопатками снижение подачи на 40 % приводит к снижению кпд с 85 до 20 – 30 %. Снижение мощности составляет лишь 15 % от первоначальной. Для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и с более низким максимальным кпд при той же глубине регулирования кпд снизится до 35 – 37 %. Снижение мощности достигает при этом 40 %. Но и в этом случае экономичность регулирования весьма мала, т.к. развиваемое давление в основном теряется на дросселе.

Изменение характеристики сети и подачи вентилятора для степени открытия шиберов $z = 100; 80; \dots, 0\%$ (полное закрытие) показано на рис. 1, а. На рис. 1, б – зависимость расхода в сети от степени открытия шиберов, $L = f(s)$. Таким образом, можно плавно изменять расход в диапазоне от L_{max} до 0.

При регулировании центробежных насосов, подающих воду, дросселирующее устройство нужно располагать на напорном трубопроводе, т.к. если установить его на всасывающем трубопроводе, то при регулировании могут возникать явления кавитации в потоке и нарушение нормальной работы насоса.

1.2. Регулирование перепуском

Регулирование перепуском применяется для центробежных насосов. Действие перепуска показано на рис. 2: слева отложен пучок характеристик, представляющих зависимости расхода перепуска от степени открытия задвижки (0; 25; 50; 75 и 100%) и напора H . Когда задвижка 2 закрыта, то воздействие отвода на работу насоса отсутствует и подача равна $Q_A = Q_{max}$. Открытие задвижки как бы смещает характеристику насоса влево на величину ΔQ перепуска. В результате получаем зависимости $H-Q$ для любых значений степени открытия задвижки. Как видно, с открытием задвижки полезный напор, создаваемый насосом 1 уменьшается, расходная зависимость $Q = f(s)$ имеет вид плавной кривой (рис. 2, б) и обеспечивает изменение расхода от Q_{max} до 0 (отвод при этом должен иметь достаточно большую пропускную способность).

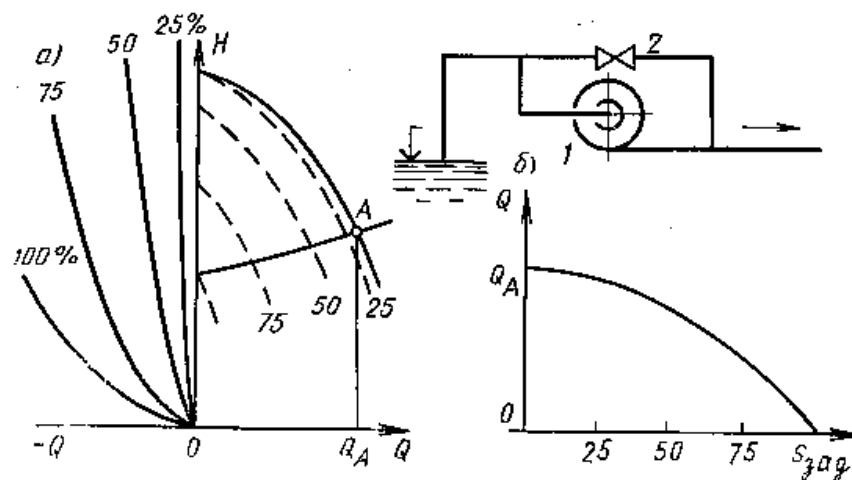


Рис. 2. Схема регулирования центробежного насоса с помощью перепуска

При отсутствии закручивания потока на входе в рабочее колесо уравнение Эйлера можно написать в виде

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} = \rho u_2 (u_2 - w_2 \cos \beta_2) = K_T n^2 D_2^2 / (1 - w_2 \cos \beta_2), \quad (1)$$

где $K_T = \Pi^2 / 3600$, $n = w_2 / u_2$.

В правую часть уравнения (1) входят четыре параметра, следовательно, принципиально возможны четыре способа регулирования путем изменения характеристики нагнетателя.

Следует отметить, что способы регулирования, основанные на изменении диаметра колеса путем плавного изменения радиальной длины лопаток и изменения угла выхода потока из колеса в результате поворота концевых участков лопаток или лопаток целиком, практического применения пока еще не нашли.

1.3. Изменение частоты вращения рабочего колеса

Этот способ регулирования наиболее экономичен, т.к. при уменьшении подачи вследствие снижения частоты вращения колеса потребляемая мощность снижается пропорционально третьей степени отношения частот вращения:

$$N_2 / N_1 = (n_2 / n_1)^3.$$

Этим способом, в отличие от предыдущих, можно и увеличивать подачу. Экономичность всей установки, т.е. нагнетателя с приводом, зависит от способа изменения частоты вращения колеса. Для регулирования частоты вращения используют следующие способы и устройства.

Если регулировать напряжение, подводимое к трем фазам статора асинхронного двигателя, можно, отвлекаясь от влияния параметров регулирующего устройства на характеристики двигателя, изменять максимальный момент, не изменяя критического скольжения. Устройством для регулирования напряжения может быть, например, тиристорный регулятор; при этом в каждой фазе статора двигателя находятся два встречно-параллельно включенных тиристора. Управляя углом включения тиристоров (фазовое управление), можно плавно менять действующее напряжение.

Коэффициент полезного действия паровых турбин, будучи достаточно высоким (~80 %), мало изменяется в зависимости от частоты вращения, что делает паротурбинный привод почти идеальным устройством регулирования подачи нагнетателя. Однако в связи с дороговизной и сложностью

эксплуатации этот привод может быть рекомендован для регулирования только отдельных крупных установок.

Регулирование частоты вращения нагнетателя с помощью гидромуфты происходит при неизменной частоте вращения электродвигателя, т.е. оно может быть применено при использовании обычных асинхронных электродвигателей.

Принцип работы гидромуфты напоминает принцип работы центробежного насоса (рис. 3).

На валу электродвигателя закреплена и вращается вместе с ним правая (ведущая) половина муфты. Жидкость, находящаяся в полуокружных каналах этой половины муфты, центробежной силой отбрасывается к периферии в направлении, указанном стрелками. Аналогичный процесс происходит и в рабочем колесе центробежного насоса. Поэтому муфта, закрепленная на валу электродвигателя, практически является подобием рабочего колеса и называется **насосным колесом**.

Жидкость, выбрасываемая насосным колесом, поступает в ведомую половину муфты (турбину), симметрично расположенную слева и почти аналогичную по конструкции ведущей половине муфты. Ведомая половина муфты может быть уподоблена рабочему колесу турбины, приводимому в движение скоростным напором. При соединении обеих половин муфты образуются замкнутые кольцевые полости с расположенными в них радиальными перегородками, между которыми циркулирует жидкость. Пройдя в рабочем колесе турбины от периферии к центру, жидкость вновь поступает в полуокружные каналы ведущей половины муфты и повторяет описанный путь циркуляции.

Энергия от ведущего вала к ведомому передается с помощью жидкой среды (рабочей жидкости), в качестве которой используют обычно масло или воду. Регулирование частоты вращения ведомого вала достигается изменением подачи рабочей жидкости в гидромуфту.

Коэффициентом полезного действия гидромуфты называют отношение мощности N_2 на ведомом валу к мощности N_1 , переданной электродвигателем на ведущий вал. С учетом потерь на скольжение КПД гидромуфты равен

$$\eta = 0,98n_2 / n_1.$$

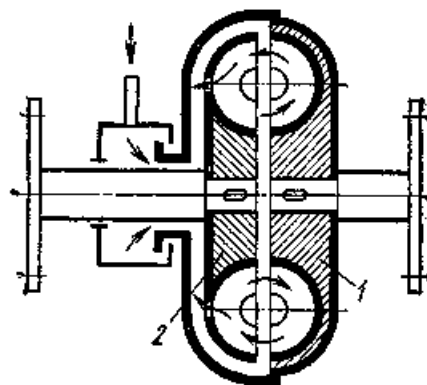


Рис. 3. Схема гидромуфты:
1, 2 – ведущий и ведомый ротор

Применение гидромуфт ввиду их высокой стоимости и сложности ухода оправдано только в крупных установках при неглубоком регулировании.

Регулирование частоты вращения вала возможно с помощью индукторной муфты скольжения (ИМС). Эта муфта является электрическим аналогом гидромуфты, но связь между валами в ней осуществляет не жидкость, а магнитный поток, создаваемый обмоткой возбуждения.

Основные узлы ИМС – якорь, расположенный на валу нагнетателя, и индуктор с обмоткой возбуждения, посаженный на вал электродвигателя.

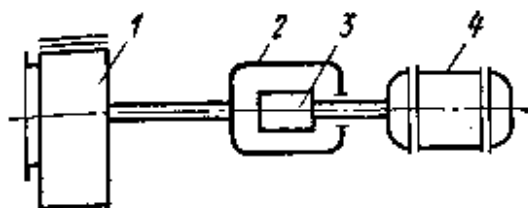


Рис. 4. Схема индукторной муфты скольжения (ИМС):

1 – вентилятор, 2 – якорь, 3 – индуктор, 4 – электродвигатель

индуктор с обмоткой возбуждения, посаженный на вал электродвигателя. Обмотка возбуждения питается от обычной осветительной сети через выпрямитель (рис. 4).

Увеличение или уменьшение силы тока, осуществляемое с помощью плавно регулируемого автотрансформатора, изменяет магнитное поле между индуктором и якорем, вследствие чего изменяется сила сцепления между ними и происходит большее или меньшее отставание индуктора от якоря. К достоинствам ИМС следует отнести возможность дистанционного управления. Как и гидромуфты, ИМС из-за высокой стоимости и низкого КПД при глубоком регулировании применяют только в крупных установках при неглубоком регулировании.

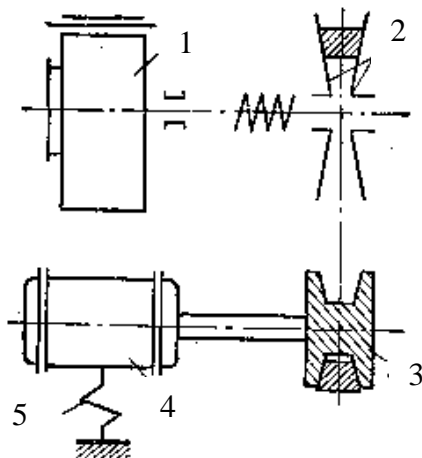


Рис. 5. Схема ременного вариатора частоты вращения рабочего колеса вентилятора:

1 – вентилятор, 2, 3 – ведомый и ведущий шкифы, 4 – электродвигатель, 5 – устройство для натяжения ремня

Для регулирования частоты вращения вала применяют ременный вариатор частоты вращения рабочего колеса.

Принцип действия этого устройства (рис. 5) основан на изменении передаточного отношения шкивов ременного привода.

Ведомый шкив состоит из двух дисков, один из которых с помощью пружины можно передвигать вдоль вала, изменяя расстояние между ними

(сближая или раздвигая). Благодаря этому клиновый ремень может занимать различные положения между дисками (приближаясь к валу или отодвигаясь от него). При этом радиус его обращения вокруг оси вала изменяется и, следовательно, меняются передаточное отношение и частота вращения рабочего колеса. Перемещение подвижного диска вдоль вала производится без остановки агрегата или вручную, или с помощью специального привода. Применение вариатора целесообразно при передаче мощности до 10 – 15 кВт; при больших мощностях из-за сложности и громоздкости конструкции применение вариатора нерационально.

1.4. Изменение относительной скорости

Этот способ применим к вентиляторам с лопатками, загнутыми назад, и заключается в изменении ширины рабочего колеса с помощью передвижных дисков, вращающихся вместе с колесом (рис. 6), или передвижного входного патрубка (рис. 7).

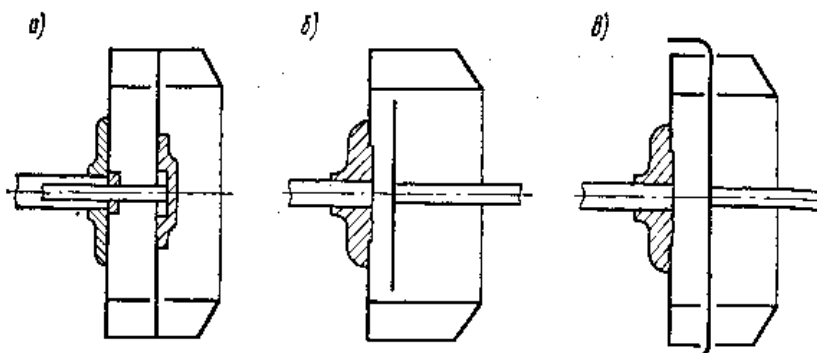


Рис. 6. Рабочие колеса с передвижными дисками

При перестановке диска (или патрубка) часть рабочего колеса как бы выключается и не участвует в создании активного потока. Через оставшуюся часть рабочего колеса воздух протекает при безударном входе с почти неизменным распределением скоростей. Применение этого способа целесообразно при глубине регулирования до 0,5. Так, при уменьшении подачи в 2 раза по сравнению с расчетной потребляемая мощность снижается тоже примерно в 2 раза (рис. 8).

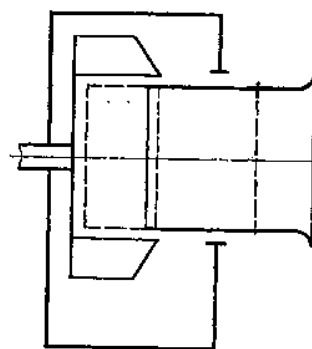


Рис. 7. Схема вентилятора с передвижным входным патрубком

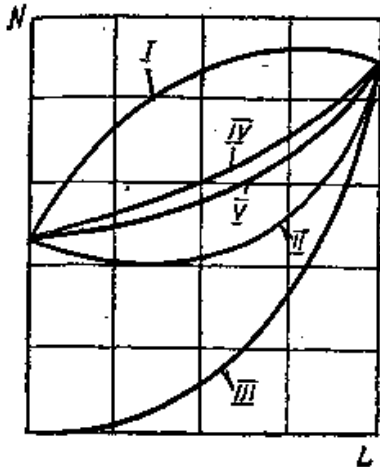


Рис. 8. Изменение мощности в зависимости от различных способов регулирования:

I – характеристика мощности до регулирования, II – при регулировании передвижным диском (см. рис. 6, а), III – при регулировании изменением частоты вращения рабочего колеса, IV – при регулировании передвижным диском (см. рис. 6, б), V – при регулировании закручиванием потока при входе на рабочее колесо

С помощью дисков (см. рис. 6) и входного патрубка регулировать подачу можно только в сторону уменьшения. Для устранения этого недостатка следует согнуть край диска. При этом расчетная подача должна обеспечиваться при закрытой выступающим краем диска задней части рабочего колеса. В этом случае передвижной диск можно передвигать по направлению к заднему диску рабочего колеса. Преимущество этой схемы в том, что возможно регулирование в сторону увеличения подачи при практически неизменном КПД.

Как будет показано ниже, при регулировании направляющим аппаратом закручивание потока против направления вращения колеса очень невыгодно и дает незначительное увеличение подачи. По сравнению с направляющим аппаратом передвижной диск не требует направляющих лопаток ни перед рабочим колесом, ни за ним.

1.5. Закручивание потока перед рабочим колесом

Теоретические основы этого способа регулирования легко понять, рассмотрев треугольник скоростей на входе в рабочее колесо (рис. 9).

При отсутствии закручивания потока перед колесом нагнетателя создаваемое теоретическое давление можно найти из уравнения

$$P_T = \rho u_2 c_{2u}.$$

При этом предполагается, что скорость закручивания $c_{1u} = 0$ и треугольник ABC – нормальный треугольник скоростей при радиальном входе потока с абсолютным углом входа $\alpha = 90^\circ$.

Закручивая поток на входе в ту или другую сторону, можно угол α_1 уменьшить до угла α_1' или увеличить до угла α_1'' . Соответственно из-

меняются значение и направление абсолютной скорости c_1 . При уменьшении угла входа вместо c_1 появляется скорость c_1' с уменьшенной радиальной составляющей c'^{2r} и, следовательно, подача нагнетателя уменьшается. Уменьшается и полное давление нагнетателя вследствие появившейся скорости закручивания c'^{2u} , имеющей то же направление, что и окружная скорость u_1 :

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u}.$$

В соответствии с этим уравнением характеристики давления нагнетателя отклонятся от первоначального положения (рис. 10), при этом отклонение будет тем больше, чем меньше станет угол α .

Подача нагнетателя, работающего на определенную сеть, уменьшится. Поскольку с понижением характеристик полного давления уменьшается и КПД нагнетателя, то снижение затрат мощности происходит не прямо пропорционально уменьшению произведения pL . Из рис. 10 видно, что мощность при закручивании потока перед рабочим колесом изменяется по линии B_1-B_5 .

Для сравнения на рис. 10 проиллюстрировано регулирование путем дросселирования. Изменение мощности при этом происходит по линии B_1-B_6 . Видно, что регулирование с помощью закручивания потока экономичнее дросселирования, поскольку затраты мощности снижаются быстрее. Например, для

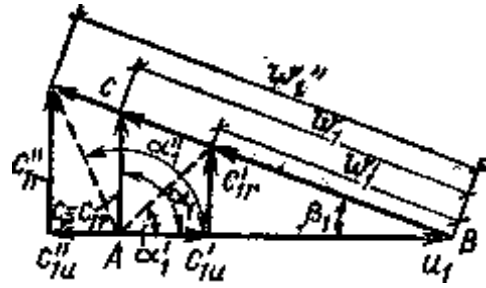


Рис. 9. Треугольники скоростей при входе потока в рабочее колесо

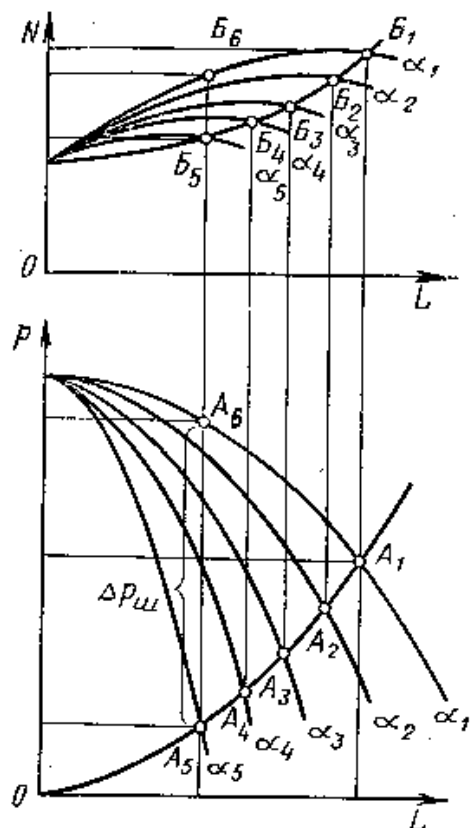


Рис. 10. Характеристики вентилятора при регулировании закручиванием потока при входе на рабочее колесо

вентиляторов с загнутыми назад лопатками уменьшение подачи на 50 % с помощью закручивания потока на входе в колесо приводит к снижению расходуемой мощности примерно на 55 %. Использование для этой же цели дросселирования снижает затраты мощности лишь на 20 %. Устройства, осуществляющие закручивание потока перед рабочим колесом, называются **направляющими аппаратами**. В настоящее время известно, по крайней мере, девять типов направляющих аппаратов. Несмотря на значительное различие в конструкции, работа всех этих аппаратов основана на одном принципе – создание в потоке воздуха перед рабочим колесом некоторого момента количества движения $\rho L R_1 c_{1u}$ в результате закручивания потока. Этот момент должен быть тем больше, чем большее уменьшение подачи требуется.

Регулирование направляющим аппаратом вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, экономичнее, чем вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Объясняется это следующим. В общем случае изменение теоретической мощности вследствие появления скорости закручивания c_{1u} при заданной подаче L равно

$$\Delta N_T = \rho L w_0 \left[(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u}) - R_1 c_{1u} \right], \quad (2)$$

где c'_{2u} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса при закручивании потока перед ним.

При фиксированной подаче вентилятора с увеличением закручивания потока перед рабочим колесом вследствие некоторого уменьшения относительной скорости w_1 (см. рис. 9) происходит уменьшение скорости w_2 . При этом для колес с лопатками, загнутыми вперед, абсолютное значение $(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u})$ будет больше, чем для лопаток, загнутых назад. Тогда согласно уравнению (2) при одинаковом закручивании потока в направляющем аппарате ($c_{1u} = \text{const}$) и одинаковой подаче ($L = \text{const}$) для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, снижение мощности (увеличение ΔN) будет более значительным, т.е. регулирование более эффективным, чем для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Поэтому несмотря на более низкий, соответствующий исходному режиму КПД вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, при их регулировании среднеэксплуатационный КПД может оказаться выше КПД вентиляторов с загнутыми назад лопатками, имеющими более высокий КПД при исходном режиме.

В системах вентиляции получили довольно широкое применение следующие направляющие аппараты.

Осевой направляющий аппарат (ОНА) является лучшим из известных направляющих аппаратов (рис. 11).

Он представляет собой набор радиально расположенных во входном патрубке нагнетателя (или в самостоятельном патрубке) лопаток, которые можно одновременно и синхронно поворачивать на любой угол вокруг радиальных осей. Обычно число лопаток у вентиляторов равно 8 или 12. Их, как правило, вырезают из плоского металлического листа одинаковой толщины и только в тех случаях, когда прочность и жесткость лопаток оказываются недостаточными (для больших вентиляторов), их выполняют крыловидными или чечевицеобразными. Размеры и контур лопаток ОНА определяют из условия, что при повороте из нейтрального положения на 90° лопатки должны возможно плотнее закрыть проходное сечение, слегка перекрывая друг друга. При временной остановке это обеспечивает возможность более полного отключения вентилятора. Диаметр лопаток ОНА на 10 – 20 % превышает диаметр входного отверстия вентилятора. Диаметр втулки обычно составляет 20 % диаметра лопаток ОНА.

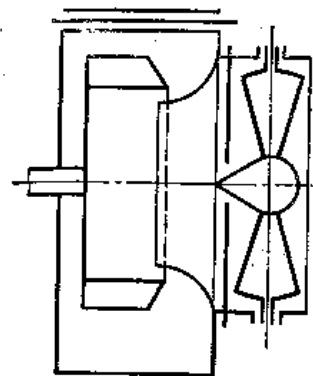


Рис. 11. Схема осевого направляющего аппарата (ОНА)

ОНА, как и другие направляющие аппараты, дают хорошие результаты до глубины регулирования, равной примерно 0,75. При меньшей глубине регулирования большая экономичность наблюдается у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, а при несколько большей глубине регулирования – у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. При очень глубоком регулировании использование направляющих аппаратов становится неэкономичным, а само регулирование приближается к дроссельному.

В некоторых случаях удастся несколько форсировать работу вентилятора (увеличить подачу) поворотом направляющих лопаток в обратную сторону. При этом

$$P_T = \rho u_2 c_{2u} + \rho u_1 c_{1u}.$$

Однако достигаемое увеличение подачи – $c''_{1r} > c_{1r}$ (см. рис. 9) настолько мало, что не может рассматриваться как сколько-нибудь существенный ее резерв. Причиной малого эффекта является увеличение потерь в колесе вследствие возрастания w_1 . В то же время увеличение затрат мощности весьма значительно.

В радиальном направляющем аппарате РНА, в отличие от ОНА, направляющие лопатки установлены вне входного патрубка, и поток подво-

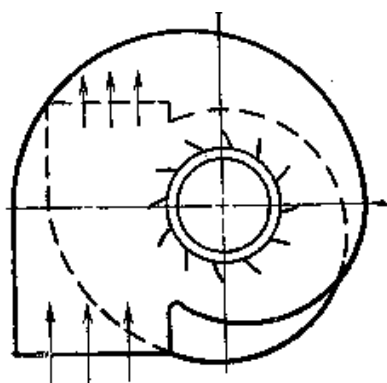


Рис. 12. Схема радиального направляющего аппарата (РНА)

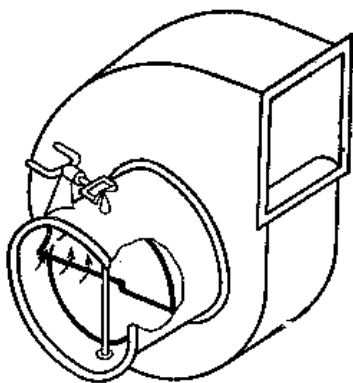


Рис. 13. Схема упрощенного осевого направляющего аппарата конструкции Л.А. Рихтера (УОНА)

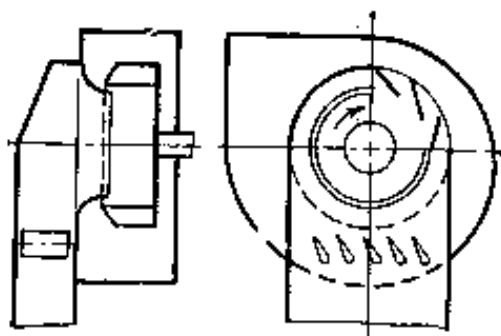


Рис. 14. Схема упрощенного радиального направляющего аппарата конструкции А.Г. Бычкова (УНА)

дится к ним не в осевом, а в радиальном направлении по спиральной входной коробке (рис. 12).

При этом создаются одинаковые условия течения по ширине направляющих лопаток, благодаря чему струи выходят из РНА с одинаковыми значениями окружной скорости. Следует отметить, что по сравнению с ОНА условия компоновки РНА менее благоприятны.

Упрощенный осевой НА конструкции Л.А. Рихтера (УОНА) был предложен в 1948 г. Благодаря наличию всего лишь двух лопаток, установленных во входном патрубке, и отсутствию втулки упрощается и удешевляется его конструкция (рис. 13).

При этом регулировочная характеристика (кривая регулирования) $N(N_0)/L(L_0)$ или $N_{pec}(L)$ неизбежно ухудшается, но экономия электроэнергии по сравнению с регулированием путем дросселирования получается весьма значительной.

Упрощенный радиальный НА конструкции А.Г. Бычкова (УНА) состоит из трех – пяти лопаток, установленных во входной коробке так, чтобы их оси поворота были параллельны оси рабочего колеса (рис. 14).

Лопатки УНА следует устанавливать в непосредственной близости от входного патрубка, так как иначе на участке между этими элементами поток будет

частично раскручиваться, и эффективность регулирования снизится. УНА имеет преимущество перед ОНА при работе на газах, содержащих абразивные частицы, или агрессивных, т.к. его лопатки изнашиваются меньше, поскольку находятся в зоне меньших скоростей; смена изношенных лопаток требует меньшего времени.

Встроенный направляющий аппарат (ВНА) представляет собой систему коротких плоских лопаток, установленных внутри рабочего колеса параллельно входным кромкам его лопаток в непосредственной близости от них (рис. 15). Необходимые элементы конструкции ВНА – два кольца (со стороны заднего и переднего дисков), распорные болты, связывающие эти кольца, и система управления лопатками, расположенная со стороны входа в рабочее колесо.

Некоторое применение ВНА получили в тягодутьевых установках электростанций. Однако широкому использованию ВНА мешают серьезные эксплуатационные недостатки, заключающиеся в сложности привода; при этом поломка даже одной лопатки может привести к аварии.

Цилиндрический направляющий аппарат (ЦНА) в 1955 г. был также предложен Л.А. Рихтером. В нем, в отличие от рассмотренных НА, рабочим элементом служит открытый полуцилиндр, соосный с рабочим колесом, а не система направляющих лопаток (рис. 16).

При режимах, не требующих закручивания потока перед рабочим колесом, полуцилиндр находится в нерабочем положении – он как бы спрятан в торцевой части коробки. Для уменьшения подачи полуцилиндр поворачивают вокруг его оси в направлении вращения колеса на некоторый угол, тем больший, чем меньшая подача требуется. При этом полуцилиндр вдвигается внутрь входной коробки.

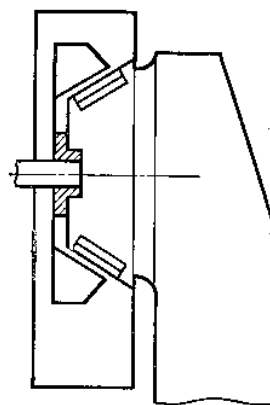


Рис. 15. Схема встроенного направляющего аппарата (ВНА)

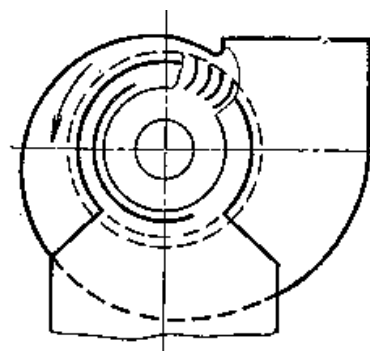


Рис. 16. Схема цилиндрического направляющего аппарата (ЦНА)

Выбор того или иного способа регулирования зависит от ряда факторов: стоимости регулирующего органа, номенклатуры выпускаемого оборудования, потребляемой мощности и диапазона изменения подачи, продолжительности работы, стоимости 1 кВт-ч электроэнергии. Если учитывать, что различные регулирующие устройства при одном и том же изменении подачи требуют разных расходов электроэнергии и связаны с оптимизацией сетей, то узел «сеть + управляемый агрегат» должен рассматриваться как единое целое.

При подборе нагнетателей следует иметь в виду, что их КПД несколько снижается из-за применения вместе с ними регулирующих устройств. Для систем вентиляции Г.Г. Вахвахов рекомендует принимать следующие значения коэффициентов понижения КПД вентиляторов: для дроссель-клапана – 1, для ОНА – 0,96, для гидромуфты – 0,98, для ИМС – 0,96, для ременного варианта – 0,86.

Сопоставление эффективности различных способов регулирования подачи показано на рис. 17, откуда видно, что дросселирование – самый неэкономичный способ регулирования.

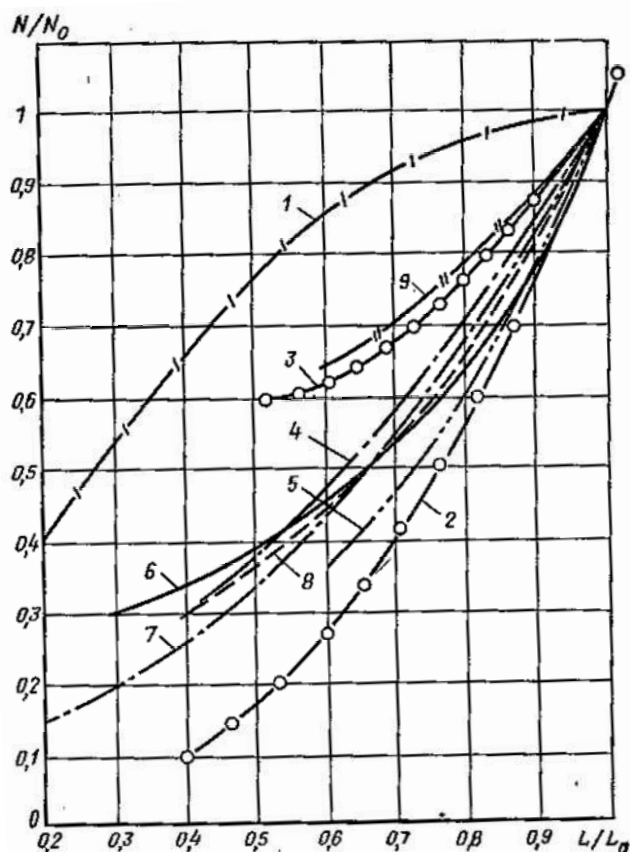


Рис. 17. Сопоставление эффективности способов регулирования подачи вентиляторов:

1 – дроссель-клапаном, 2 – вариатором, 3 – цилиндрическим патрубком, 4 – гидромуфтой, 5 – цилиндрическим направляющим аппаратом, 6 – осевым направляющим аппаратом, 7 – индукторной муфтой скольжения, 8 – упрощенным направляющим аппаратом, 9 – упрощенным осевым направляющим аппаратом

При глубине регулирования до 0,75 ОНА и муфты скольжения (индукторная и гидравлическая) мало отличаются друг от друга по своей эко-

номичности. При более глубоком регулировании предпочтение следует отдавать гидромуфтам и ИМС.

2. Материалы, используемые в процессе обучения и контроля

2.1. Материалы к лекциям

План лекции

1. Необходимость регулирования подачи.
2. Понятие о качественном и количественном регулировании. Качественное регулирование путем изменения числа оборотов и геометрических характеристик нагнетателя.
3. Способы регулирования скорости вращения лопастного колеса. Сравнение методов качественного и количественного регулирования.
4. Автоматизация процесса регулирования работы нагнетателей.

2.2. Задания к лабораторным работам

Лабораторная работа № 4

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ

Цель работы: изучение способов регулирования нагнетателей, построение совмещенной характеристики нагнетателя и трубопровода при дросселировании.

Общие сведения

При совместной работе нагнетателя и сети очень часто требуется создавать такие значения расхода и напора, которые не располагаются на характеристике выбранного насоса или существующего трубопровода.

Например, требуется обеспечить расход в сети $1 \text{ м}^3/\text{с}$ с напором 50 м (рис. 18).

Как видно, данная точка не удовлетворяет ни характеристике насоса, ни характеристике сети. В таких случаях нужно изменить либо характеристику насоса, либо характеристику сети, либо обе характеристики.

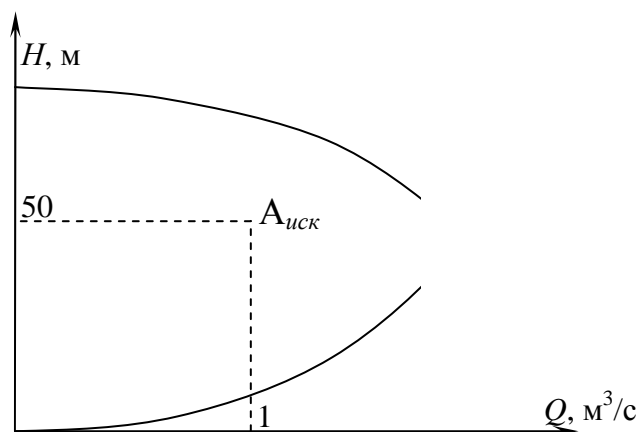


Рис. 18. Несовпадение искомой точки с характеристиками

Изменение характеристики насоса

Изменить характеристику насоса можно путём изменения наружного диаметра рабочего колеса (обточкой/ заменой рабочих колёс) либо изменением частоты вращения вала нагнетателя.

Крупногабаритные насосы высокой производительности (как нагнетатели нефтеперекачивающих станций), поступаая на производство имеют в своем комплекте несколько запасных (дополнительных) рабочих колёс с различным наружным диаметром.

Рабочее колесо с максимальным (номинальным) диаметром имеет наименьшие зазоры между корпусом насоса и рабочим колесом, вследствие чего способно создать больший напор и подачу для данного насоса (рис. 19).

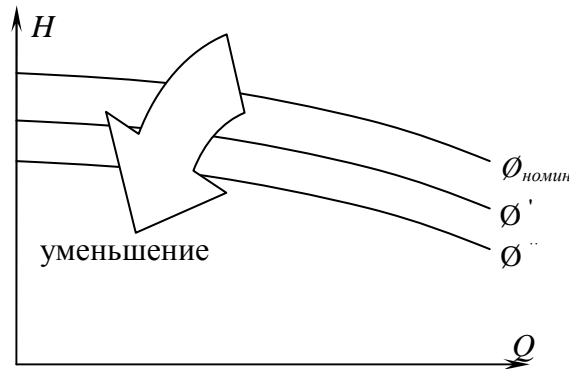


Рис. 19. Изменение диаметра/ обточка колёс

Уменьшая диаметр рабочего колеса, можно добиться искомым значений напора. Наружный диаметр можно найти из уравнений:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D}{D'}; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^2; \quad \frac{N}{N'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^3. \quad (3)$$

Изменение частоты вращения рабочего колеса также дает изменение характеристик нагнетателя (рис. 20).

С уменьшением частоты вращения вала уменьшаются напор и подача, развиваемые насосом.

Перерасчет на требуемую частоту вращения можно осуществить по формулам:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \quad \frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3. \quad (4)$$

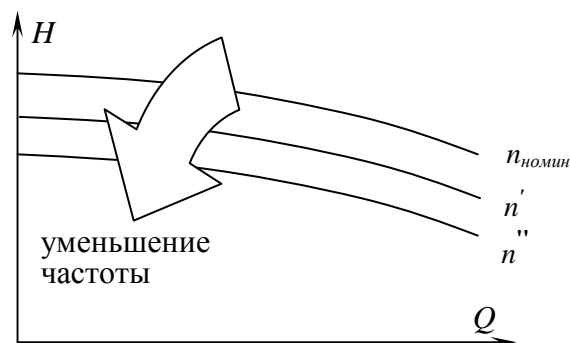


Рис. 20. Изменение частоты вращения

Таким образом, возвращаясь к задаче на рис. 18, можно изменить характеристику нагнетателя таким образом, что она пройдет через искомую точку $A_{иск}$ (рис. 21).

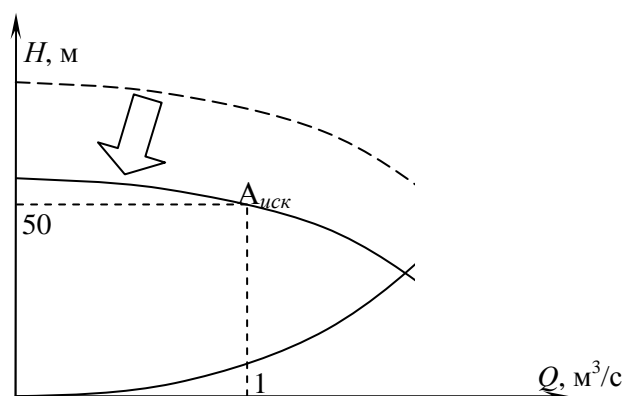


Рис. 21. Изменение характеристики насоса

Теперь насос дает требуемый напор, однако расход жидкости не удовлетворяет условиям задачи. Рассмотрим другой способ регулирования режима работы системы.

Изменение характеристики трубопровода

Характеристика трубопровода (сети) – семейство величин напора, при соответствующих значениях расхода Q показывающее энергию, необходимую для преодоления сопротивления рассматриваемого трубопровода. Изменив сопротивление, получим изменение характеристики сети.

Изменить сопротивление можно изменением вязкости перекачиваемой жидкости (сменой температуры или использованием разжижающих присадок).

Снижение вязкости перекачиваемого продукта (рис. 22) приводит к уменьшению сопротивления трения жидкости о стенки трубопровода и уменьшению трения между слоями жидкости.

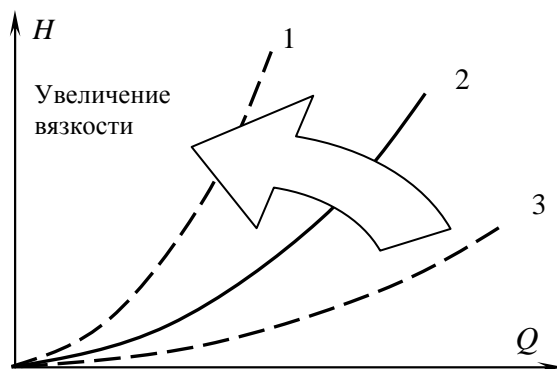


Рис. 22. Изменение вязкости

Следующим способом изменения характеристики сети является изменение геометрических характеристик трубопровода (рис. 23). Увеличение диаметра, снижение длины трубопровода либо уменьшение шероховатости внутренних стенок ведут к уменьшению сопротивления трубопровода.

Использование данного способа возможно только на этапе проектирования.

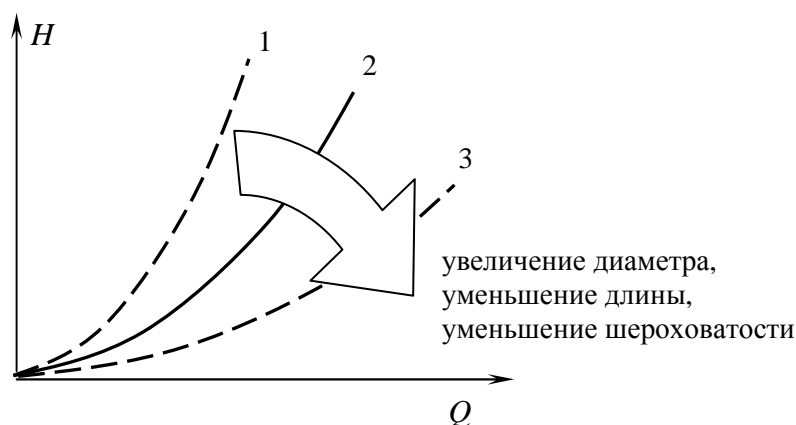


Рис. 23. Изменение геометрических характеристик

Изменить режим работы сети в процессе эксплуатации можно дросселированием либо байпасированием.

Дросселирование обычно производится сразу за нагнетателем, в напорном патрубке (рис. 24). При этом можно получить любой режим работы (точки Б, В). В трубопроводе режим работы будет характеризоваться соответствующими точками К или М (в зависимости от степени прикрытия регулирующего вентиля/крана). Потери напора на вентиле при дросселировании: отрезки БК и ВМ.

Байпасирование заключается в перепуске части жидкости по обводной линии (рис. 25).

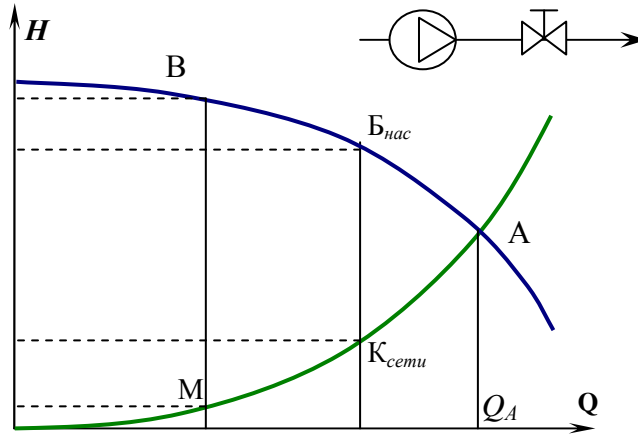


Рис. 24. Дросселирование

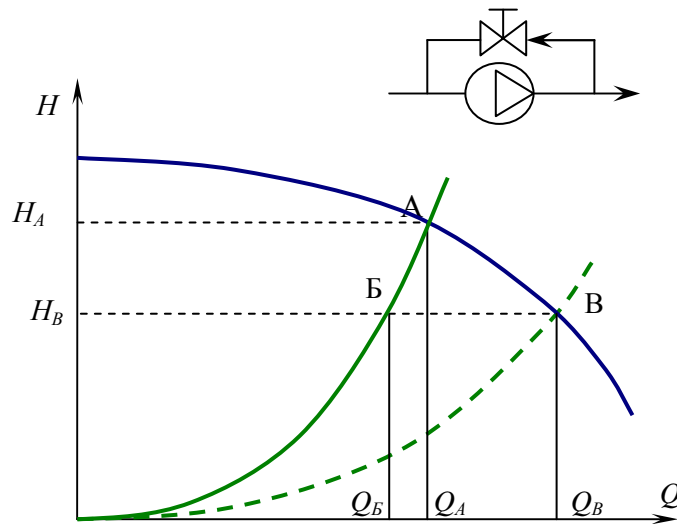


Рис. 25. Байпасирование

Это приводит к снижению сопротивления перед насосом и режим его работы перемещается из точки А в точку В. При этом насос подает расход Q_B и создает напор H_B . Пересечение горизонтали, проходящей через точку В, с характеристикой сети определит режим работы трубопровода (H_B , Q_B). Количество жидкости, перепускаемой по обводной линии определится как

$$\Delta Q = Q_B - Q_A. \quad (5)$$

Теперь в рассматриваемом выше примере можно любым из приведенных способов изменить характеристику сети (рис. 26) и получить искомый режим работы данного нагнетателя в системе с данным трубопроводом.

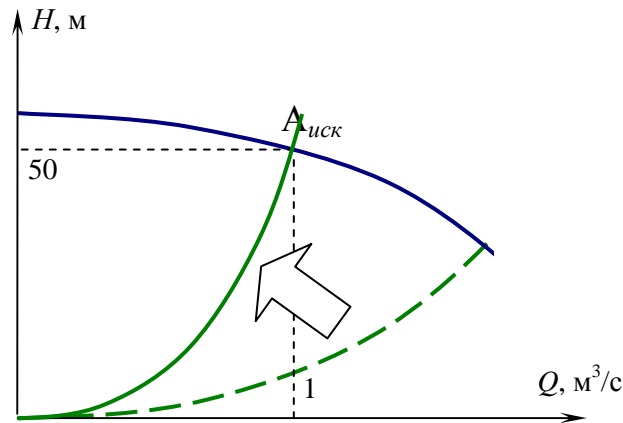


Рис. 26. Изменение характеристики сети

Описание лабораторного стенда для снятия характеристики сети и определения рабочей точки вихревого насоса

Определение основных параметров насоса и сети при их совместной работе и построение рабочей (режимной) точки производится на лабораторном стенде (см. рис. 19, лабораторная работа работа № 2) .

Насос Н1 имеет установленные манометры на всасывающем и напорном патрубках. Кран К2 используется для изменения подачи в системе, которая определяется с помощью расходомера Р2 и секундомера. Кран К9 служит устройством для изменения характеристики сети, т.е. дросселирования. Кран К1 можно использовать для байпасирования нагнетателя Н1.

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровней воды в баке.
2. Для запуска насоса Н1 открыть вентиль В1и кран К2, остальные закрыть.
3. Нажатием кнопки «пуск» на приборном щите запустить насос.
4. Частично прикрыть кран К9, создав дросселирование в сети.
5. Произвести замер показаний расходомера Р2 и манометров М5 и М11.
6. Изменяя степень открытия крана К2 от максимального до 0, снимать показания расходомера Р2 и манометров М5 и М11. Занести их показания в табл.

№ опыта	$P_{вх. сеть},$ МПа	$P_{вых. сети},$ МПа	$V,$ м ³	$t,$ с	$Q,$ м ³ /с	$H_{сети},$ м
1...4						

7. После выполнения замеров всех точек привести систему в исходное состояние, полностью открыв краны К2 и К9.

8. Частично открыть кран К1, создав байпасирование насоса Н1.
9. Определить значение давления на входе в сеть Р5 по показаниям манометра М5.
10. Выключить насос, перекрыть все краны и вентили.

Обработка полученных экспериментальных данных

1. Перевести показания манометров в паскали (систему СИ).
2. Определить потери напора на преодоление сопротивления сети по формуле

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \Delta z. \quad (6)$$

3. Определить расход жидкости в сети как

$$Q = V/t, \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. На миллиметровой бумаге в координатах $H-Q$ построить графики сети при дросселировании $H_{сетиДр} = f(Q_D)$.

5. На полученные графики в одном и том же масштабе наложить графики центробежного насоса $H_{нас} = f(Q)$, $\eta_{нас} = f(Q)$, полученные при испытании нагнетателей в лабораторной работе № 2, и график сети $H_{сети} = f(Q)$, полученный в лабораторной работе № 3.

6. Определить напор и расход, теряемые при дросселировании. По формуле

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_{A1} \cdot h_D}{1000 \cdot \eta_1} \quad (7)$$

определить мощность, теряемую при дросселировании.

7. Вычислить значение напора $H_{байп}$, подаваемого насосом в сеть при байпасировании, по формуле

$$H_{байп} = \frac{P_5}{\rho g}. \quad (8)$$

8. С помощью графиков $H_{сети} = f(Q)$, $H_{нас} = f(Q)$ и значения $H_{байп}$ определить количество жидкости, перепускаемой по байпасной линии.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, её название;
- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы;

- 4) протокол испытаний – пример расчета параметров;
- 5) графики напорной ($H_{насоса}-Q$) и энергетической ($\eta-Q$) характеристик центробежного нагнетателя;
- 6) график характеристики сети ($H_{сети}-Q$), характеристики сети при дросселировании ($H_{сетиДр}-Q$).

2.3. Вопросы к контрольной работе

1. Дросселирование.
2. Регулирование частоты вращения нагнетателя с помощью гидромуфты.
3. Осевой направляющий аппарат.
4. Регулирование перепуском.
5. Регулирование частоты вращения вала с помощью индукторной муфты скольжения.
6. Радиальный направляющий аппарат.
7. Изменения относительной скорости.
8. Регулирование частоты вращения с помощью ременного вариатора частоты вращения рабочего колеса.
9. Встроенный направляющий аппарат, цилиндрический направляющий аппарат.

Литература

1. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 335 с.

Модуль 6

КОМПРЕССОРЫ

Введение

Компрессор – машина для сжатия (компримирования) газа и подачи его потребителям по трубопроводным системам.

Выбор типа компрессора для применения в определенном технологическом процессе определяется рядом условий, основными из которых являются:

1) требуемая производительность компрессорного агрегата. Известно, что поршневые компрессоры по сравнению с центробежными имеют меньшую производительность и позволяют достигнуть высоких давлений нагнетания;

2) условия энергоснабжения в районе установки компрессора, в зависимости от которых выбирают тип его привода;

3) требуемый диапазон регулирования параметров компрессора, определяемый условиями технологического процесса. Более предпочтителен газомоторный привод и менее удобен электропривод;

4) монтажеспособность, сложность конструкции компрессора, объем вспомогательного хозяйства, параметры надежности и долговечности.

5) габаритные размеры и масса компрессорного агрегата.

Разнообразие технологических процессов, в которых используют компрессорные машины, соответственно определяет различие в принципе их действия и конструктивном исполнении.

По принципу действия различают объемные (поршневые, винтовые, пластинчатые) и динамические компрессоры.

По типу привода компрессоры подразделены:

- на газомотокомпрессорные;
- на электроприводные;
- на газотурбинные.

По развиваемой производительности компрессоры:

- на малые (производительностью до $0,015 \text{ м}^3/\text{с}$);
- на средние (от $0,015$ до $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$);
- на крупные ($1,5 \text{ м}^3/\text{с}$).

По развиваемому давлению нагнетания:

- низкого ($p_n = 0,2 - 1,0$ МПа);
- среднего ($p_n = 1,0 - 10,0$ МПа);
- высокого ($p_n = 10,0 - 300,0$ МПа).

По характеристике сжимаемого газа компрессоры могут быть воздушными и газовыми (для сжатия всех газов, за исключением кислорода).

По конструктивному исполнению различают компрессоры горизонтальные и вертикальные, угловые (с горизонтальными и вертикальными цилиндрами) и оппозитные (со встречным движением поршней).

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Устройство и принцип действия центробежного компрессора. Основные параметры работы центробежного компрессора. Характеристики центробежных компрессоров. Пересчет безразмерных характеристик в приведенные для центробежных компрессоров. Устройство и принцип действия поршневого компрессора. Характеристики поршневого компрессора	Изучение нового материала	Лекция	2
2	Характеристика сети трубопроводов. Работа центробежных компрессоров на сеть трубопроводов. Регулирование подачи центробежных компрессоров. Помпаж. Защита компрессоров от помпажа	Изучение нового материала	Лекция	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Устройство и принцип действия центробежных компрессоров

Для компримирования природного газа применяют центробежные компрессоры, имеющие одну или несколько ступеней сжатия. Компрессоры, имеющие более одной ступени сжатия, называются полнонапорными.

На рис. 1 приведена схема ступени центробежного компрессора, принцип работы которой заключается в следующем. Основной элемент компрессора – рабочее колесо, в котором потоку газа передается энергия приводного двигателя. Газ, пройдя входное устройство 2, поступает в каналы рабочего колеса 1, образованные лопатками 3 и стенками основного

5 и покрывающего 4 дисков. При вращении колес газ, находящийся между лопатками, вовлекается во вращение относительно оси колеса и под действием центробежных сил движется к его периферии. При этом происходит его частичное сжатие и увеличение кинетической энергии. После рабочего колеса газ поступает в диффузор 6, где за счет снижения скорости газа происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную и дальнейшее повышение давления.

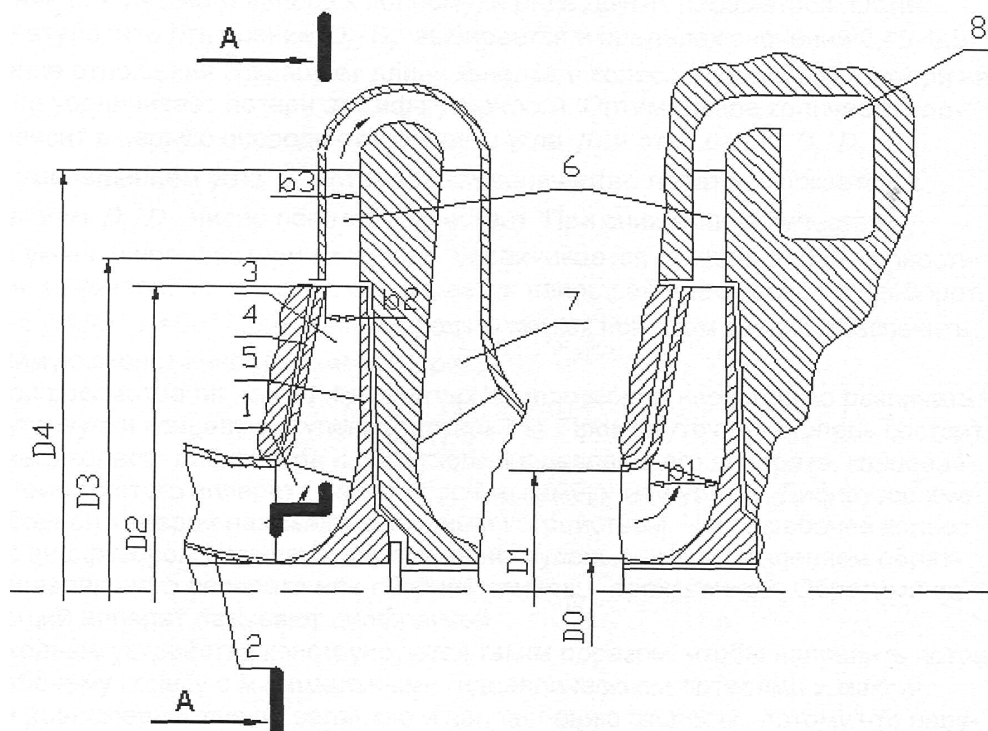


Рис. 1. Продольный разрез ступени центробежного компрессора:

a – начальная (промежуточная) ступень, *б* – конечная ступень;

1 – рабочее колесо, 2 – входное устройство, 3 – лопатка рабочего колеса, 4 – покрывной диск рабочего колеса, 5 – основной диск рабочего колеса, 6 – лопаточный диффузор, 7 – обратный направляющий аппарат, 8 – сборная камера (улитка)

Определяющим геометрическим параметром рабочих колес является выходной угол β_2 , в зависимости от величины которого они классифицируются на следующие типы:

- 1) насосный ($\beta_2 = 15 \div 30^\circ$);
- 2) компрессорный ($\beta_2 = 35 \div 55^\circ$);
- 3) колеса радиальными лопаткам ($\beta_2 = 90^\circ$).

Наиболее часто используются колеса с лопатками компрессорного типа. Эффективность рабочего колеса зависит от угла β_2 , степени реактивности (отношения статического напора к полному) и ряда других параметров. Оптимальное втулочное отношение D_1/D_2 выбирается в пределах зна-

чений $0,45 \div 0,57$. Увеличение отношения сокращает длину каналов в колесе и уменьшает потери на трение, но увеличивает потери от диффузорности. Оптимальное количество лопаток зависит в первую очередь от величины угла β_2 и отношения D_1/D_2 .

С уменьшением угла β_2 оптимальное количество лопаток снижается, с возрастанием D_1/D_2 – возрастает. При уменьшении количества лопаток снижаются потери на трение, увеличивается степень диффузорности лопаточного канала, но при этом уменьшается напор рабочего колеса. Лопатки с углом $\beta_2 = 90^\circ$ применяются редко, т.к. при этом трудно обеспечить необходимую экономичность компрессора.

При рассмотрении многоступенчатых компрессоров необходимо различать промежуточную и концевую ступени. Промежуточная ступень состоит из рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата, концевая ступень вместо этого аппарата имеет сборную камеру или улитку. Диффузор вместе с камерой называют выходным устройством. Часто рабочее колесо вместе с диффузором называют двухзвенной ступенью, а с добавлением обратного направляющего аппарата или сборной камеры – трехзвенной. Обратный направляющий аппарат называют диафрагмой.

Входные устройства конструируются таким образом, чтобы направить поток газа к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и максимальной равномерностью по величине и направлению скорости, потому что нарушение этих ведет к падению напора и КПД, а при работе с малыми расходами приближает границу помпажа. Конструктивно этим условиям удовлетворяет осевой входной парубок, представляющий собой конфузор круглого поперечного сечения. Одновременно конфузор может служить элементом устройства для измерения расхода газа через компрессор.

Для уменьшения силового воздействия от трубопроводов обвязки КС на корпус компрессора подводящие и отводящие патрубки располагаются сбоку или соосно. Боковой подводящий патрубок требует организации перед рабочим колесом всасывающей камеры.

Вход в рабочее колесо бывает осевым и кольцевым. Осевой вход характерен для одноступенчатых компрессоров с консольным расположением рабочего колеса и позволяет получить высокую равномерность потока по радиусу. Кольцевой – выполняется в межопорных роторах, иногда при этом используется входной направляющий аппарат.

Во входных устройствах могут применяться входные направляющие аппараты (ВНА), которые бывают сменными и регулируемые. Задачей

ВНА является изменение напора, создаваемого рабочим колесом, за счет прокрутки потока в направлении вращения колеса или против него (изменение составляющей скорости C_{1U}). Закрутка потока по направлению вращения рабочего колеса позволяет обеспечить режимы частичных нагрузок в электроприводных газоперекачивающих агрегатах (ГПА) и одновальных газотурбинных установках (ГТУ). В ГТУ со свободной силовой турбиной ВНА в компрессорах не применяются.

Наиболее важной частью выходного устройства, в которой кинематическая энергия потока после рабочего колеса преобразуется в потенциальную, является диффузор (рис. 2).

Наиболее простые – безлопаточные диффузоры, характеризующиеся широкой зоной устойчивой работы и минимальных потерь, нечувствительностью к загрязненной среде, минимальным обратным воздействием на рабочее колесо. Недостаток безлопаточного диффузора – при параллельных стенках необходимо иметь отношение $D_4/D_2 = 2$ для снижения абсолютной скорости потока, что

ведет к увеличению радиальных размеров компрессора. При $\alpha_3 = 13 - 20^\circ$ и $C_{2r}/U_2 = 0,20 - 0,25$ применяются лопаточные диффузоры. В газовых компрессорах преимущественно используют лопаточные диффузоры с однорядной решеткой, размещая их после небольшого участка безлопаточного диффузора с параллельными стенками. Это необходимо для снижения динамического воздействия лопаточного диффузора на рабочее колесо. Наиболее распространенными соотношениями являются $D_3/D_2 = 1,10 - 1,15$ и $D_4/D_2 = 1,45 - 1,55$.

Характеристики лопаточного диффузора и рабочего колеса должны быть согласованы между собой для обеспечения минимума потерь и одинаковой границы срыва потока с них приблизительно при одном и том же режиме.

Лопаточный диффузор обеспечивает более высокие показатели КПД и напора, чем безлопаточный диффузор, но в более узком диапазоне рабочих

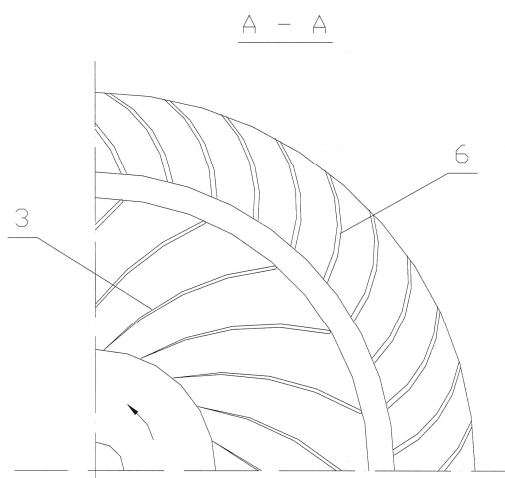


Рис. 2. Поперечный разрез рабочего колеса центробежного компрессора А-А (см. рис. 1)

режимов. В одноступенчатых компрессорах предпочтителен безлопаточный диффузор, однако в двухступенчатых компрессорах безлопаточный диффузор предопределяет повышенные потери в обратном направляющем аппарате в зоне нерасчетных режимов.

Обратные направляющие аппараты применяются только в двух- и многоступенчатых компрессорах, их назначение – подача предварительно закрученного потока газа с периферийной части предыдущей ступени к входу в рабочее колесо следующей ступени с минимальными потерями и максимальной равномерностью.

В одноступенчатых компрессорах и последних ступенях многоступенчатых компрессоров за диффузором располагается сборная камера, которая выполняется или в виде улитки (с переменной площадью поперечного сечения) или в виде кольцевой камеры постоянного сечения. Сборная камера соединяется с напорным патрубком компрессора с помощью выходного диффузора. Суммарные потери энергии в сборной камере и выходном диффузоре при безлопаточном диффузоре составляют 5 – 7%. Лопаточный диффузор обеспечивает несколько меньший уровень потерь в сборных камерах.

1.2. Основные параметры центробежных компрессоров

Применяемые в ГПА газовые компрессоры выполняются без специального воздушного или водяного охлаждения. В таких случаях процесс сжатия в компрессоре можно представить в виде некоторого политропического процесса с подводом тепла. В общем случае действительная линия сжатия может не совпадать с политропной и на практике ее можно рассматривать как политропу с неким средним показателем m , определяемым по начальным и конечным параметрам газа, которые можно изменить.

Применяя методы термодинамики к процессу сжатия в компрессорах можно определить зависимость между параметрами компрессора, характеризующими его работу, и параметрами, которые можно определить штатными контролирующими приборами (состав газа, давление и температура на входе и выходе компрессора). На основании этих параметров можно рассчитать все важнейшие характеристики компрессора (напор, потребляемую мощность, производительность, КПД).

Важнейшей характеристикой является **напор** – удельная работа или энергия, приобретаемая газом и затрачиваемая компрессором при компримировании. **Политропический напор** – это энергия, которую может приобрести газ при условии, что процесс сжатия представляет собой некоторый политропический процесс и определяется формулой

$$H_P = \frac{m}{m-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left(\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right), \quad (1)$$

где ε – степень повышения давления, $\varepsilon = \frac{P_K}{P_H}$;

P_H, P_K – соответственно начальное и конечное давления, МПа;

R – газовая постоянная, кДж/кг К;

T_H – температура газа на входе в компрессор, К;

m – средний показатель политропы процесса;

Z_H – коэффициент сжимаемости газа по условиям всасывания.

Полный внутренний напор – энергия, которую затрачивает компрессор на компримирование газа (без учета механических потерь) – определяется следующей формулой:

$$H_i = \frac{k}{k-1} \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \cdot \left(\varepsilon^{\frac{m}{k-1}} - 1 \right), \quad \text{кДж/кг}, \quad (2)$$

где k – показатель изотропы.

Остальные параметры имеют те же обозначения, что и в формуле (6).

Величина внутреннего напора согласно термодинамической теории компрессорных машин равна разности энтальпий газа в начале и конце процесса сжатия, т.е.

$$H_i = i_2 - i_1 = \Delta i. \quad (3)$$

Можно ввести понятие **кпд компрессора**, приняв в качестве полезной работы политропический напор, а в качестве затраченной работы – полный внутренний напор. Их отношение определяет понятие политропического КПД компрессора:

$$\eta_{пол} = \frac{H_P}{H_i}. \quad (4)$$

Данный КПД не является коэффициентом полезного действия в энергетическом смысле, т.к. для охлаждаемых машин невозможно выделить полезную работу. Однако по политропическому КПД можно судить о степени совершенства проточной части компрессора (без учета влияния утечек, потерь на трение дисков о газ, механических потерь в подшипниках).

Если подставить значения H_P и H_i в формулу (4) и произвести преобразования, получим

$$\eta_{пол} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k}. \quad (5)$$

Коэффициент полезного действия $\eta_{пол}$ определяют по статическим параметрам без учета изменения кинетической энергии ($C_1 \approx C_2$).

Внутренняя мощность определяется по выражению

$$N_i = \rho_H \cdot Q \cdot H_i \cdot g, \text{ кВт}, \quad (6)$$

где ρ_H – плотность газа на входе, кг/м³.

Эффективная мощность (мощность на муфте привода):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M}, \quad (7)$$

где η_M – механический КПД.

Определение политропического напора H_P по формуле (6) вносит малую погрешность в его значение, потому что погрешность в определении показателя политропы m слабо влияет на выражение $\frac{m}{m-1} \cdot \left(\epsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right)$ в зоне степени повышения давления $\epsilon = 1,2 - 1,5$ (рис. 3), а определение политропического напора H_i по формуле (7) может иметь весьма существенную погрешность из-за точности определения показателя изоэнтропы k . Поэтому для точного определения H_i пользуются определением разности энтальпий Δi , методы определения которой изложены в «Методических указаниях по проведению технологических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов» (ВНИИГАЗ, Москва, 1999 г.).

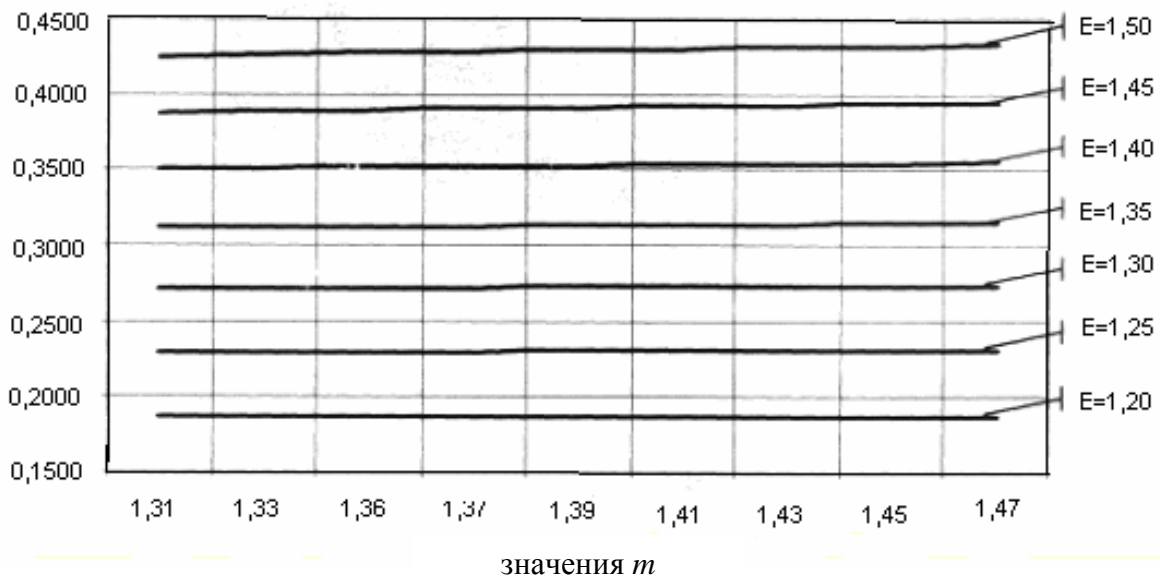


Рис. 3. Зависимость изменения значения комплекса $\frac{m}{m-1} \cdot \left(\epsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right)$

от изменения значения m и ϵ

1.3. Характеристики центробежных нагнетателей

Работа компрессоров характеризуется определенной совокупностью технологических параметров, которая при равновесном режиме образует статическую характеристику компрессора. К этой совокупности параметров относятся давление и температура газа на входе и выходе компрессора. Объемная или массовая производительность, потребляемая мощность, кпд. Обычно характеристики изображают в виде графиков, которые характеризуют не только расчетный режим работы компрессоров, но и всю совокупность технологических параметров при переменных режимах работы.

Определенные опытным путем характеристики позволяют судить о соответствии расчетных и действительных параметров работы и степени совершенства компрессора. Построение характеристик осуществляется по определенным методикам. При снятии характеристик на испытательном стенде можно осуществить прямое изменение мощности на валу компрессора и определить производительность (объемную или массовую) с помощью измерительных устройств. Способ представления характеристик выбирают из условия минимума числа операций по их пересчету при отклонении параметров работы компрессора от номинальных значений.

Проведенный комплекс измерений параметров при испытаниях компрессора позволяет непосредственно построить зависимости $\varepsilon = \varepsilon(Q, n)$ и $\eta_{пол} = \eta_{пол}(Q, n)$, которые имеют наиболее простой вид и располагая которыми можно определить все параметры, характеризующие работу компрессора (давление выхода, коммерческую производительность, потребляемую мощность и др.).

Обычно характеристики изображаются в виде графиков, типичный вид которых изображен на рис. 4.

На рисунке изображены зависимости степени повышения давления ε и политропического кпд $\eta_{пол}$ от объемной производительности Q при различных частотах вращения n . Из графиков видно, что максимальный кпд достигается при определенном значении производительности, величина которой возрастает при увеличении частоты вращения.

Зона возможных режимов работы компрессора ограничена линиями изодром (линиями постоянной скорости вращения ротора компрессора $n = \text{const}$) ac и bd , а также линиями ab и cd . Изодрома bd ограничивает максимальную частоту вращения исходя из условий динамической устойчивости привода. Линия cd определяет границу неэффективной работы компрессора. Особое значение имеет линия ab , отделяющая зону эффективной работы компрессора от зоны неустойчивой работы, называемой границей

помпажа. Работа компрессора левее границы помпажа характеризуется большими пульсациями газа, вызывающими чрезмерное возрастание напряжений в деталях ротора и подшипников, что может привести к тяжелым авариям. Поэтому работа компрессора в области помпажа недопустима даже кратковременно. Линия границы помпажа для каждой частоты вращения определяется значением производительности, левее которой находится зона неустойчивой работы, и чем выше частота вращения, тем выше граничное значение производительности.

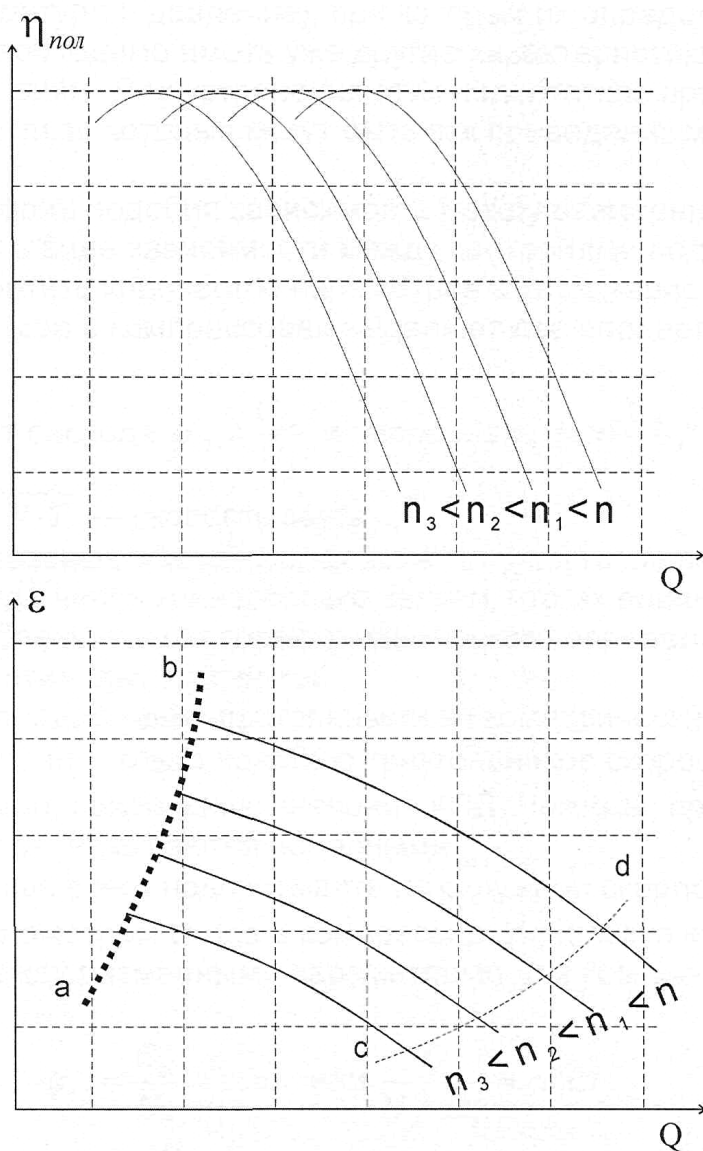


Рис. 4. Типичные характеристики центробежного компрессора

Изображенные характеристики носят название **нормальных**, но они обладают существенным недостатком, т.к. они справедливы только для тех

условий (состав газа, температура и давление), при которых их определяли. Для устранения этого недостатка применяют **универсальные** характеристики, которые могут быть как приведенными, так и безразмерными.

На основе теории подобия зависимости между размерными параметрами можно сократить количество параметров в характеристиках. При изучении процессов течения газа в компрессорах выделяют два определяющих критерия подобия:

– **коэффициент расхода**

$$\varphi_{r2} = \frac{C_{2r}}{U_2}; \quad (8)$$

– **число Маха**

$$M = \frac{U_2}{a}, \quad (9)$$

где $a = \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T}$ – скорость звука.

Поскольку в газовых компрессорах зона течения газов находится в области автомодельности, где числа Re настолько велики, что их влиянием на характеристики можно пренебречь, то для термодинамического определения процессов сжатия достаточно этих двух критериев.

Требование поддержания постоянными в геометрически подобных машинах критериев φ_{r2} и M равносильно подобию треугольников скоростей в проточной части и, как следствие, сохранению значения КПД. Режимы, при которых эти требования выполняются, называются подобными.

Число M лучше всего подсчитывать по окружной скорости U_2 , а скорость звука относить к параметрам входа в компрессор. Используя критерии подобия, установим связь между размерными параметрами для компрессоров одного размера:

$$\varphi_{r2} = \frac{C_{2r}}{U_2} = \text{const}$$

или

$$\frac{Q}{U_2 \cdot D_2^2} = \text{const}.$$

Учитывая, что $U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, можно установить зависимость между объемной производительностью Q и частотой вращения:

$$\frac{Q}{n} = \frac{Q_n}{n_n}.$$

Используя критерий $M = \text{const}$, можно установить зависимость, используя выражение

$$M_2 = \frac{U_2}{a} = \frac{U_{2ПР}}{a_{ПР}}, \quad (10)$$

$$\frac{U_2}{a} = \frac{U_{2ПР}}{a_{ПР}} = \frac{\sqrt{kzRT}}{\sqrt{kz_{ПР}R_{ПР}T_{ПР}}} = \frac{\sqrt{z_H RT_H}}{\sqrt{z_{ПР}R_{ПР}[T_{ПР}]}}. \quad (11)$$

Учитывая, что U_2 пропорционально n для одного и того же агрегата, окончательно получаем приведенную частоту вращения:

$$n_{ПР} = n \sqrt{\frac{z_{ПР}R_{ПР}[T_H]_{ПР}}{zRT_H}}. \quad (12)$$

Иногда вводятся относительные приведенные обороты относительно номинальных n_H :

$$\left[\frac{n_{ПР}}{n_H} \right]_{ПР} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{z_{ПР} \cdot R_{ПР} \cdot [T_H]_{ПР}}{z \cdot R \cdot T_H}}. \quad (13)$$

Из выражения (13) следует, что значение $\left[\frac{n_{ПР}}{n_H} \right]_{ПР} = 1$ тоже может служить критерием подобия.

Комплексы $\frac{H_P}{U_2^2}$ и $\frac{Q}{U_2 d_2^2}$ одинаковы у всех геометрически подобных машин при условии подобия режимов работы. Следовательно, если построить зависимости $\frac{H_P}{U_2^2} = f\left(\frac{Q}{U_2 \cdot d_2^2}\right)$, то они окажутся одинаковыми для всех подобных машин, т.е. используя эти соотношения можно все характеристики свести к одной безразмерной характеристике.

На практике при построении безразмерных характеристик вводят вместо комплекса $\frac{Q}{U_2 d_2^2}$ комплекс $\varphi_0 = \frac{4Q}{U_2 d_2^2}$, называемый условным коэффициентом расхода.

Введя вместо комплекса $\frac{H_P}{U_2^2}$ комплекс $\frac{1000 \cdot H_P}{U_2^2}$ и обозначив его $\psi_{пол}$, называемым коэффициентом политропического напора, можно построить зависимость $\psi_{пол} = f_1(\varphi_0)$, которая будет изображаться кривой. Зависимость политропического кпд $\eta_{пол} = f_2(\varphi_0)$, также

будет изображаться одной кривой. Типичный вид таких характеристик изображен на рис. 5.

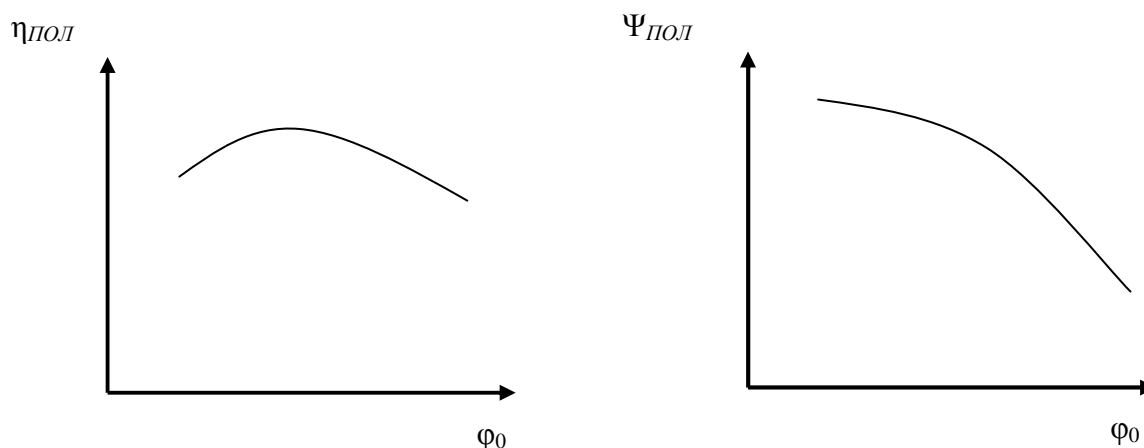


Рис. 5. Типичный вид безразмерных характеристик центробежного компрессора

Характеристики компрессоров более удобно изображать в приведенных координатах, которые, как и безразмерные, не зависят от начальных параметров газа. Такие характеристики являются размерными и поэтому более удобны в практике инженерных расчетов. Приведенные характеристики пропорциональны соответствующим безразмерным характеристикам и при соответствующем выборе масштабов совпадают.

Для всех типов центробежных компрессоров, используемых для перекачки газа, ВНИИГАЗом разработаны приведенные характеристики, учитывающие химический состав газа с газовой постоянной R , коэффициент сжимаемости Z и начальную температуру T_H . Они представляют собой зависимости приведенной степени повышения давления $\varepsilon_{ПР}$, политропического КПД $\eta_{Пол}$, приведенной относительно внутренней мощности $\left[\frac{N_i}{\rho_H} \right]_{ПР}$ от Q . Параметрами приведения выбраны определенные стандартные значения T_H , R и Z , например $[T_H] = 293$ К; $Z_{ПР} = 0,91$; $R_{ПР} = 510$ кДж/кгК, но возможны их другие значения.

Используя критерии подобия, определим следующие соотношения:

$$Q_{ПР} = Q \frac{n_n}{n},$$

$$[T_i]_{ПР} = H_i \left(\frac{n_n}{n} \right)^2$$

и приведенную внутреннюю мощность

$$\left[\frac{N_i}{\rho_n} \right]_{\text{ПР}} = Q_{\text{ПР}} \cdot [H_i]_{\text{ПР}} = Q \cdot \frac{n_n}{n} \cdot H_i \cdot \left(\frac{n_H}{n} \right)^2 = Q \cdot H_i \cdot \left(\frac{n_H}{n} \right)^3 = \frac{N_i}{\rho_H} \left(\frac{n_0}{n} \right)^3.$$

Значению относительных приведенных оборотов $\left[\frac{n}{n_H} \right]_{\text{ПР}} = 1$ будет соответствовать значение приведенной степени повышения давления $\varepsilon_{\text{ПР}}$.

Если ввести преобразование координат, отложив по оси абсцисс значения $Q_{\text{ПР}} = Q \frac{n_n}{n}$, по оси ординат $\varepsilon_{\text{ПР}}$, $\eta_{\text{ПОЛ}}$ и $\left[\frac{N_i}{\rho_n} \right]_{\text{ПР}}$, то приведенные характеристики будут иметь одну независимую переменную $Q_{\text{ПР}}$:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{ПР}} &= f_1(Q_{\text{ПР}}), \\ \eta_{\text{ПОЛ}} &= f_2(Q_{\text{ПР}}), \\ \left[\frac{N_i}{\rho_n} \right]_{\text{ПР}} &= f_3(Q_{\text{ПР}}). \end{aligned} \quad (14)$$

Графически приведенные характеристики имеют вид, изображенный на рис. 6.

По сравнению с натуральными характеристиками приведенные характеристики изображаются единственными кривыми $\varepsilon_{\text{ПР}} = f_1(Q_{\text{ПР}})$, $\eta_{\text{ПОЛ}} = f_2(Q_{\text{ПР}})$, $\left[\frac{N_i}{\rho_n} \right]_{\text{ПР}} = f_3(Q_{\text{ПР}})$. Граница помпажа находится при некотором единственном значении $Q_{\text{ПР}}$, политропический КПД $\eta_{\text{ПОЛ}}$ достигает своего максимального значения при оптимальном номинальном значении $Q_{\text{ПР}}$, зависимость $\varepsilon_{\text{ПР}} = f_1(Q_{\text{ПР}})$ получается при $\left[\frac{n}{n_H} \right]_{\text{ПР}} = 1$ и изображается также одной кривой, величину $\varepsilon_{\text{ПР}}$ можно пересчитать на другие значения приведенной частоты вращения, воспользовавшись следующими соотношениями:

$$H_P = [H_P]_{\text{ПР}} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2$$

ИЛИ

$$\frac{m}{m-1} z_H R T_H \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) = \frac{m}{m-1} z_{\text{ПР}} R_{\text{ПР}} [T_H]_{\text{ПР}} \left(\varepsilon_{\text{ПР}}^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right).$$

Производя преобразования, получаем

$$\varepsilon = \left[1 + \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{ПП}}^2 \left(\varepsilon_{\text{ПП}}^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \right]^{\frac{m}{m-1}}. \quad (19)$$

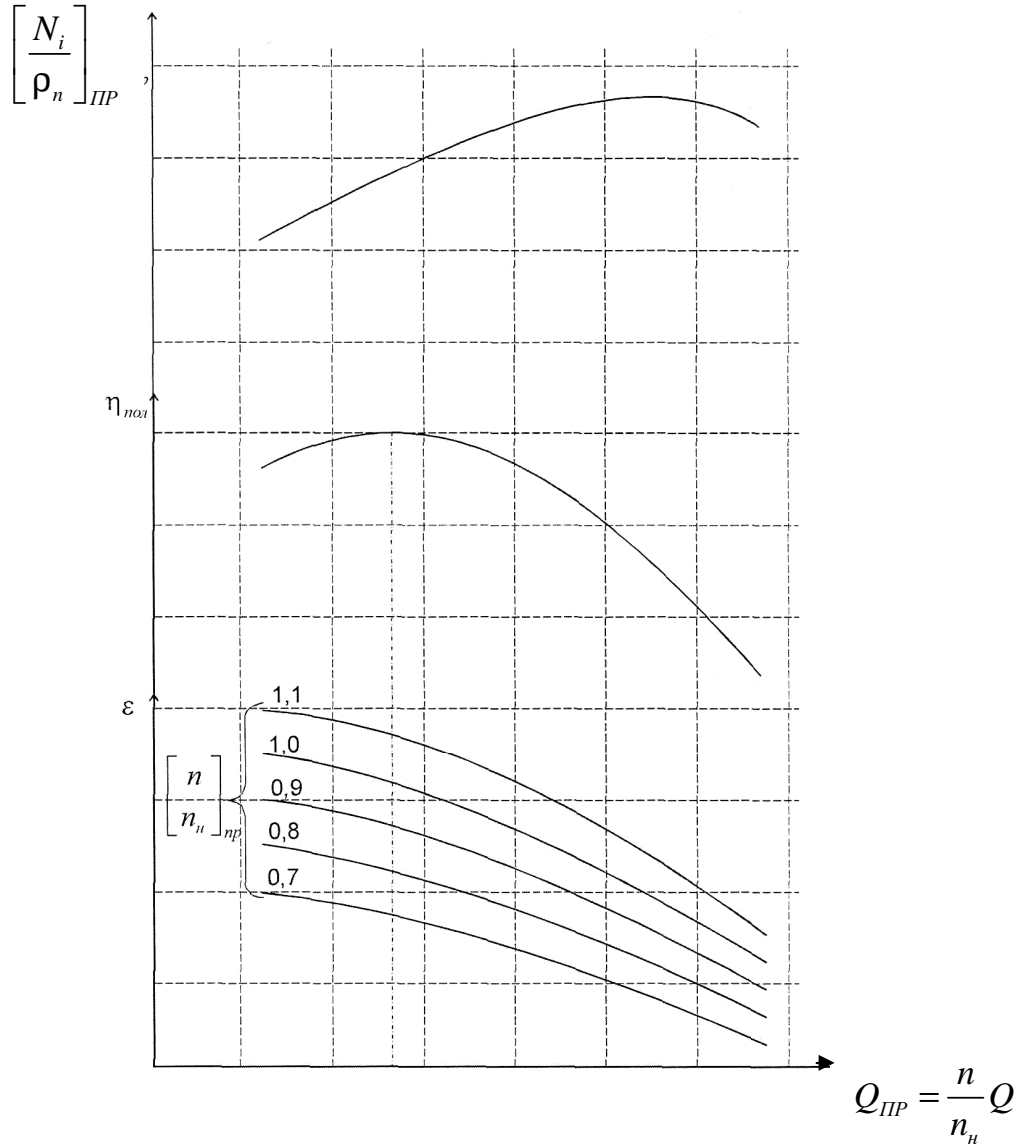


Рис. 6. Приведенные характеристики центробежного компрессора

На рис. изображено семейство характеристик $\varepsilon = f(Q_{\text{ПП}})$, рассчитанных по формуле (14) при различных значениях приведенных относительных оборотов $\left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{ПП}}$. Аналогичным образом могут быть построены характеристики в зависимости от коммерческой производительности при допущении постоянного давления на входе или на выходе компрессора.

1.4. Устройство и принцип действия поршневого компрессора

Для малорасходных газопроводов и компрессорных станций ПХГ как правило применяют ГПА с поршневыми компрессорами с приводом от двигателей внутреннего сгорания, топливом для которых служит транспортируемый (закачиваемый) газ. Такие ГПА называются газомотокомпрессорами. Они являются сравнительно тихоходными машинами с частотой вращения $n = 300 - 375$ об/мин, достоинством которых является возможность получения большой степени сжатия и изменения внешних характеристик, а недостатком – малые единичная мощность и производительность, большая металлоемкость. Чаще всего, компрессоры выполняют одноступенчатыми, с цилиндрами двойного действия, чем достигается уменьшение габаритов компрессора.

Рассмотрим схему компрессора и его индикаторную диаграмму (теоретическую).

На рис. 7 представлена теоретическая индикаторная диаграмма с величиной вредного пространства компрессора V_0 . Кривая 2-3 – политропа, отображающая процесс сжатия газа. Кривая 4-1 – политропа процесса расширения газа. Две изобары 1-2 и 3-4 – соответственно процессов всасывания газа в компрессор и выталкивания газа из компрессора.

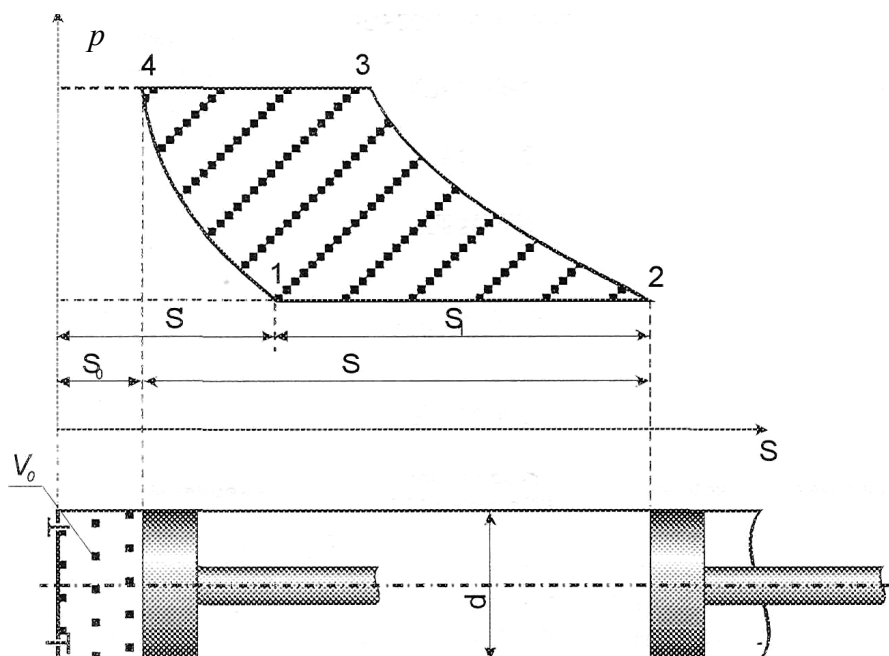


Рис. 7. Принципиальная схема и индикаторная диаграмма (теоретическая) поршневого компрессора.

Удельная работа, затрачиваемая на сжатие газа за один оборот компрессора:

$$A_i = \int_{P_1}^{P_2} v \cdot dp \approx F_{1234}, \quad (15)$$

где F_{1234} – площадь индикаторной диаграммы.

Влияние вредного пространства приводит к тому, что ход поршня S_1 , соответствующий процессу всасывания, становится меньше общего хода поршня S , что сказывается на уменьшении производительности компрессора.

Производительность поршневого компрессора зависит от его геометрических размеров и частоты вращения. Режим работы компрессора (степень повышения давления) оказывает весьма малое влияние на производительность.

Объем газа, подаваемый из полости цилиндра за один оборот:

$$v_T = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S_1, \quad (16)$$

где d – диаметр поршня;

$$S_1 = S + S_0 - S.$$

Отрезок S_0 соответствует величине объема вредного пространства:

$$v_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S_0. \quad (17)$$

Согласно уравнению, политропа расширения

$$\frac{v_1}{v_4} = \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} = \epsilon^n, \quad (18)$$

где $v_1 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S_1$; $v_4 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S_0$;

n – показатель политропы расширения, следовательно,

$$S_1 = S_0 \cdot \epsilon^{\frac{1}{n}}.$$

Используя последнее выражение можно найти

$$S_1 = S - S_0 \cdot \left(\epsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = S \left[1 - \frac{S_0}{S} \cdot \left(\epsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right]. \quad (19)$$

Отношение $\sigma = \frac{S_0}{S}$ называется относительной величиной вредного пространства.

Если ввести обозначение $v = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S$, которое соответствует объему, описываемому поршнем компрессора, то подача компрессора за один оборот составит

$$v_T = v \cdot \left[1 - \sigma \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \right] = \lambda_T \cdot v, \quad (20)$$

где величина $\lambda_T = 1 - \sigma \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$ называется теоретическим коэффициентом подачи. Согласно этой формуле теоретический коэффициент подачи λ_T уменьшается с ростом относительной величины вредного пространства σ и степени повышения давления.

Для компрессора при числе рабочих полостей i и частоте вращения n об/мин теоретическая производительность (соответствующей объему v_T) составит

$$V_T = \xi \cdot i \cdot v_T \cdot n, \quad (21)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение объема полости цилиндра за счет наличия штока для компрессоров двойного действия.

Действительная производительность компрессора меньше теоретической вследствие утечек газа через уплотнения поршня и теплообмена между стенками цилиндра и газом, поступающим в цилиндр, и учитывается соответствующим коэффициентом.

На все применяемые ГМК имеются соответствующие заводские характеристики, по которым можно рассчитать все необходимые для эксплуатации параметры, в первую очередь производительность и потребляемую мощность.

Наиболее употребительными способами регулирования режимов работы ГПА с поршневыми компрессорами, кроме изменения количества ГПА, находящихся в работе, являются: изменение частоты вращения двигателей, включение дополнительных объемов (карманов) для регулирования величины вредного пространства (изменение коэффициента подачи). Регулирование производительности путем дросселирования на входе является наименее экономичным способом и применяется очень редко.

1.5. Характеристики поршневого компрессора

Работу, затрачиваемую на сжатие газа при теоретическом цикле одноступенчатого поршневого насоса компрессора, можно определить по площади фигуры, ограниченной линиями 1-2-3-4-1 (рис. 8), причем она будет

минимальной при изометрическом процессе сжатия (площадь 1-2-3-4-1) и максимальной при адиабатическом (площадь 1-2''-3-4-1). В реальном процессе сжатия (политропное сжатие) с отводом тепла (площадь 1-2'-3-4-1) будем иметь:

$$L_{ИЗ} < L_{ПОЛ} < L_{АД}, \quad (22)$$

где $L_{ИЗ}$, $L_{ПОЛ}$, $L_{АД}$ – работа соответственно при изотермическом, политропическом и адиабатическом процессах.

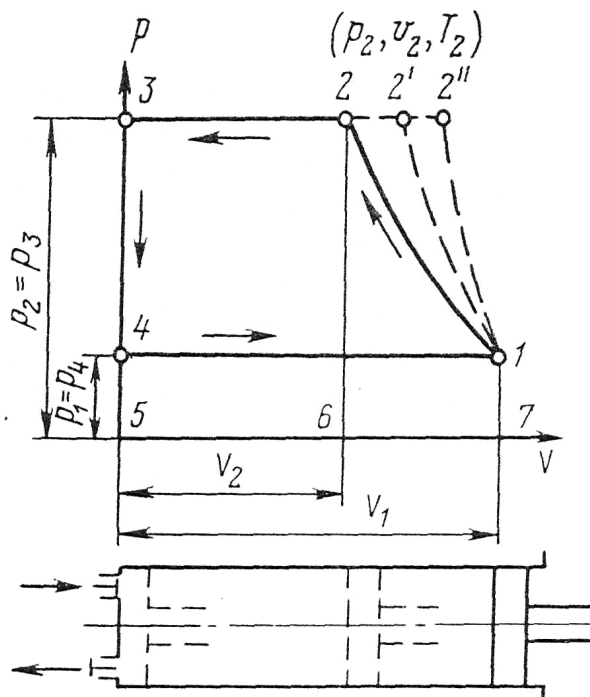


Рис. 8. Диаграмма циклов одноступенчатого компрессора

Приведем аналитические выражения для удельной работы l цикла сжатия 1 кг газа при различных термодинамических процессах:

- для изотермического процесса

$$l_{из} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \varepsilon; \quad (23)$$

- для адиабатического процесса

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (24)$$

- для политропического процесса

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (25)$$

где p_1 – давление газа в начале цикла сжатия;
 v_1 – удельный объем газа в начале цикла сжатия;
 ε – степень сжатия;
 k – показатель адиабаты;
 n – показатель политропы.

Сравнение удельных работ, затрачиваемых на сжатие газа при различных термодинамических процессах сжатия, показывает, что наиболее экономичен изотермический процесс сжатия, менее экономичен – политропический с отводом тепла ($n < k$) и самый неэкономичный – адиабатический.

Один из путей повышения экономичности процесса сжатия – приближение его к изотермическому циклу, что можно достигнуть при многоступенчатом сжатии, когда этот процесс осуществляется в несколько этапов с промежуточным охлаждением газа до температуры, равной его температуре при всасывании на первой ступени. Выигрыш в работе в процессе

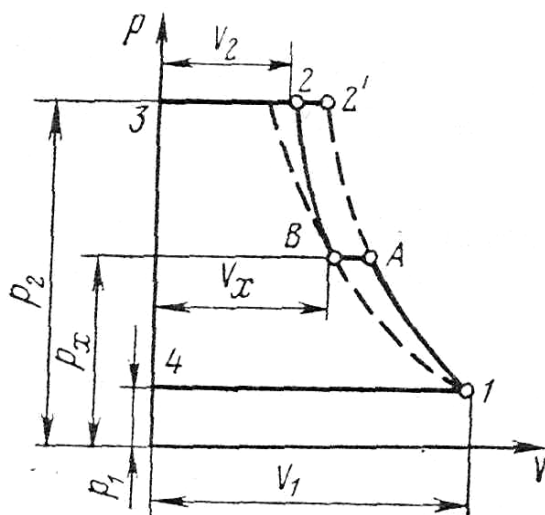


Рис. 9. Диаграмма рабочего цикла теоретического двухступенчатого компрессора

двухступенчатого сжатия по сравнению с одноступенчатым в теоретическом цикле характеризуется площадью фигуры $AB22'$ (рис. 9).

Работу сжатия в действительном цикле поршневого компрессора можно определить по индикаторной диаграмме (рис 10, 1), форма которой характеризует условия протекания рабочего цикла компрессора (пунктирными линиями показана форма индикаторной диаграммы при нормальном режиме, сплош-

ными – действительной диаграммы в случаях различных неисправностей). Кроме того, по этой диаграмме можно установить неисправности при работе компрессора, например:

- объем «вредного» пространства компрессорного цилиндра превышает объем, указанный в паспорте (рис. 10, 2);
- неисправность в нагнетательном клапане, вследствие чего происходит обратный переток газа в компрессорный цилиндр из нагнетательного трубопровода (рис. 10, 3);

- повышенное сопротивление нагнетательных и всасывающих трубопроводов или клапанов (рис. 10, 4);
- заедание пластин нагнетательного клапана (рис. 10, 5);
- заедание пластин всасывающего клапана (рис. 10, 6);
- неправильный подбор пружины клапанов (рис. 10, 7);
- пропуски газа через неплотности в поршневых кольцах (рис. 10, 8).

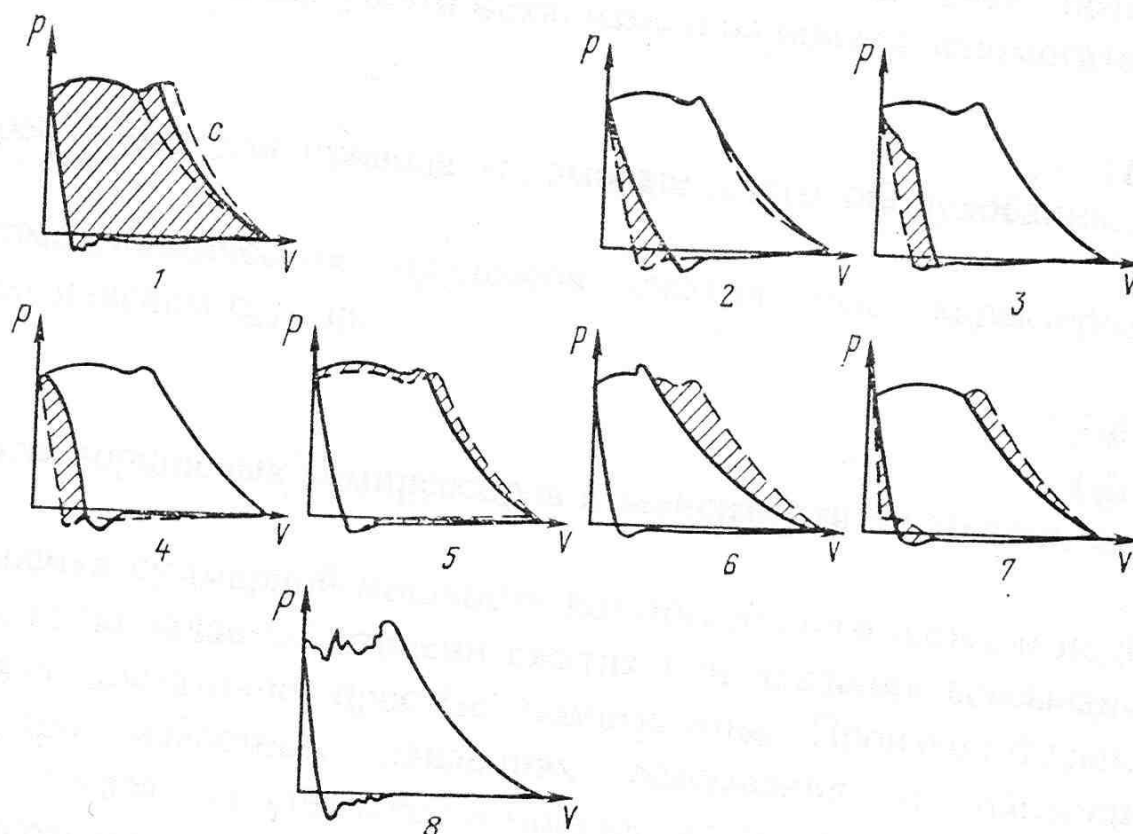


Рис. 10. Индикаторные диаграммы поршневого одноступенчатого компрессора

Действительная производительность поршневого одноступенчатого компрессора не зависит от давления, температуры и влажности всасываемого газа и является его геометрической характеристикой:

$$Q_D = \lambda \frac{\pi D^2}{4} s n, \quad (26)$$

где Q_D – производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$;

λ – коэффициент подачи;

D – диаметр поршня, м;

s – длина хода поршня, м;

n – частота вращения коленчатого вала компрессора, с^{-1} .

Коэффициент подачи λ , равный $0,75 \div 0,9$, учитывает влияние объема «вредного» пространства, сопротивление всасывающих клапанов проходу газа, утечки в клапанах, сальниках.

Объем V_{BP} «вредного» пространства компрессорного цилиндра выражается суммой объемов полостей между цилиндром и поршнем 2 по торцу при крайних положениях поршня и проходных «окон» во всасывающих 1 и нагнетательных 3 клапанах (рис. 11). Этот объем можно приблизительно определить по формуле

$$V_{BP} = \frac{\pi D^2}{4} \delta, \quad (27)$$

где δ – ширина зазора.

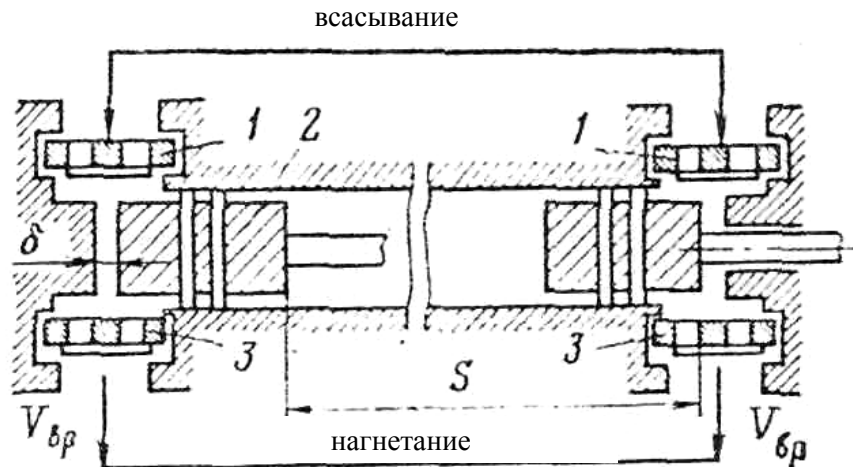


Рис. 11. Схема компрессорного цилиндра

Для большинства компрессом изменяется в следующих пределах:

- со стороны кривошипа $\delta = (s/1000) + 0,5$ мм;
- со стороны крышки $\delta = (s/500) + 0,5$ мм.

Практически ширину зазора можно определить по оттиску с помощью свинцовой печати. Мощность, потребляемая компрессором на сжатие:

$$N = l\rho Q, \quad (28)$$

где l – удельная работа цикла сжатия;
 ρ – плотность газа;
 Q – производительность компрессора.

Мощность на валу компрессора больше потребляемой за счет потерь на преодоление сил трения в кривошипно-шатунном механизме и на привод вспомогательного оборудования:

$$N_B = \frac{N + N_{ВСП}}{\eta_{МЕХ}}, \quad (29)$$

где $N_{ВСП}$ – мощность, потребляемая для привода вспомогательного оборудования;

$\eta_{МЕХ}$ – механический КПД.

Экономичность термодинамических процессов сжатия газа характеризуется изометрическим $\eta_{ИЗ}$ и адиабатическим $\eta_{АД}$ КПД:

$$\eta_{ИЗ} = l_{ИЗ}/l_{ПОЛ} \text{ (при } 1 < n < k); \quad (30)$$

$$\eta_{АД} = l_{АД}/l_{ПОЛ} \text{ (при } n > k). \quad (31)$$

Характеристика работы поршневых компрессоров в зависимости от степени сжатия показана на рис 12.

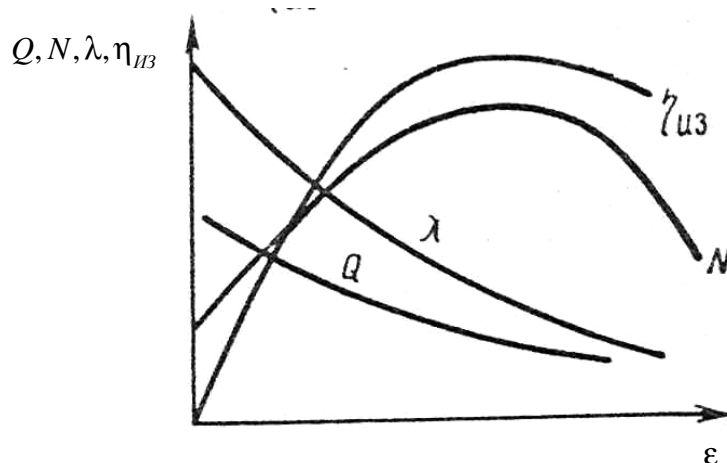


Рис. 12. Характеристика поршневого компрессора

1.6. Характеристика сети трубопроводов.

Работа центробежных компрессоров на сеть трубопроводов

Каждый компрессор (группа компрессоров) включен в сеть. Сетью называется совокупность устройств трубопровода (технологических аппаратов, резервуаров, различных проточных сосудов), соединенных отрезками трубопроводов с установленными регулируемыми органами, запорной и трубопроводной арматурой.

Характеристика сети трубопроводов выражается графической зависимостью полного напора $H_c(\Delta p)_c$ от расхода сети Q_c . При перекачке жид-

кости полный напор складывается из геодезической высоты h_G , напора h_τ , необходимого для преодоления гидравлического сопротивления, и напора h_K , характеризующего избыточное давление в конечном сечении сети:

$$H = h_G + h_\tau + h_K, \quad (32)$$

$$h_G = Z_2 - Z_1, \quad (33)$$

где Z_1 и Z_2 – разность геометрических отметок соответственно начальной и конечной точек сети трубопроводов.

Сумма $h_{CT} = h_G + h_K$ – статический напор, который может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Уравнение (32) можно записать следующим образом:

$$H = h_{CT} + A Q^2,$$

где A – коэффициент сопротивления сети, определяемый ее размерами и конструкцией.

Следовательно, гидравлическая характеристика будет представлена кривой параболического вида, отсекающей на оси напора отрезок h_{CT} , $Q = 0$.

Характеристику сети в случае перемещения газа можно получить с помощью уравнения

$$p_1^2 - p_2^2 = \lambda' \cdot \rho_{CT} \cdot T_{CT} \cdot z \cdot Q_{CT}^2, \quad (34)$$

где p_1 и p_2 – давления в начале и в конце сети;

λ' – коэффициент сопротивления сети;

ρ_{CT} , T_{CT} , Q_{CT} – соответственно плотность, температура и пропускная способность газопровода в стандартных условиях;

z – средний коэффициент сжимаемости перекачиваемого газа.

Если в уравнении (34) произведение членов, определяемое конструкцией трубопроводов и характеристикой рабочего тела, обозначим символом A , то получим

$$p_1^2 - p_2^2 = A Q^2 \quad (35)$$

или

$$p_1 = \sqrt{p_2^2 + A Q^2}. \quad (36)$$

Давление p_2 обычно задано. Характеристика сети газопровода представлена на рис. 13.

В трубопроводных системах источником энергии, необходимой для перемещения транспортируемого газа, служит компрессор.

Для определения расчетного режима работы системы необходимо рассмотреть условия совместной работы сети и компрессора, которые сводятся к анализу материального и экономического баланса. Условия мате-

риального баланса выражают закон сохранения массы или неразрывности потока, а энергетического – закон сохранения энергии, получаемой и затрачиваемой компрессором.

Материальный баланс системы выражает равенство массовой подачи компрессора и пропускной способности сети.

Условие энергетического баланса выражает равенство механической энергии, получаемой газом в компрессоре, и энергии, необходимой для его перемещения по сети.

На рис. 14 дан пример определения рабочего режима компрессора, имеющего характеристику $pN_{\text{под}}$; $\eta = f(Q_K)$ и работающего на сеть трубопроводов с приближенной характеристикой $\Delta p_c = f(Q)_c$. При построении графика получаем точку пересечения характеристик А, называемую рабочей для данного компрессора. Этой точке соответствует условие равновесия, при котором подача компрессора равна расходу через сеть трубопроводов, а давление, развиваемое компрессором, – потере давления в сети при этой пропускной способности.

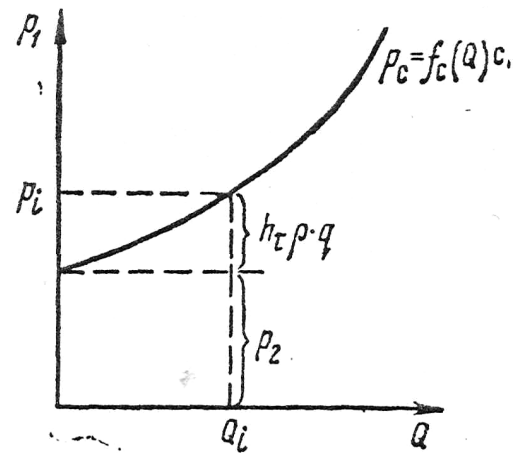


Рис. 13. Характеристика газопровода

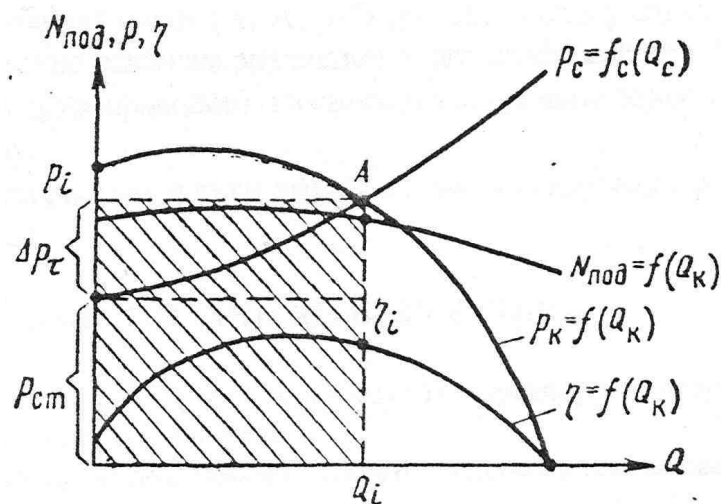


Рис. 14. Характеристика компрессора и сети:
А – рабочая точка

Получив рабочую точку, можно определить динамический напор, подачу, давление или необходимую степень сжатия. По кривой

$N_{\text{под}} = f(Q)$ находят мощность компрессора при этом режиме, а по кривой $\eta = f(Q)$ – кпд.

Ни один из режимов работы компрессора не может быть обеспечен, если данные параметров расположены на кривой правее рабочей точки А. Действительно, в этом случае при любом режиме давление, развиваемое компрессором, меньше любого потребного давления, необходимого для преодоления сопротивления сети, т.е. при всех режимах не выполняется условие $(\Delta p_2)_K = (\Delta p_1)_C$.

Область режимов, когда данные параметров находятся на кривой слева от максимальной ординаты $\Delta h_2 = f(Q)$, называется зоной неустойчивых режимов (зона помпажа). **Помпаж** – вредное явление в лопаточных машинах, состоящее в том, что непрерывный поток подаваемого газа нарушается и становится нерегулярным или пульсирующим. Работа при этом недопустима, даже кратковременно, и поэтому крупные машины снабжают антипомпажными устройствами.

Область режимов (от рабочей точки до границы зоны неустойчивых режимов) называют устойчивой, или рабочей, зоной. Здесь при изменении характеристики сети (увеличение или уменьшение сопротивления, подключение или отключение потребителей) точка А (рис. 15) автоматически перемещается по кривой $\Delta p_c = f(Q)$, характеризуя изменение режима компрессора (точки А', А'').

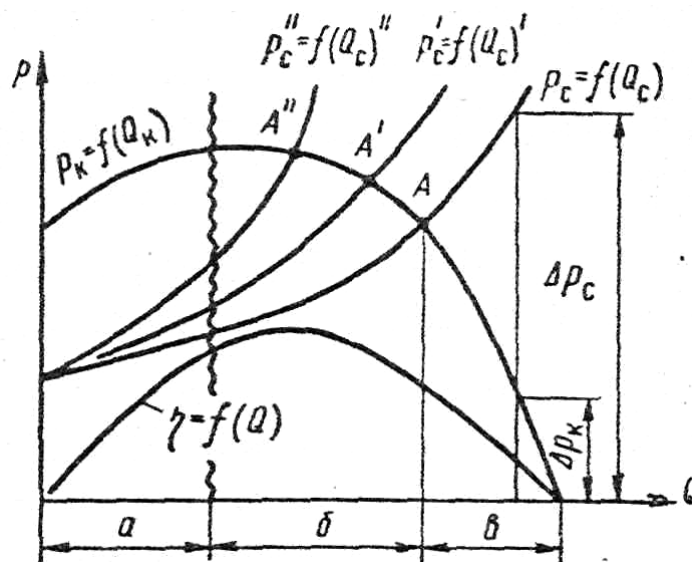


Рис. 15. Характеристика компрессора и сети:

А – зона неустойчивых режимов (помпажа); Б – зона рабочих режимов;
В – зона нерабочих режимов

Процесс изменения режима работы компрессора при изменении характеристики сети называется саморегулированием. Рабочие точки (А, А', А'') должны быть расположены в зоне наивысшего КПД или зоне с достаточно высоким значением этого коэффициента (рабочей зоне работы компрессора на данную сеть трубопроводов). Различают следующие зоны: неустойчивых рабочих режимов и нерабочую зону.

Если компрессор имеет характеристику с явно выраженным максимумом $\Delta p_c = f(Q)$, режим его работы может быть неустойчивым.

1.7. Регулирование подачи центробежных компрессоров

При работе на сеть параметры режима работы компрессора определяют в точке пересечения его характеристики и характеристики сети.

В практике эксплуатации газопроводов обычно имеется несоответствие между подачей газа в сеть и его потреблением (неравномерность загрузки). Это требует изменения режимов перекачки и работы компрессора. В случаях уменьшения или увеличения подачи или давления компрессоры могут работать на режимах, отличных от оптимальных. Экономичность работы всей системы зависит от КПД компрессора не только при рабочем режиме (близким к оптимальному $\eta_{опт}$), но и от характеристик режимов, отличающихся от оптимальных.

Регулирование может быть прерывистым (периодическое прекращение работы компрессора, т.е. периодическое прекращение подачи газа), ступенчатым или плавным, ручным или автоматическим. При выборе того или иного метода необходимо учитывать возможность его осуществления и экономичность. Применение автоматических схем приводит к повышению чувствительности схемы, точности регулирования, его надежности и, как следствие, повышению эффективности работы компрессора.

Регулирование работы компрессора можно выполнять количественным методом – взаимодействием на сеть (изменением характеристик сети), что приводит к появлению нового режима работы компрессора на сеть. Технические способы такого воздействия следующие: изменение гидравлического сопротивления сети (дросселирование); регулирование перепуском (байпасирование); включение и выключение отдельных трубопроводов, подключенных параллельно, последовательно; параллельные вставки (лупинги).

Возможно и качественное регулирование (изменение характеристики компрессора). Технические способы осуществления такого метода следующие: изменения частоты вращения, размеров рабочих колес, характеристик потока внутри проточной части компрессора, числа элементов и способов их соединения в компрессоре.

Возможен и третий путь регулирования – изменением числа работающих на сеть компрессоров или периодическим их включением. Отключение одного из соединенных в группу компрессоров ведет к изменению их суммарной характеристики и, следовательно, к появлению новой рабочей точки (рис. 16).

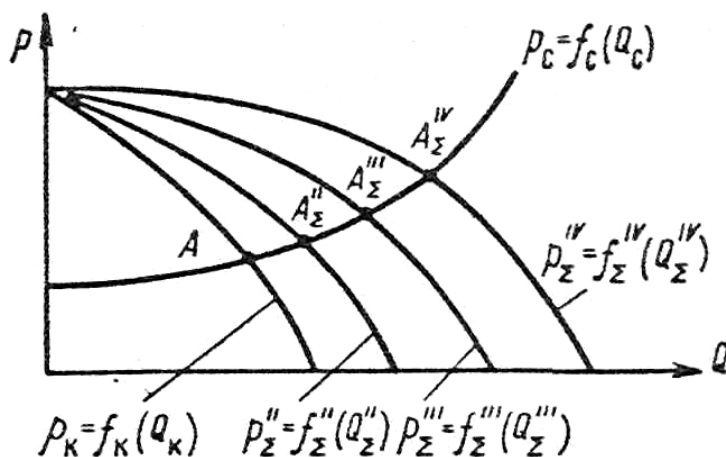


Рис. 16. Характеристика компрессоров

Подачу компрессоров, имеющих пологие характеристики, можно регулировать количественным и качественным методами. При крутых и особенно жестких характеристиках регулирование качественным методом становится нецелесообразным, т.к. значительному изменению характеристик сети в этом случае соответствует незначительное изменение подачи. На рис. 17 показано изменение подачи Q в зависимости от давления при полой ($\Delta Q'$), крутой ($\Delta Q''$) и жесткой ($\Delta Q'''$) характеристиках компрессора. Анализ результатов регулирования показывает, что $\Delta Q' > \Delta Q'' > \Delta Q'''$.

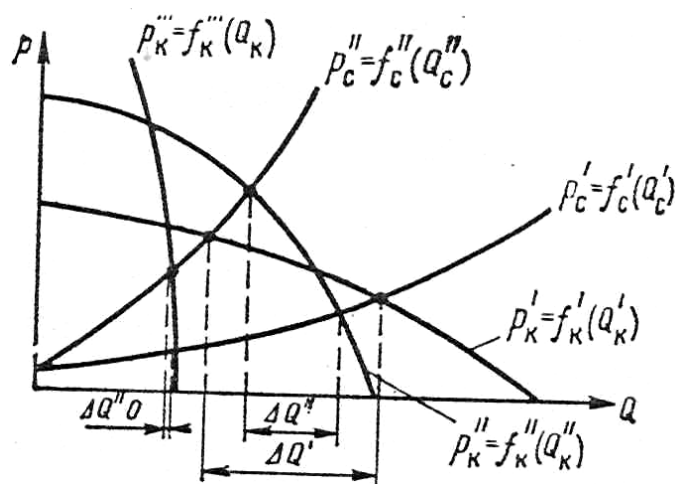


Рис. 17. Зависимость p от Q

Регулирование воздействием на сеть трубопроводов осуществляется разными способами.

Дросселирование. Это простой и поэтому наиболее распространенный и надежный способ регулирования. Этот способ возможен при дросселировании на выходе и входе в компрессор. Задвижку всегда устанавливают на выходе нагнетателя, это необходимо для отключения нагнетателя от сети как в момент пуска, так и на время длительной остановки.

Каждой величине открытия задвижки вследствие изменения ее гидравлической характеристики соответствует своя характеристика трубопровода (рис. 18). Изменяя положение задвижки, т.е. изменяя потери напора в ней, можно получить любую подачу от Q_1 (при полностью открытой задвижке) до $Q = 0$ (при закрытой задвижке).

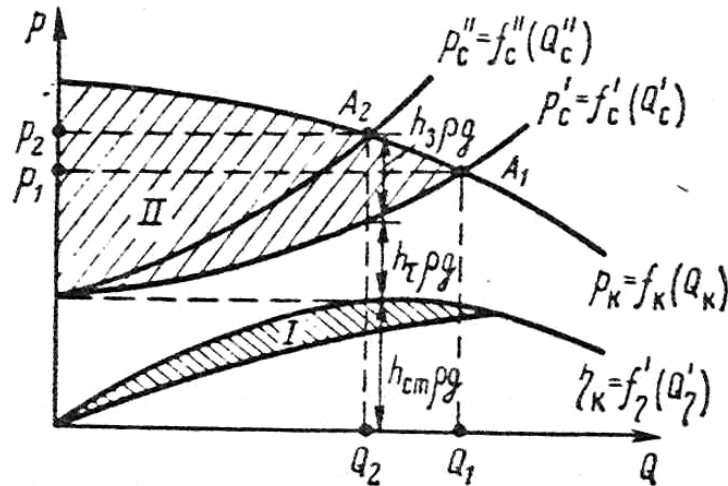


Рис. 18. Зависимость Q от p при изменении гидравлической характеристики

Полный напор (давление) компрессора при подаче $Q < Q'$ равен давлению, затрачиваемому на преодоление потерь напора в трубопроводе (Δp_τ) и в задвижке (Δp_3): $\Delta p = \Delta p_\tau + \Delta p_3$.

Таким образом, не весь напор, развиваемый компрессором, полезно используется в сети. Этот способ регулирования не экономичен. Поскольку при таком способе регулирования полезно используется только часть напора, развиваемого компрессором, то кпд компрессора при регулировании (η_1) будет ниже кпд на этом же режиме без применения регулятора (η_2).

Метод регулирования **байпасированием** применяют для обеспечения устойчивой работы компрессоров в области малых подач. Сущность способа состоит в том, что с уменьшением подачи непосредственно перед границей зоны помпажа открывают регулятор, и часть рабочего тела сбрасывают через специальный трубопровод либо направляют на вход.

Регулирование перепуском – метод неэкономичный, т.к. часть мощности, подводимой к компрессору, расходуется на циркуляцию через систему обводная линия – компрессор. Метод для регулирования небольших компрессоров.

Изменение частоты вращения приводного двигателя – наиболее экономичный способ регулирования. Это возможно, если приводом служат газовые и паровые турбины и электродвигатели постоянного тока. Если двигатель имеет постоянную частоту вращения, регулирование можно осуществить путем включения между валами двигателя и компрессора какого-либо вариатора скорости, коробок скоростей, редукторов, мультипликаторов.

Для анализа режимов работы нагнетателя с приводом от двигателя с переменной частотой вращения удобно пользоваться рабочими характеристиками, представляющими собой совмещенную характеристику компрессора и двигателя при работе на заданную сеть.

По методу регулирования изменением размера рабочих колес показатели работы компрессора пересчитывают с помощью формул подобия, имеющих следующий вид:

$$\frac{Q'}{Q''} \approx \frac{D'}{D''} \cdot \left(\frac{H', l', p_2'}{H'', l'', p_2''} \right) \approx \left(\frac{D'}{D''} \right)^2; \quad \frac{N_{под}'}{N_{под}''} \approx \left(\frac{D'}{D''} \right)^3. \quad (37)$$

Этот метод экономически целесообразен при эксплуатации компрессора длительное время и в тех случаях, если конструкция допускает изменение размера колес. Однако следует учитывать, что при уменьшении размера колес может измениться его балансировка. Последнее ограничивает применение метода.

Возможно регулирование путем поворота лопастей направляющих аппаратов на входе в колесо и на выходе из него и путем установки колес с разной конструкцией лопаток.

В некоторых особо крупных лопастных компрессорах перед рабочим колесом устанавливают лопаточный направляющий аппарат. Схема направляющих аппаратов с поворотными лопатками показана на рис. 19.

Соединение компрессоров может быть параллельным, последовательным и комбинированным. Необходимость в установке нескольких совместно работающих компрессоров может возникнуть при следующих обстоятельствах:

- один компрессор не удовлетворяет заданию, а замена его большим – не целесообразна;
- вследствие технологических условий подача или давление в присоединенной системе трубопроводов могут резко изменяться;

– требуется гарантия надежности эксплуатации всей трубопроводной системы перекачки.

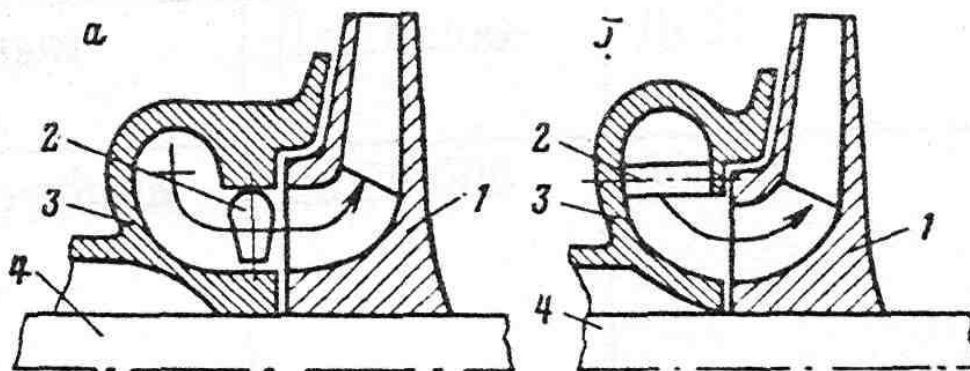


Рис. 19. Схема направляющих аппаратов

Если необходимо увеличить подачу, целесообразно параллельное соединение компрессоров; если требуется увеличить напор, давление, степень сжатия – последовательное соединение компрессоров. При комбинированном соединении одна часть компрессоров соединена параллельно, а другая – последовательно.

При совместной работе компрессоров затраты суммарной мощности можно определить по полным характеристикам, если известна рабочая точка при работе в группе на заданную сеть трубопроводов. Использовать групповые компрессоры для регулирования целесообразно в том случае. Когда изменение режима носит длительный характер. Поскольку режим изменяется ступенчато, этот способ регулирования обычно сочетается с другими методами.

Остановка какого-либо компрессора может быть выполнена отключением двигателя или компрессора от двигателя. Достоинство первого метода – прекращение расхода энергии. Вторым способом применим в случае, если пуск приводного двигателя – длительная операция и требует много времени для выхода двигателя на рабочий режим в случае частых отключений компрессора на небольшой срок.

Экономичность различных способов регулирования компрессора определяют с помощью коэффициента экономичности регулирования:

$$\eta_{\text{эк}} = \frac{l_{\text{онм}}}{l}, \quad (38)$$

где $l_{\text{онм}}$ – удельные затраты полезной работы, затрачиваемые на перемещение и сжигание единицы массы газа при работе в рабочей точке с η_{max} ;

l – удельные затраты полезной работы при данном режиме работы (режим регулирования).

1.8. Помпаж. Меры борьбы с помпажом

Режим работы компрессоров определяется количеством транспортируемого газа, проходящего через компрессорные станции (КС). Регулирование режима работы может достигаться следующими путями:

- 1) включением соответствующего количества ГПА;
- 2) регулированием частоты вращения компрессоров;
- 3) соответствующим перепуском газа с выхода на вход КС.

Нужное количество работающих ГПА выбирается исходя из общего количества газа, компримируемого КС, производительности каждого ГПА в зоне номинальных режимов. Для выбора наиболее выгодного с экологической точки зрения режима осуществляется регулирование путем изменения частоты вращения каждого компрессора. В современных компрессорах предусмотрено также предельное регулирование режима работы путем перепуска соответствующего количества газа с выхода ГПА на вход через специальные регулирующие клапаны, называемые антипомпажными, выполняющие одновременно роль антипомпажной защиты компрессора, когда рабочая точка находится близко от границы помпажа. С энергетической точки зрения с учетом формы газодинамических характеристик оказывается выгодно работать с небольшим перепуском газа через параллельно работающие ГПА, чем включать в технологическую схему дополнительно работающее ГПА, чтобы вывести работающие компрессоры из помпажной зоны. Для определения экономических режимов компрессоров важную роль играет определение местоположения рабочей точки на газодинамической характеристике компрессоров и определение ее расстояния от границы помпажа. Система автоматического управления и регулирования (САУиР) должна включать в себя возможность определения этого расстояния в любой момент времени.

Вдали от границы помпажа при большой подаче компрессор издает резкий свистящий звук. Частоты звуковых колебаний в одноступенчатом компрессоре совпадают с частотой прохождения рабочих лопастей около неподвижных направляющих лопастей. По мере уменьшения подачи (при неизменном числе оборотов) вплоть до границы помпажа звук почти не изменяется. В некоторых случаях он становится глуше, что вызывается ростом пульсаций в потоке вследствие отрывного обтекания профилей. Подача, при которой внезапно появляются резкие периодические хлопки, сопровождающиеся обычно выбросом воздуха из компрессора во всасывающий патрубок, определяет границу помпажа. При дальнейшем уменьшении подачи (например, дросселированием) сначала увеличивается час-

тота хлопка, а затем появляются сплошной гул и вибрации. Резкое колебание подачи вызывает существенное увеличение динамической нагрузки на лопасти и диски машины, что при больших окружных скоростях приводит к поломкам, являющимся причиной тяжелой аварии. Поэтому работа компрессора в области помпажа недопустима даже кратковременно.

Детальные экспериментальные исследования, выполненные А.И. Прядиловым (ЦКТИ), позволили установить, что в области помпажа могут иметься одна, две или три зоны, различающиеся характером обтекания лопастных аппаратов в зависимости от того, какие лопасти и в какой части обтекаются с отрывом потока и шумовым эффектом. Граница и зоны помпажа легко обнаруживаются по разрывам характеристик. На характеристике ступени ЦКТИ со степенью реактивности $\theta = 1$, полученной А.И. Прядиловым (рис. 20), например, разрывы располагаются так, что имеются две границы помпажа: при уменьшении и при увеличении расхода. Это явление крайне нежелательно и с ним приходится считаться на практике. Мгновенно вывести компрессор из помпажа нельзя, для этого необходимо значительное уменьшение сопротивления сети.

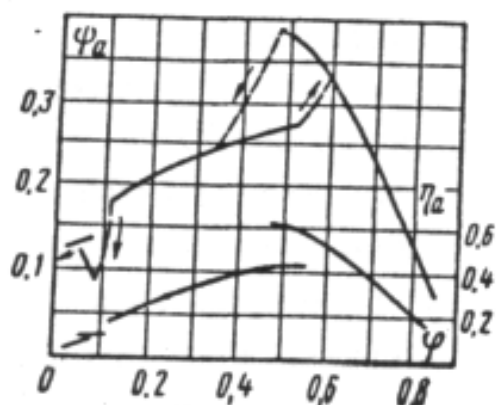


Рис. 20. Характеристика ступени осевого компрессора с $\theta = 1$ (по испытаниям А.И. Прядилова)

Определение границы помпажа. Границу помпажа находят опытным путем. О приближении к ней судят по возросшим пульсациям давлений; до помпажа не доходят во избежание аварий.

Если известна граница помпажа при одном числе оборотов, то для осевых компрессоров можно построить всю границу помпажа с помощью графика (рис. 21), по оси абсцисс которого отложено отношение подачи G , определяющей границу помпажа при отношении давлений ϵ , к подаче $G_{\epsilon=3}$, соответствующей границе помпажа $\epsilon = 3$; по оси ординат отложены отношения давлений s . Кривые границ помпажа для различных осевых компрессоров ложатся тесным пучком. При этом максимальное отклонение не превышает $\Delta s = 0,25$ для $s > 4$ и $\Delta \epsilon = 0,1 - 0,15$ для $\epsilon < 4$.

Чтобы воспользоваться рис. 21, достаточно знать одну точку на границе помпажа. Пусть эта точка характеризуется параметрами ε_0 и G_0 . Тогда

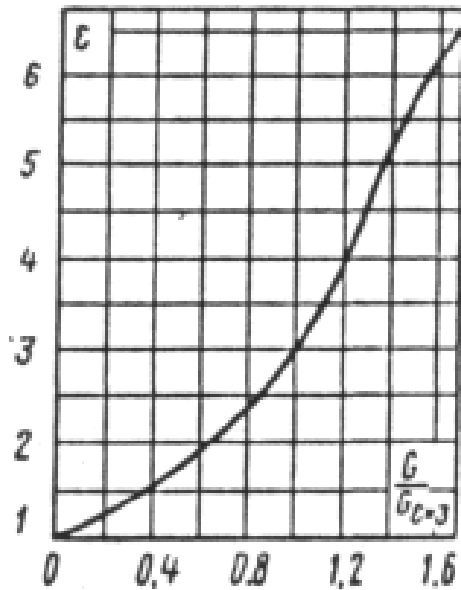


Рис. 21. График для определения границы помпажа осевых компрессоров

для определения ε и G , соответствующих границе помпажа, необходимо по ε_0 , ε найти отношения $\frac{G_0}{G_{\varepsilon=3}}$

и $\frac{G}{G_{\varepsilon=3}}$. Соответствующая подача находится с помощью очевидной зависимости:

$$G = G_0 \frac{\frac{G}{G_{\varepsilon=3}}}{\frac{G_{\varepsilon=3}}{G_0}}. \quad (39)$$

Так, если $\varepsilon_0 = 4$ и $G_0 = 50$ кг/с, то $\frac{G_0}{G_{\varepsilon=3}} = 1,21$. Для $\varepsilon = 2$ определяем

$$\frac{G}{G_{\varepsilon=3}} = 0,65 \text{ и } G = 50 \frac{0,65}{1,21} = 26,8 \text{ кг/с.}$$

Меры борьбы с помпажом разделяются на две группы. К первой группе относятся мероприятия, применяемые при проектировании компрессоров и направленные на увеличение области безотрывного обтекания профилей при увеличении углов атаки (уменьшения подачи), т.к. в ней обычно $d\varepsilon/dG < 0$, поэтому характеристика компрессора устойчива.

Основными путями увеличения области безотрывного обтекания профилей являются следующие: уменьшение окружных скоростей (чисел M); применение профилей с большой относительной толщиной (при малых числах M) и большим радиусом округления входной кромки; специальный выбор формы средней линии профилей; уменьшение относительного шага. В центробежных компрессорах для увеличения области устойчивой работы необходимо принимать большие значения отношения C_{2r}/u_2 и большое

число рабочих лопастей. Безлопастные диффузоры обеспечивают больший диапазон возможных режимов работы, чем лопастные диффузоры. В некоторых конструкциях возможен поворот направляющих лопастей, что также увеличивает область безотрывного обтекания профилей.

Ко второй группе относятся мероприятия, применяемые в работающих установках с целью избежания помпажа при малой подаче. Наибольшее распространение получили антипомпажные устройства.

Принципиальная схема антипомпажного устройства представлена на рис. 22. К напорному (или всасывающему) трубопроводу компрессора подключен регулятор количества P , который через сервомотор C воздействует на антипомпажный клапан AK . Регулятор количества вступает в действие только при уменьшении подачи до минимально допустимой G_{min} . Изменяя открытие антипомпажного клапана, сбрасывающего газ в атмосферу (или во всасывающую линию, если потеря газа нежелательна), регулятор обеспечивает постоянную подачу компрессора G_{min} при любом расходе газа через сеть $G_C < G_{min}$. Газ в количестве $\Delta G = G_C - G_{min}$ выбрасывается через антипомпажный клапан.

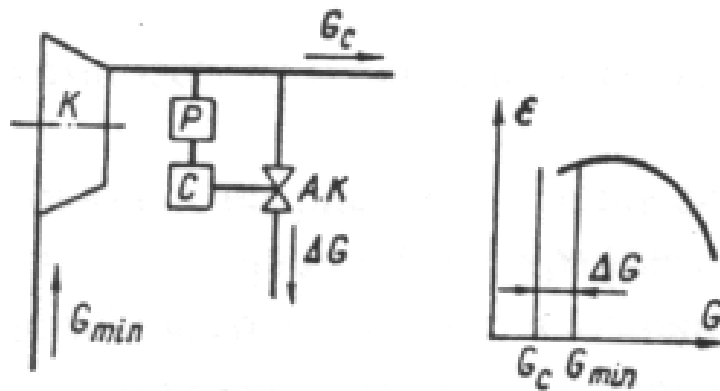


Рис. 22. Принципиальная схема антипомпажного устройства

В некоторых компрессорах энергия выбрасываемого воздуха используется в специальных воздушных турбинах. К таким компрессорам относятся, в частности, компрессор типа «Изотерм».

Если компрессор работает с переменным числом оборотов, как, например, доменная воздуходувка, то каждому числу оборотов соответствует своя допустимая минимальная подача. В таких случаях кроме регулятора количества используют регулятор давления.

1.9. Защита компрессоров от помпажа

1.9.1. Алгоритм вычисления расстояния рабочей точки до границы помпажа

Каждый компрессор оснащен штатной системой измерений параметров компрессора, на основе которой можно определить положение рабочей точки компрессора. К этим параметрам относятся: давление на входе и вы-

ходе компрессора P_n и P_k , температура на входе и выходе компрессора T_n и T_k , перепад давления на конфузоре ΔP и частота вращения n .

Определяем рабочую точку компрессора на его газодинамической характеристике, представленной в координатах $H_p = f(Q^2)$, где H_p политропический напор, а Q – объемная производительность компрессора, приведенная к условиям всасывания. Политропический напор – это удельная энергия, которую может использовать газ, если допустить, что процесс сжатия газа в компрессоре может происходить по некоторому политропическому процессу:

$$H_p = \frac{m}{m-1} ZRT_H \left(E^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right), \quad (40)$$

где m – средний показатель политропы, определяющий по конечным параметрам P_n, P_k, T_k, T_n , т.е.

$$\frac{m}{m-1} = \frac{\lg \frac{T_k}{T_n}}{E} = \delta. \quad (41)$$

С учетом (41) уравнение (40) запишется в виде

$$H_p = ZRT_H \frac{E^\delta - 1}{\delta} = ZRT_H f(E), \quad (42)$$

где
$$f(E) = \frac{E^\delta - 1}{\delta}.$$

Газодинамические характеристики компрессора в обычном виде представляются в координатах $H_p = f(Q)$ и графики изображаются в виде (рис. 23).

При изменении оборотов подобные режимы располагаются на параболах, проходящих через рабочую точку, и по закону подобия можно записать зависимость

$$\frac{H_{P(1)}}{H_{P(2)}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \frac{Q_{(1)}^2}{Q_{(2)}^2}.$$

Если известен режим рабочей точки 1, т.е. значения $H_{P(1)}$ и $Q_{(1)}$, то можно найти зависимость между текущими значениями H_p и Q

$$H_p = \frac{H_{P(1)}}{Q_{(1)}^2} Q^2 = KQ^2, \quad (43)$$

где $K = \frac{H_{P(1)}}{Q_{(1)}^2} = \text{const}$ – коэффициент при параболе.

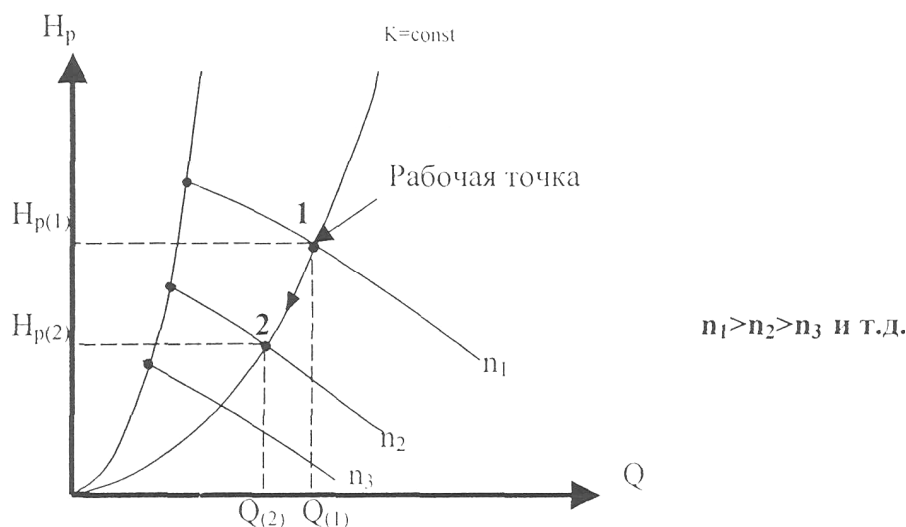


Рис. 23. Газодинамические характеристики компрессора

Если ввести преобразование координат, обозначив $Q^2 = X$, то уравнение параболы $H_p = KQ^2$ превратится в уравнение прямой $H_p = KX$, выходящей из начала координат (рис. 24).

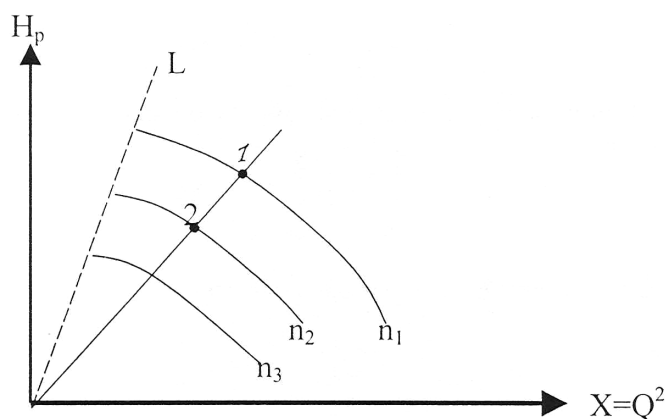


Рис. 24. Газодинамические характеристики компрессора

Линия рабочей точки лежит на луче, выходящем из начала координат и расположенном под углом α к оси абсцисс (рис. 25).

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{H_p}{X} = \frac{H_p}{Q^2}. \quad (44)$$

Для одноступенчатого компрессора угол наклона линии помпажа L является постоянным для любой скорости вращения. Однако для многоступенчатых компрессоров линия границы помпажа имеет вгиб некоторой кривой, зависящей от частоты вращения.

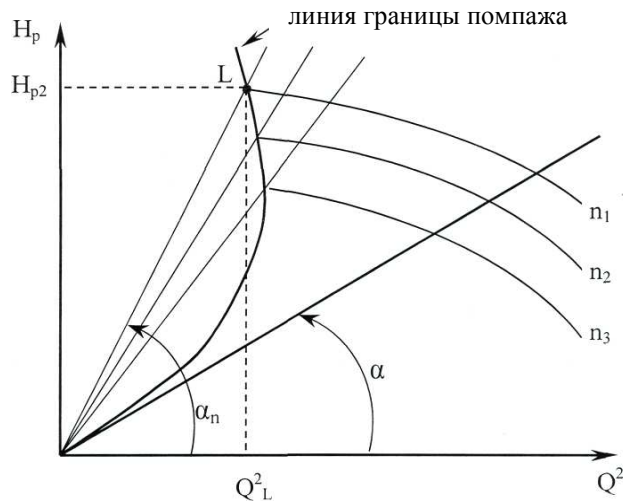


Рис. 25. Газодинамические характеристики компрессора

Из графика видно, что каждая точка границы помпажа лежит на луче, выходящем из начала координат с углом наклона α_n , имеющим свое значение для каждого значения частоты вращения:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{H_{PL}}{Q_{HL}^2} = \frac{1}{K_n f(n)}, \quad (45)$$

где K_n – некоторый постоянный коэффициент;

$f(n)$ – некоторая функция, зависящая от частоты вращения n . Она определяется или на основании данных завода или по результатам помпажных тестов, после чего вводится в контроллер при его конфигурировании.

Из рассмотренного выше очевидно, что в рабочей зоне характеристик всегда будет соблюдаться условие $\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \alpha_n$, а равенство будет соблюдаться на границе помпажа (для данной частоты вращения). Значит, тенденция $\operatorname{tg} \alpha \rightarrow \operatorname{tg} \alpha_n$ характеризует приближение рабочей точки к границе помпажа.

Введем переменную S :

$$S = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_n}, \quad (46)$$

которая характеризует относительный наклон линии рабочей точки к линии помпажа. Видно, что во всем диапазоне допустимых рабочих режимов соблюдается условие $S < 1$, а на границе помпажа – $S = 1$.

Объемный расход определяется по перепаду на конфузоре по формуле

$$Q = \beta \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_H}}, \quad \text{м}^3/\text{мин}, \quad (47)$$

где β – коэффициент расхода конфузора;

$\rho_H = \frac{P_H}{ZRT_H}$ – плотность газа на входе в компрессор;

Δp – перепад на конфузоре.

Окончательно, объемный расход, приведенный к условиям всасывания, будет определяться по выражению

$$Q = \beta \sqrt{ZRT_H \frac{\Delta P}{P_H}}. \quad (48)$$

Теперь определим функцию S , характеризующую степень удаленности рабочей точки от границы помпажа через измеряемые параметры компрессора.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_P}{Q^2} = \frac{ZRT_H f(E)}{\beta^2 ZRT_H \frac{\Delta P}{P_H}} = \frac{f(E) P_H}{\beta^2 \Delta P}. \quad (49)$$

Отсюда видно, что углы касания лучей рабочих точек, включая и линию помпажа, непосредственно не зависят от состава газа.

Подставим выражения (45) и (49) в уравнение (46) получим

$$S_s = \frac{f(E) P_H}{\beta^2 \Delta P} K_n f(n) \text{ или } S_s = K \cdot f(n) f(E) \frac{P_H}{dP_0}, \quad (50)$$

где $K = \frac{K_n}{\beta^2}$ – постоянный коэффициент.

Практически наиболее удобной величиной, характеризующей удаленность рабочей точки от границы помпажа, является величина

$$d = l - S_s,$$

где $d = 0$ соответствует границе помпажа; удобно принять для начала отсчета.

Поскольку границу помпажа можно определить с точностью до 10 % для различных типов конфузоров, то выбирают за начало отсчета так называемую линию запаса надежности (линию контроля помпажа), от которой определяют расстояние рабочей точки. Регулятор вычисляет это расстояние в виде

$$dev = d - b_1 f_4(dP) = 1 - S - b_1 f_4(\Delta P), \quad (51)$$

где b_1 – отличительная ширина зоны безопасности (это наименьшее расстояние до границы помпажа, при котором PI-алгоритм вступает в работу);

$f_4(dP)$ – функция, определяющая форму линии заданного запаса надежности;

$b_1 f_4(dP)$ – корректируемое задание.

Значит, значение dev является расстоянием между рабочей точкой и линией контроля помпажа (задания запаса надежности).

Значит, что:

- при $dev > 0$ – находится область допустимых режимов;
- при $dev = 0$ – граница помпажа;
- при $dev < 0$ – область помпажа.

Изложенное выше можно изобразить графически (рис. 26).

По S_s и пределу безопасности, определяемому функцией $bf_4(n)$ регулятор рассчитывает два дополнительных параметра:

- параметр S_1 , который по существу характеризует наклон линии, являющейся геометрическим местом рабочих точек, относительно линии контроля помпажа:

$$S = S_s + b \cdot f_4(n);$$

- параметр dev , который представляет собой расстояние между рабочей точкой и линией контроля помпажа:

$$dev = 1 - S = 1 - S_s - b \cdot f_4(n).$$

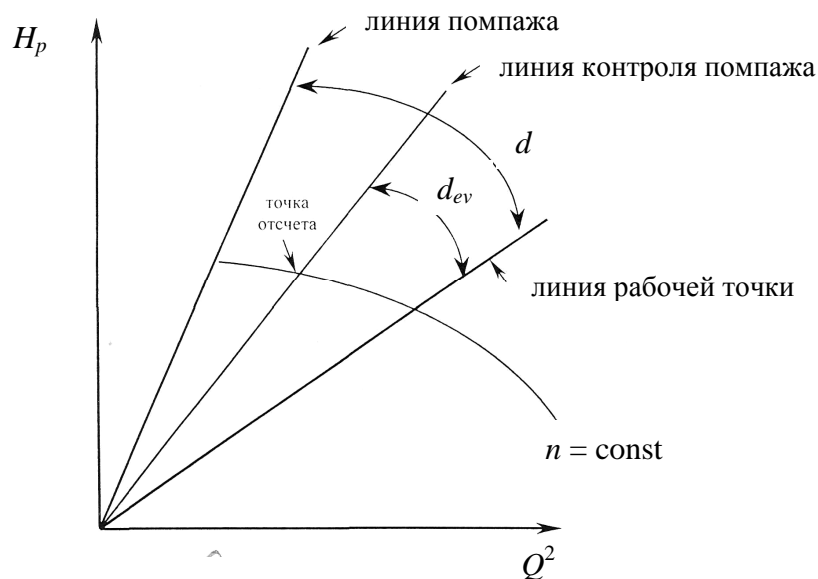


Рис. 26. Отдаленность рабочих точек от границы помпажа

1.9.2. Функциональная схема

Модуль AS производит постоянное вычисление положения рабочей точки компрессора и расстояния до помпажа S_s .

Предотвращение помпажа компрессора осуществляется поддержанием расхода выше пороговой величины (линии помпажа), являющейся функцией политропического напора, n_{cm} и геометрии компрессора. Сниже-

ние расхода компенсируется рециркуляцией. Для минимизации потерь энергии на рециркуляцию необходимо обеспечить минимально необходимое открытие АПК, что достигается путем установки линии настройки AS ($S = 1$) на минимально возможное расстояние от линии помпажа. Когда рабочая точка попадает на линию $S = 1$, то ошибка рассогласования $dev = 0$. Если $dev < 0$, то существует опасность помпажа, и расход следует увеличить. Если $dev > 0$, то рециркуляцию следует прекратить.

В зависимости от величины возмущения и положения рабочей точки AS использует три управляющих алгоритма:

- **алгоритм регулирования PI** вступает в работу при пересечении линии $S = 1$. Он обеспечивает эффективное предотвращение помпажа при достаточно медленном приближении рабочей точки к линии помпажа;

- **алгоритм ступенчатой рециркуляции (Recycle Trip) RT** вступает в работу, когда PI-алгоритм не успевает быстро отработать нарастающие возмущения. При этом выходной сигнал управления изменяется скачком на величину, которая зависит от отклонения и скорости увеличения отклонения от линии настройки алгоритма ступенчатой рециркуляции (Recycle Trip line), расположенной между линией настройки модуля AS и линией помпажа;

- **алгоритм изменения уставок PI и RT (Safety On)** вступает в работу при пересечении постоянно вычисляемой рабочей точкой, заданной помпажной линией, определенной при помпажных тестах или по газодинамической характеристике; при этом алгоритм регулятора увеличивает расчетное значение безопасного расстояния до помпажа (отодвигает линию $S = 1$ и RT-line), что вызывает начало открытия АПК на большем расстоянии от границы помпажа (как по PI-, так и T-алгоритмам).

При изменении P_s и P_d , когда параметр превышает заданный предел ($P_{ex\ min}$, $P_{вых\ max}$) AS переключается на предельное регулирование (ограничение) указанных параметров по PI, закрытому путем воздействия на АПК.

2. Термины и определения

Напор – это количество энергии, затрачиваемое приводом компрессора и отнесенное к 1 кг перекачиваемого газа или жидкости.

Политропический напор – это энергия, которую может приобрести газ при условии, что процесс сжатия происходит по некоторому политропическому процессу.

Полный внутренний напор – энергия, которую затрачивает компрессор на компримирование газа (без учета механических потерь).

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

Лекция 1

1. Устройство и принцип действия центробежных компрессоров.
2. Основные параметры работы центробежных компрессоров.
3. Характеристики центробежных компрессоров.
4. Пересчет безразмерных характеристик в приведенные для центробежных компрессоров.
5. Устройство и принцип действия поршневого компрессора.
6. Характеристики поршневого компрессора.

Лекция 2

1. Характеристика сети трубопроводов. Работа центробежных компрессоров на сеть трубопроводов.
2. Регулирование подачи центробежных компрессоров.
3. Помпаж. Защита компрессоров от помпажа.

3.2. Задания к практическим занятиям

РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Пример 1

Определить объемную производительность $Q_в$ (м³/мин) на входе в компрессорную станцию, если известны коммерческая производительность $Q_к$ газопровода 10 млн м³/сут, давление и температура газа $P_в = 3,5$ МПа и $T_в = 15$ °С, а также характеристики перекачиваемого газа ($P_{кр} = 4,7$ МПа, $T_{кр} = 194$ К).

Решение:

Коммерческая производительность $Q_к$ (расход газа при стандартных условиях) связана с производительностью на входе в компрессорную станцию равенством

$$Q_к \cdot \frac{P_{см}}{z_{см}RT_{см}} = Q_в \cdot \frac{P_в}{z_вRT_в},$$
$$\rho = \frac{P}{zRT} \text{ или } Q_в = Q_к \cdot \frac{P_{см}z_вT_в}{P_вz_{см}T_{см}}.$$

Коэффициент сжимаемости газа $z_в$ по условиям входа в компрессорную стацию

$$\bar{P} = \frac{P_в}{P_{кр}} = \frac{3,5}{4,7} = 0,745,$$

$$\bar{T} = \frac{T_B}{T_{KP}} = \frac{288}{194} = 1,485,$$

$$z = 1 - 0,4273 \cdot 0,745 \cdot 1,485^{-3,668} = 0,925.$$

Следовательно,

$$Q_B = \frac{10^7}{24 \cdot 60} \cdot \frac{0,1013}{3,5} \cdot \frac{0,925}{1} \cdot \frac{288}{293} = 183 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Пример 2

Давление природного газа ($\mu = 17$ кг/кмоль; $P_{кр} = 4,7$ МПа; $T_{кр} = 170$ К) на входе в центробежный нагнетатель 280-11 ($n_0 = 5300$ об/мин) равно 3,5 МПа, а температура $+10$ °С. Определить степень сжатия, которую развивает этот агрегат при частоте вращения рабочего колеса 4 800 об/мин и подаче $Q_\epsilon = 200$ м³.

Решение:

Параметры перекачиваемого газа равны:

$$R = \frac{8314}{17} = 489 \text{ Дж/кг К},$$

$$\bar{P} = \frac{P_B}{P_{KP}} = \frac{3,5}{4,7} = 0,745,$$

$$\bar{T} = \frac{T_B}{T_{KP}} = \frac{283}{170} = 1,665,$$

$$z = 1 - 0,4273 \cdot \bar{P} \cdot \bar{T}^{-3,668} = 1 - 0,4273 \cdot 0,745 \cdot 1,665^{-3,668} = 0,95.$$

Определяем приведенные параметры режима работы ЦБН:

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{np} = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{z_{np} R_{np} T_{np}}{z_\epsilon R T_\epsilon}},$$

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{np} = \frac{4\ 800}{5\ 300} \cdot \sqrt{\frac{0,91 \cdot 500 \cdot 288}{0,95 \cdot 489 \cdot 283}} = 0,9,$$

$$Q_{впр} = Q_\epsilon \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) = 200 \cdot \frac{4\ 800}{5\ 300} = 180 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

По характеристике ЦБН 280-11 [2] определяется $\epsilon = 1,22$.

Пример 3

Два одинаковых ЦБН 280-11 ($n_0 = 5\ 300$ об/мин), включенные последовательно, перекачивают природный газ ($\mu = 17$ кг/кмоль; $P_{кр} = 4,7$ МПа;

$T_{кр} = 170$ К). В каждом нагнетателе происходит политропическое ($m = 1,27$) сжатие газа, причем промежуточное охлаждение отсутствует. Определить степень сжатия газа в системе этих ЦБН, если давление и температура на входе в первый нагнетатель равны 3,5 МПа и $+10$ °С; числа оборотов их рабочих колес – 4 800 и 5 300, соответственно, а подача $Q_{\epsilon 1}$ газа при условиях входа в первый из них составляет 200 м³/мин. Найти температуру газа на выходе второй ступени сжатия.

Решение:

Параметры перекачиваемого газа равны:

$$R = \frac{8314}{17} = 489 \text{ Дж/кг К,}$$

$$\bar{P}_{B1} = \frac{P_{B1}}{P_{кр}} = \frac{3,5}{4,7} = 0,745,$$

$$\bar{T}_{B1} = \frac{T_{B1}}{T_{кр}} = \frac{283}{170} = 1,665,$$

$$z_{B1} = 1 - 0,4273 \cdot \bar{P} \cdot \bar{T}^{-3,668} = 1 - 0,4273 \cdot 0,745 \cdot 1,665^{-3,668} = 0,951.$$

Приведенные параметры первой ступени сжатия:

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{np} = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{z_{np} R_{np} T_{np}}{z_{\epsilon} R T_{\epsilon}}} = \frac{4\ 800}{5\ 300} \cdot \sqrt{\frac{0,91 \cdot 500 \cdot 288}{0,951 \cdot 489 \cdot 283}} = 0,9,$$

$$Q_{\epsilon 1 np} = Q_{\epsilon 1} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) = 200 \cdot \frac{4\ 800}{5\ 300} = 180 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

С помощью характеристик ЦБН 280-11 находим $\epsilon = 1,22$.

Определить давление $P_{\epsilon 2}$, температуру $T_{\epsilon 2}$ и расход $Q_{\epsilon 2}$ на входе во второй нагнетатель:

$$P_{\epsilon 2} = P_{н1} = P_{\epsilon 1} \cdot \epsilon = 3,5 \cdot 1,22 = 4,27 \text{ МПа,}$$

$$T_{\epsilon 2} = T_{н1} = T_{\epsilon 1} \cdot \epsilon^{\frac{K-1}{K}} = 283 \cdot 1,22^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 295,2 \text{ К,}$$

$$Q_{\epsilon 2} = Q_{н1} = Q_{\epsilon 1} \cdot \frac{\rho_{\epsilon 1}}{\rho_{н1}} = Q_{\epsilon 1} \cdot \left(\frac{P_{\epsilon 1}}{P_{н1}} \right)^{\frac{1}{K}} = \frac{Q_{\epsilon 1}}{\epsilon^{\frac{1}{K}}} = \frac{200}{1,22^{\frac{1}{1,27}}} = 170 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Параметры сжатия второй ступени:

$$\bar{T}_{\epsilon 2} = \frac{T_{\epsilon 2}}{T_{кр}} = \frac{295,2}{170} = 1,736,$$

$$\bar{P}_{\epsilon 2} = \frac{P_{\epsilon 2}}{P_{кр}} = \frac{4,27}{4,7} = 0,908,$$

$$z_{\epsilon 2} = 1 - 0,4273 \cdot \bar{P} \cdot \bar{T}^{-3,668} = 1 - 0,4273 \cdot 0,908 \cdot 1,736^{-3,668} = 0,949.$$

Приведенные параметры второй ступени сжатия:

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{np} = \frac{5\,300}{5\,300} \cdot \sqrt{\frac{0,91 \cdot 500 \cdot 288}{0,949 \cdot 489 \cdot 295,2}} = 0,978,$$

$$Q_{\epsilon 2 np} = Q_{\epsilon 2} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) = 170 \cdot \frac{5\,300}{5\,300} = 170 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

По характеристикам ЦБН 280-11 $\epsilon = 1,28$.

Степень двухступенчатого сжатия системой ЦБН газа равна

$$\epsilon = 1,22 \cdot 1,28 = 1,56.$$

Температура на выходе второй ступени равна

$$T_{н2} = T_{н1} \cdot \epsilon^{\frac{K-1}{K}} = 295,2 \cdot 1,28^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 311 \text{ К или } +38 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пример 4

Давление в начале участка газопровода ($L = 120$ км; $D = 1\,200$ мм; $\delta = 12$ мм; $k = 0,03$ мм) равно 5,5 МПа, а в его конце – 3,8 МПа. Определить коммерческий расход газа природного газа (плотность по воздуху (Δ) равна 0,59; $P_{кр} = 4,7$ МПа; $T_{кр} = 194$ К), перекачиваемого в изотермическом режиме при температуре 10⁰С.

Решение:

Коммерческий расход определяется по формуле

$$Q_K = 0,0384 \cdot \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{z T \lambda L \Delta}} d^5.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{2k}{d} \right)^{0,2} = 0,067 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,03}{1220 - 24} \right)^{0,2} = 0,0093.$$

Коэффициент сжимаемости рассчитывается по среднему давлению:

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(P_H + \frac{P_K^2}{P_H + P_K} \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(5,5 + \frac{3,8^2}{5,5 + 3,8} \right) = 4,7 \text{ МПа,}$$

$$z_{cp} = 1 - 0,4273 \cdot \bar{P} \cdot \bar{T}^{-3,668} = 1 - 0,4273 \cdot \left(\frac{4,7}{4,7} \right) \cdot \left(\frac{283}{194} \right)^{-3,668} = 0,893.$$

Получаем

$$Q_K = 0,0384 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{(5,5^2 - 3,8^2) \cdot 1,22^5}{0,893 \cdot 283 \cdot 0,0093 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,59}} = 585,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Задачи

1. Определить объемную производительность $Q_в$, м³/мин, на входе в компрессорную станцию, если известны коммерческая производительность Q_K газопровода 8 млн м³/сут, давление и температура газа $P_в = 3,5$ МПа и $T_в = 10$ °С, а также характеристики перекачиваемого газа ($P_{кр} = 4,7$ МПа, $T_{кр} = 194$ К).

2. Определить плотность газа ($\mu = 17,36$ кг/кмоль; $P_{кр} = 4,6$ МПа; $T_{кр} = 190$ К), поступающего во всасывающий коллектор компрессорной станции, если известны давление 4,0 МПа в нем и температура 15 °С.

3. Давление природного газа ($\mu = 17,36$ кг/кмоль; $P_{кр} = 4,6$ МПа; $T_{кр} = 190$ К) на входе в центробежный нагнетатель 280-11 ($n_0 = 5\,300$ об/мин) равно 3,4 МПа, а температура +15 °С. Определить степень сжатия, которую развивает этот агрегат при частоте вращения рабочего колеса 5 000 об/мин и подаче $Q_в = 250$ м³.

4. Два центробежных нагнетателя ЦБН 370-14-1 ($n_0 = 5300$ об/мин) включены последовательно для перекачки $Q_{в1} = 360$ м³/мин природного газа (плотность по воздуху Δ равна 0,59; $P_{кр} = 4,6$ МПа; $T_{кр} = 200$ К). При этом число оборотов ротора первого нагнетателя n_1 равно номинальному – 5300 об/мин, а частота вращения n_2 второго должна быть подобрана так, чтобы общая степень сжатия $P_{н2}/P_{н1}$ системы нагнетателей равнялась бы 1,6. Определить число оборотов второго ЦБН и суммарную мощность системы нагнетателей, если давление и температура на входе составляют $P_{в1} = 3,2$ МПа, $T_{в1} = 15$ °С; сжатие в нагнетателях политропическое ($k = 1,25$); промежуточным охлаждением и потерями в соединительных устройствах пренебречь.

5. Два центробежных нагнетателя ЦБН 370-14-1 ($n_0 = 5\,300$ об/мин) включены параллельно и перекачивают природный газ (плотность по воздуху Δ равна 0,59; $P_{кр} = 4,6$ МПа; $T_{кр} = 200$ К) с суммарным расходом $Q_в = 700$ м³/мин, рассчитанным по условиям входа $P_в = 3,5$ МПа, $T_в = 10$ °С. Однако числа оборотов нагнетателей различны: у первого 4 940 об/мин, а у второго – 5 200 об/мин. Определить степень сжатия газа в ЦБН, а также выяснить в каком нагнетателе расход будет больше и насколько.

6. Определить среднее давление на участке газопровода при стационарном изотермическом режиме перекачки, если давление в начале участка равно 5,2 МПа, а в конце – 3,5 МПа.

7. Природный газ ($\Delta = 0,59$; $P_{кр} = 4,7$ МПа; $T_{кр} = 194$ К) перекачивают по участку газопровода ($L = 100$ км; $D = 1\,020$ мм; $\delta = 10$ мм; $k = 0,05$ мм) в изо-

термическом режиме ($T = 10^0\text{C}$) с коммерческим расходом 30 млн м³/сут. Какое давление нужно поддерживать в начале участка газопровода, чтобы давление в его конце было не ниже 3,2 МПа?

3.3. Вопросы к контрольной работе

1. Назначение и принцип действия центробежных компрессоров.
2. Изобразите графически зависимость напора компрессора от угла β_2 .
3. Дайте определение политропического напора. Запишите уравнение, по которому он определяется.
4. Что такое степень сжатия компрессора?
5. Что такое помпаж?
6. Назначение и принцип действия поршневого компрессора.
7. Что такое приведенная частота вращения ротора нагнетателя?
8. Запишите уравнения для определения потерь напора в газопроводе.
9. Способы регулирования подачи центробежных компрессоров.
10. Что такое граница помпажа компрессора?
11. Запишите выражения для определения основных параметров работы центробежных и поршневых компрессоров.
12. Проведите анализ способов регулирования подачи центробежных нагнетателей по затратам энергии.
13. Защита компрессора от помпажа.
14. Задача.

Литература

1. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие для вузов / Ф.М. Мустафин [и др.]. – Уфа: Монография, 2002.
2. Эксплуатационнику магистральных газопроводов: справ. пособие / А.В. Громов [и др.]. – М.: Недра, 1987.
3. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А.П. Мороз [и др.]. – М.: Недра, 1979.
4. Спаский, К.Н. Насосные и компрессорные станции: учеб. пособие / К.Н. Спаский. – М.: Изд-во ВЗПИ, 1990.
5. Справочник работника магистрального газопровода / под ред. С.Ф. Бармина. – Л.: Недра, 1974.
6. Магистральные трубопроводы: СНиП 2.05.06.85*. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988.
7. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы: ОНТП 51-185. – Введ. 29.08.85. – Мингазпром СССР. – Ч. 1. Газопроводы.
8. Правила технической эксплуатации. Магистральные газопроводы. – М.: Недра, 1989.
9. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: ОАО Гипротрубопровод, 2002.

Модуль 7

ПРИВОД КОМПРЕССОРОВ

Введение

Привод – это устройство для приведения в действие машин и механизмов. Состоит из источника энергии (двигателя), передаточного механизма и аппаратуры управления.

Источником механической энергии, передаваемой компрессору, может быть электродвигатель или тепловой двигатель (двигатель внутреннего сгорания или газотурбинная установка).

Передаточный механизм обеспечивает передачу компрессору от двигателя необходимой мощности, обеспечивая также синхронизацию частот вращения валов двигателя и редуктора.

В случае, когда частота вращения вала компрессора меньше частоты вращения вала двигателя, применяют понижающую передачу – редуктор; больше – устанавливают повышенную передачу – мультипликатор. При равенстве частот вращения вала компрессора и двигателя используют простейший передаточный механизм – соединительную муфту.

Аппаратура управления служит для запуска, остановки и регулирования частоты вращения вала двигателя.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Общие сведения о приводах. Электрические двигатели для привода компрессоров. Двигатели внутреннего сгорания для привода компрессоров. ГТУ для привода компрессоров	Изучение нового материала	Лекция	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Общие сведения о приводах

В зависимости от применяемых двигателей привод компрессоров подразделяется:

– на **электропривод** (источник энергии – электродвигатель постоянного или переменного (синхронный или асинхронный) тока);

– на **привод от двигателя внутреннего сгорания** (источник энергии – поршневой двигатель, работающий на газе или на тяжелых сортах топлива);

– на **газотурбинный привод** (источник энергии – газовая турбина).

Характеристика различных видов приводов показана в табл. .1.

Таблица 1

Характеристика типов приводов

Тип привода	Мощность, кВт	Частота вращения, с ⁻¹	Пределы применения частоты вращения, %	кпд, %	Пусковой момент двигателя, % от полной нагрузки
Асинхронный электродвигатель	До 10000	До 50 (синхрон- ная)	Нет	До 94	60 – 100
Синхронный двигатель	До 10000	До 50	То же	До 97	40 – 100
Газовая турбина	До 25000	50 – 366	100 – 55	27 – 30 (с регене- рацией)	Как для одновальной, так и для двухваль- ной газовой турбины требуется мощный пусковой двигатель
Газомоторный двигатель	До 5520	До 5,5	100 – 60	До 40	Не требуется, запуск сжатым воздухом

В некоторых используют групповой привод, обеспечивающий передачу энергии нескольким механизмам, и индивидуальный привод, в котором каждая рабочая машина имеет собственный двигатель.

В зависимости от источника энергии приводы подразделены на **автономный** (двигатели внутреннего сгорания, газотурбинные установки), не связанные с централизованной системой энергосбережения, и **неавтономный** (электродвигатели), зависящий от системы энергосбережения.

Привод компрессора предназначен для осуществления процессов работы компрессорного агрегата как при установившемся, так и при неустановившемся (переходном) режимах. В таких случаях задача привода – в обеспечении высоких технико-экономических показателей компрессора при любых режимах.

К неустановившимся режимам работы относятся запуск, остановка и изменение нагрузки в процессе работы.

Переходные процессы характеризуются нагрузочными характеристиками, т.е. зависимостями N , M и n от времени.

В процессе пуска привод должен обеспечивать преодоление инерции элементов компрессора движению. При рабочем режиме привод обеспечивает передачу механической работы преобразуемой компрессором в энергию компримируемого агента, и преодоление сил трения движущихся элементов компрессора двигателя и передаточного механизма.

В процессе останова привод должен обеспечивать плавное гашение момента инерции движения элементов компрессора, передачи и двигателя.

Уравнение движения привода для вращения движения имеет вид:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{дв}}$ – крутящий момент, развиваемый двигателем;

$M_{\text{ст}}$ – момент на валу компрессора, создаваемый статическими силами (трения, скручивания, массы растяжения, сжатия);

$M_{\text{дин}}$ – динамический (инерционный) момент привода, приведенный к валу двигателя.

$$M_{\text{дин}} = J_{\text{прив}} \alpha, \quad (2)$$

где $J_{\text{прив}}$ – момент инерции движущихся частей, приведенный к валу двигателя;

α – угловое ускорение ($\alpha = 0$ при установившемся режиме, $\alpha \geq 0$ в процессе ускорения, $\alpha \leq 0$ в процессе торможения).

$M_{\text{дин}}$ проявляется только во время переходных процессов и представляет собой мощность, передаваемую или получаемую от инерционных масс с изменением частоты вращения.

При установившемся режиме устойчивая работа привода в агрегате с компрессором обеспечивается в том случае, если мощность, развиваемая двигателем, приведенная к валу компрессора, будет равна мощности, потребляемой компрессором:

$$N_{\text{дв}} \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{мех}} = N_K, \quad (3)$$

где $N_{\text{дв}}$ – мощность на валу двигателя;

η_n – КПД передачи;

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД компрессора;

N_K – потребляемая мощность компрессора.

В процессе работы компрессорного агрегата в результате отклонения фактических параметров (плотности, молекулярной массы, температуры и давления на приеме и противодавления нагнетательного газопровода) компримируемого газа от расчетных происходит изменение во времени по-

требуемой компрессором мощности. Поэтому номинальную мощность привода компрессора определяют по максимальной мощности, потребляемой компрессором, с учетом коэффициента запаса α , равного 1,1 – 1,5.

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{max}}}{\eta_n \eta_{\text{мех}}}, \quad (4)$$

где η_n – КПД передачи;

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД компрессора;

N_{max} – максимальная мощность потребляемая компрессором.

Номинальные паспортные параметры двигателя характеризуются его номинальной мощностью ($N_{\text{ном}}$ – полезная механическая мощность на валу при максимальной расчетной нагрузке (в кВт)), частотой вращения ($n_{\text{ном}}$ – частота вращения вала двигателя при максимальной расчетной нагрузке) и моментом вращения ($M_{\text{ном}}$ – момент, развиваемый на валу двигателя при номинальных мощности и частоте вращения).

Помимо номинальных характеристик привода во время выбора типа привода необходимо учитывать изменение крутящего момента привода при переходных режимах.

За цикл работы компрессорного агрегата на различных режимах частота вращения вала двигателя во время возрастания от нуля до номинального значения в период запуска изменяется в широких пределах при установившемся режиме в зависимости от изменения режима работы компрессора и уменьшается до нуля при остановке компрессора (агрегата).

Соответствующим образом изменяется крутящий момент двигателя, связанный с мощностью двигателя и частотой вращения зависимостью

$$M_{\text{дв}} = N_{\text{дв}}/\omega, \quad (5)$$

где ω – угловая скорость вращения.

Важное значение имеет характер зависимости крутящего момента от частоты вращения. Например, если при вынужденном изменении режима работы компрессора уменьшение частоты вращения вала двигателя вызовет уменьшение крутящего момента двигателя и соответственно падение развиваемой мощности, т.е. будет происходить самоторможение компрессорного агрегата, то такой двигатель не может быть выбран в качестве привода.

По механической характеристике привода или двигателя (зависимости крутящегося момента M от изменения частоты вращения вала двигателя n) оценивается не только крутящий момент, необходимый для преодоления момента инерции всех движущихся частей компрессорного агрегата, и мощность компрессорного агрегата в установившемся режиме, но также возможность плавного (бесступенчатого) регулирования режима работы компрессорного агрегата.

Механическая характеристика позволяет определить пригодность двигателя для привода компрессора в установившемся и неустановившихся режимах.

Различают следующие характеристики двигателя (рис. 1):

1 – абсолютно жесткая: частота вращения при изменении крутящего момента (мощности) остается постоянной, такую характеристику имеют синхронные электродвигатели;

2 – жесткая: частота вращения с изменением крутящего момента (мощности) меняется незначительно, такой характеристикой обладают асинхронные электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания (дизели);

3 – гибкая или мягкая: частота вращения значительно изменяется при небольшом изменении крутящего момента, такую характеристику имеют электродвигатели постоянного тока (последовательного возбуждения), двухвальные газотурбинные двигатели.

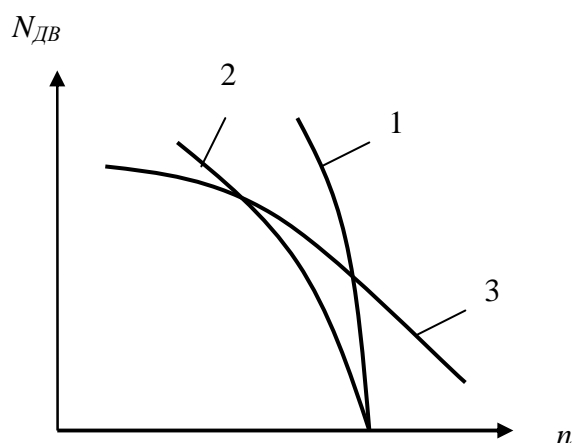


Рис. 1. Зависимость $N_{ДВ}$ от n

Общие требования, предъявляемые к приводу компрессоров:

- простота конструкции с целью снижения затрат на обслуживание и ремонт;
- надежность в работе;
- высокая степень автоматизации;
- экономичность;
- гибкость характеристики, т.е. способность привода автоматически приспосабливаться к изменяющимся в процессе работы условиям с обеспечением наиболее экономичного использования мощности.

Гибкость характеристики определяется диапазоном регулирования частоты вращения вала двигателя и его перегрузочной способностью.

Диапазон регулирования двигателя – отношение наибольшей частоты вращения вала в рабочем режиме к наименьшей частоте вращения, при которой двигатель устойчиво работает под нагрузкой:

$$K = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}. \quad (6)$$

Перегрузочная способность двигателя – это отношение наибольшего вращающего момента, развиваемого двигателем при устойчивом режиме работ, к номинальному вращающему моменту двигателя:

$$\lambda = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}. \quad (7)$$

Характеристики различных двигателей приведены на рис. 2.

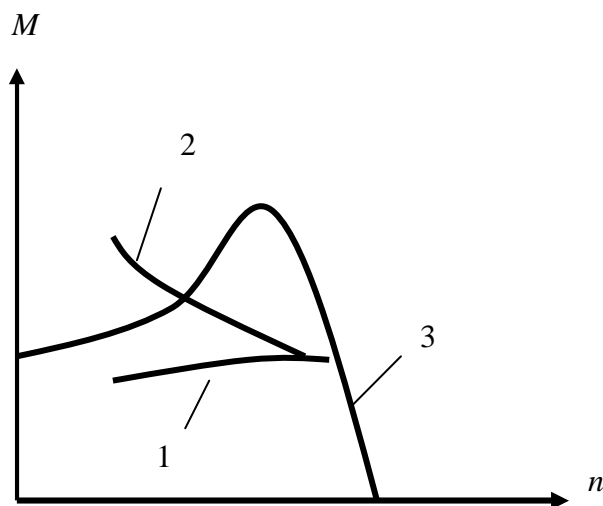


Рис. 2. Механические характеристики различных двигателей:
1 – внутреннего сгорания; 2 – электродвигатель постоянного тока (последовательного возбуждения); 3 – асинхронный электродвигатель

Для электродвигателей постоянного тока $\lambda = 1,6 - 4$, $K = 1,5 - 3$; для электродвигателей переменного тока (асинхронных) $\lambda = 1,5 - 2,2$, $K = 1$. Двигатель внутреннего сгорания обладает небольшой перегрузочной способностью и жесткой рабочей характеристикой.

1.2. Электрические двигатели для привода компрессоров

В современных компрессорных установках электродвигатель применяют вследствие простоты устройства и обслуживания, постоянной готовности к действию, надежности в работе, компактности конструкции.

В тоже время при использовании электродвигателей переменного тока затруднено или невозможно применение наиболее экономного способа регулирования компрессоров – изменением частоты вращения. Для таких случаев предусмотрены электродвигатели специального исполнения – со ступенчатым изменением частоты вращения и дополнительным сопротивлением в цепи ротора, что неэкономично, или с применением гидромуфты между двигателем и компрессором.

Режим работы электродвигателей можно также регулировать изменением частоты питающего электродвигатель тока.

В большинстве случаев для привода компрессоров (как поршневых, так и динамических) используют трехфазные электродвигатели переменного тока. Тип комплектующего электродвигателя указан в каталогах или технических условиях на поставку компрессорного агрегата.

Существующие типы синхронных и асинхронных электродвигателей, используемых для привода компрессоров, различаются по принципу действия и особенностям их запуска.

Основной тип асинхронных машин – двигатель с короткозамкнутым ротором, который отличается простой конструкцией ротора, что облегчает его изготовление и обеспечивает высокую надежность работы. Однако двигатели этого типа имеют относительно небольшой пусковой момент.

При непосредственном включении в сеть пусковой ток в зависимости от установленной мощности короткозамкнутого двигателя равен трех – шестикратному значению тока при номинальной нагрузке. Поэтому единственным препятствием к непосредственному включению, при котором отпадает необходимость в сложной пусковой аппаратуре, может быть лишь электрическая сеть.

Асинхронный двигатель с фазовым ротором (с контактными кольцами) в отличие от короткозамкнутого имеет ротор с трехфазной обмоткой. При запуске в цепь обмотки ротора включают пусковой или регулировочный реостат. Когда частота вращения вала двигателя достигает нормального значения, пусковой реостат вращения вала двигателя достигает нормального значения, пусковой реостат выключается, и концы обмотки ротора замыкаются накоротко. Этим заканчивается пусковой период, после чего работа осуществляется, как у двигателя с короткозамкнутым ротором.

Синхронный двигатель состоит из ротора с полюсами, несущими обмотку возбуждения, и статора с трехфазной обмоткой. Ток возбуждения подводится к полюсам ротора через щетки и контактные кольца от внешнего источника постоянного тока. Магнитная связь между ротором и полем статора и служит синхронизирующей силой.

Ротор синхронного двигателя имеет кроме полюсов еще короткозамкнутую асинхронную обмотку, с помощью которой осуществляется пуск двигателя. Возбуждение полюсов ротора включается после того, как ротор разовьет полную асинхронную частоту вращения. Пусковой ток синхронного двигателя равен трех – четырехкратному значению номинального, т.е. приблизительно равен пусковому току короткозамкнутого асинхронного двигателя.

Важной особенностью синхронных двигателей является их способность работать с коэффициентом мощности ($\cos \varphi$), равным единице. Это основное преимущество таких двигателей, определяющее их применение, несмотря на более высокую стоимость.

В современных поршневых компрессорных установках электродвигатель помещают соосно валу компрессора, осуществляя непосредственную передачу движения. Такие безредукторные передачи широко применяют в связи с переводом компрессорных машин на угловые и особенно оппозитные базы. В этом случае частота вращения вала двигателя и компрессора одинакова. У электродвигателей для привода компрессоров малой подачи $n = 1\,000 - 1\,500$ об/мин, средней подачи $n = 600 - 750$ об/мин и большой подачи $n = 350 - 600$ об/мин.

Для компрессоров мощностью до 100 кВт применяют асинхронные двигатели переменного тока преимущественно с короткозамкнутым ротором. Для компрессоров большей мощности используют электродвигатели с фазовым ротором, а для компрессоров мощностью свыше 500 кВт – синхронные двигатели.

Частота вращения вала асинхронных двигателей ниже, чем у синхронных, приблизительно на 2 – 4 %.

Электродвигатель нормализованного ряда, расположенный соосно компрессору, соединяют с валом компрессора через муфту. Более целесообразным для поршневых компрессоров является фланцевый двигатель, статор которого крепится к стенке компрессора, а ротор насаживают консольно на удлиненный конец коленчатого вала. При таком выполнении значительно упрощается конструкция электродвигателя, сокращаются размеры вдоль вала, облегчается монтаж на месте установки. При этом ротор, насаженный на вал компрессора, достаточно массивен, чтобы служить маховиком. Если маховой момент ротора недостаточен, к нему присоединяют на фланце добавочное маховое кольцо. При таком монтаже электродвигателей следует помнить, что суммарный прогиб вала от воздействия собственной массы, массы установленного на его консоли ротора и асимметричного действия магнитных сил на ротор не должен превышать 10 % предусмотренного зазора между ротором и статором.

Как при асинхронном, так и при синхронном приводах пуск компрессора производят в разгруженном состоянии. При разгруженного компрессора противодействующий момент обычно составляет 20 – 30 % номинального (рабочего). Разгрузку компрессора при пуске осуществляют либо перепуском газа во всасывающую линию, либо (в поршневых компрессорах) отжимом газа всасывающими клапанами.

При сжатии в компрессоре взрывоопасных газов и при его установке в помещении необходимо применять электродвигатели во взрывоопасном исполнении. Выбор типа электрических двигателей для работы в таких условиях должен быть выполнен по специальным правилам. Двигатели компрессоров большой и средней мощности, изготовление которых во взрывоопасном исполнении затруднено, выполняют с продувкой чистым воздухом под избыточным давлением. Применяют системы с открытым и замкнутым циклом. В случае открытого цикла продувку осуществляют чистым воздухом, который забирают вне здания, а затем выпускают наружу. В случае замкнутого – циркулирующий воздух, который на выходе из двигателя подвергают охлаждению, а утечки пополняют чистым воздухом. Применение систем продувки предусматривает блокировку, гарантирующую предварительный запуск вентилятора обдувки до запуска главного двигателя.

1.3. Двигатели внутреннего сгорания для привода компрессорных машин

В нефтяной и газовой промышленности для привода компрессоров широко применяют поршневые двигатели внутреннего сгорания, в которых в качестве горючего используется газ.

Принцип действия двигателя внутреннего сгорания основан на том, что при сжигании газа, сжатого в цилиндре двигателя, в камере сгорания между цилиндром и поршнем образуются продукты сгорания. Энергия этих продуктов, находящихся под давлением и имеющих высокую температуру, воспринимается поршнем, который под ее воздействием начинает перемещаться. Прямолинейное движение поршня преобразовывается кривошипно-шатунным механизмом во вращательное движение коленчатого вала.

Для осуществления рабочего процесса в цилиндр двигателя вместе с топливом подают воздух, необходимый для сжигания топлива, полученную смесь (рабочую смесь) сжимают и воспламеняют. Газы, образовавшиеся при сгорании и отдавшие свою энергию поршню при перемещении его из верхнего в нижнее положение, удаляются из цилиндра. Затем в цилиндр поступает новая порция топлива с воздухом. Эти повторяющиеся процессы – рабочий цикл двигателя.

Часть рабочего цикла двигателя за один ход поршня называется тактом. По способу заполнения цилиндра топливом и воздухом различают двигатели четырех и двухтактные.

Рассмотрим рабочий процесс четырехтактного двигателя. Анализ тактов начнем, предположив, что поршень находится в верхней мертвой точке (в.м.т.), вал двигателя начал вращаться, а поршень 2 (рис. 3, а) продвигается вниз к нижней мертвой точке (н.м.т.). В этом случае пространство в цилиндре 3 над поршнем увеличивается, создается расширение, одновременно газораспределительный механизм 6 открывает впускной клапан 5, в результате чего рабочая смесь заполняет цилиндр. Этот такт называется всасыванием. Поршень достигает н.м.т., всасывание прекращается, всасывающий клапан закрывается. Пройдя эту точку, поршень начинает двигаться вверх, в это время впускной 5 и выхлопной 7 клапаны закрыты, рабочая смесь в цилиндре будет сжиматься. Этот такт носит название такта сжатия (рис. 3, б). В конце такта сжатия на свечу, ввинченную в цилиндр, подается ток высокого напряжения, и образующееся при ее сжигании, которое происходит при закрытых клапанах, выделяющееся тепло повышает температуру газов приблизительно до 2 000 °С, соответственно увеличивая их давление. Поршень под действием этого давления двигается вниз. Этот такт называется рабочим (рис. 3, в).

Поскольку коленчатый вал 4 в силу инерции кривошипно-шатунного механизма продолжает вращаться, шатун 3 вновь поднимает поршень из н.м.т. в в.м.т. В это время газораспределительный механизм открывает выхлопной клапан, и поршень, проходя между электродами свечи, которая воспламеняет сжатую рабочую среду, выталкивает продукты сгорания, подготавливая цилиндр к заполнению новой порцией рабочей смеси. Этот такт называется выхлопом (рис. 3, г). После того как поршень займет положение в в.м.т. рабочий процесс двигателя повторяется сначала.

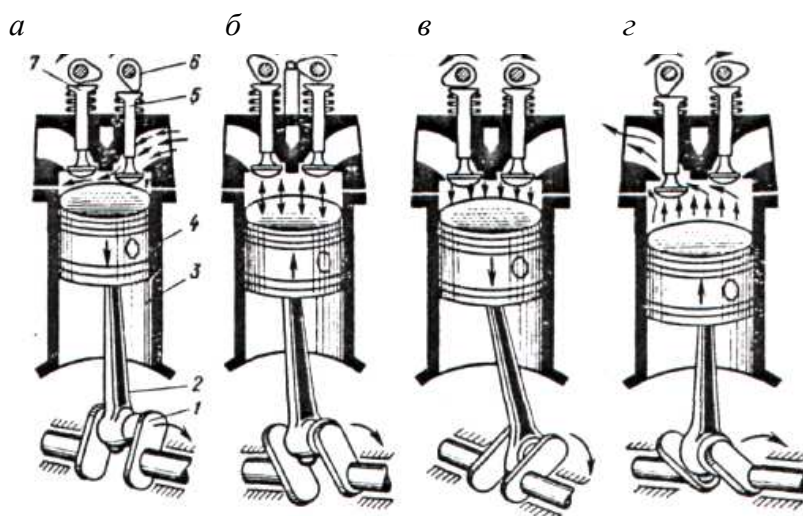


Рис. 3. Схема работы четырехтактного двигателя

Рабочий процесс двухтактного двигателя рассмотрим, начиная с рабочего хода, т.е. с того момента, когда поршень под действием силы давления газа станет перемещаться вниз от в.м.т. Рабочий ход (рис. 4, а) будет продолжаться до тех пор, пока поршень не спустится настолько, что откроет выхлопные окна, расположенные в нижней части цилиндра. После этого продукты сгорания вытесняются из цилиндра (рис. 4, б). Поршень, спускаясь, открывает продувные окна (рис. 4, в), воздух, сжатый с помощью продувочного компрессора, поступает в цилиндр, вытесняя остатки продуктов сгорания. Выхлоп и продувка продолжаются до тех пор, пока поршень, возвращаясь в в.м.т. не закроет продувных и выхлопных окон (рис. 4, г). Во время сжатия в цилиндр через специальный клапан под давлением подается необходимое количество топливного газа. Эта порция газа смешивается с воздухом, находящимся в цилиндре, и в конце сжатия поджигается запальной свечой.

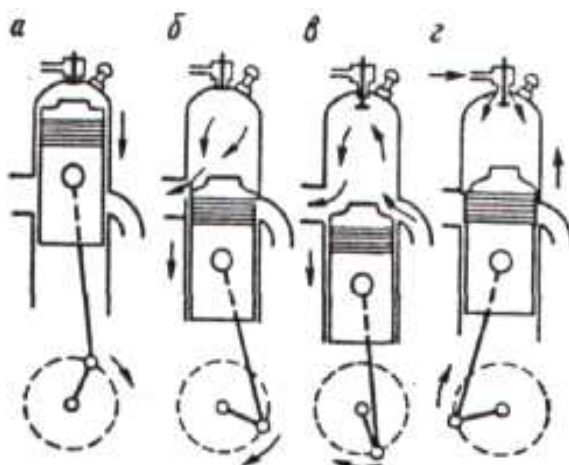


Рис. 4. Схема работы двухтактного двигателя

Для осуществления рабочего цикла двигатель должен иметь следующие узлы: цилиндр с поршнем, кривошипно-шатунный механизм, газораспределительный механизм, систему питания, систему зажигания. Кроме того, двухтактный двигатель имеет внешний продувочный компрессор. Для нормальной работы трущиеся детали должны смазываться, а детали, подвергающиеся сильному нагреву, охлаждаться.

Назначение кривошипно-шатунного механизма – преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Газораспределительный механизм служит для своевременного пуска в цилиндр горючей смеси и выпуска из него отработавших газов. Четырехтакт-

ный двигатель состоит из распределительного вала с кулачками, приводимого во вращение от шестиступенчатого привода с частотой, в 2 раза меньшей, чем у коленчатого вала двигателя; системы толкателей; пружин и рычагов, впускного и выхлопного клапанов. При вращении вала кулачки через систему заставляют впускные и выхлопные клапаны открываться и закрываться.

Двухтактные двигатели могут иметь распределительный вал (вращающийся с частотой, равной частоте вращения коленчатого), а могут и не иметь. В последнем случае кулачковые шайбы, управляющие толкателями, устанавливаются непосредственно на валу.

Система питания двигателя топливом различна для двух- и четырехтактных двигателей: у первых – через впускной (инженерный) клапан в цилиндр подается горючий газ, образующий в смеси с воздухом, оставшимся в цилиндре после продувки, рабочую смесь; у вторых – через впускные клапаны в цилиндр подается готовая рабочая смесь.

Система зажигания предназначена для воспламенения рабочей смеси в цилиндрах двигателя от электрической искры, проскакивающей в нужный момент между электродами запальной свечи. Эта система состоит из генератора, вырабатывающего ток и направляющего его поочередно к каждой из запальных свечей, и запальных свечей, воспламеняющих в нужный момент рабочую смесь. В систему зажигания включены автоматические предохранительные устройства, реле температуры, давления масла, предельных оборотов, температуры охлаждающей воды. Эти устройства предназначены для выключения системы при неполадках.

Мощность, развиваемая двигателем, должны быть равной мощности, потребляемой компрессором. Если это условие не будет соблюдено, то агрегат либо останавливается, либо пойдет «вразнос», и тогда, вследствие чрезмерного увеличения сил инерции, произойдет авария. Для регулирования частотой вращения вала двигателя применяют специальные устройства.

Передача энергии от поршневого двигателя внутреннего сгорания компрессору может осуществляться двумя способами:

- через муфту (двигатель присоединяется к вальному компрессору);
- с помощью двух- или четырехтактного двигателя, выполненного заодно с компрессором. Такой агрегат называется газомотокомпрессором.

Возможность регулирования производительности компрессора изменением частоты вращения вала – одно из основных преимуществ привода от поршневых двигателей внутреннего сгорания. В этом случае агрегат снабжают комбинированной системой регулирования, в которой первоначальное снижение производительности достигается уменьшением частоты скорости вращения вала, т.е. воздействием на двигатель, а дальнейшее снижение – воздействием на компрессор.

Поскольку максимальный момент двигателя не совпадает по времени с максимальным моментом компрессора, последний для пуска необходимо разгрузить.

В случае, если поршневой компрессор приводится в действие двигателем внутреннего сгорания, основное движение которого также возвратно-поступательное, нет необходимости между цилиндром компрессора и двигателем устанавливать вспомогательные преобразовательные механизмы. Агрегат, в котором мощность от цилиндра двигателя к цилиндрам компрессора передается без промежуточного механизма, называют свободно-поршневым дизель-компрессором (СПДК).

Принцип действия СПДК (рис. 5) следующий. Давление газов расширяющихся в цилиндре 1 двухтактного дизеля, сообщает движение двум противоположно расположенным поршням 2, синхронно перемещающимся к внешним мертвым точкам (крайним положениям механизма). По мере сжатия газа в цилиндрах компрессора противодействие поршням возрастает. При некотором их положении силы давления сжатого газа превышают движущие силы дизеля, уменьшающиеся по ходу поршней. Поршни останавливаются, а затем под давлением газа, оставшегося в «мертвых» пространствах 3 цилиндров компрессора, происходит возврат поршней к внутренним мертвым точкам. Каждая из полостей 4 цилиндра служит продувочным насосом дизеля. Для синхронизации движения поршней дизель-компрессор снабжен особыми механизмами, размещенными по бокам дизеля. Компрессор запускается сжатым воздухом.

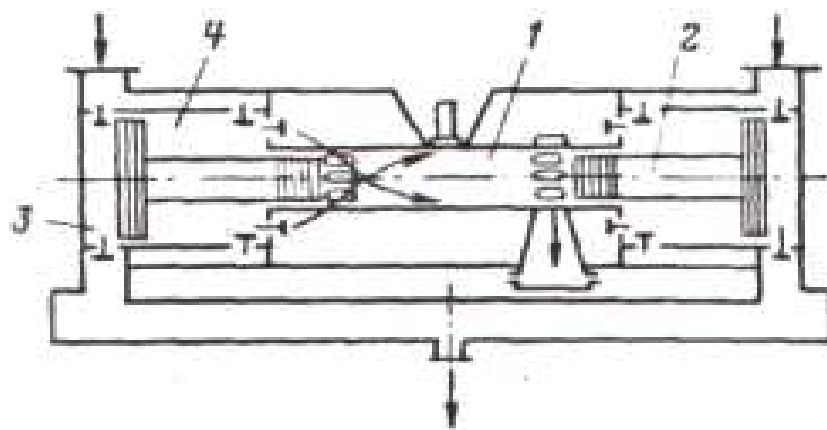


Рис. 5. Схема свободно-поршневого дизель-компрессора

Свободно-поршневой компрессор хорошо уравновешен, благодаря чему не нуждается в фундаменте, – качество, особенно ценное для портативных установок, применяемых в северных районах, а также на морских месторождениях нефти и газа.

1.4. ГТУ для привода компрессоров

Газотурбинные установки служат приводом газовых компрессоров на компрессорных станциях магистральных газопроводов. ГТУ состоят из газотурбинного двигателя (ГТД), потребителя мощности (П), в нашем случае – газового компрессора, ряда вспомогательных механизмов и систем, включая средства автоматизации и управления.

Газотурбинный двигатель состоит из воздушного осевого компрессора (ОК), камеры сгорания (КСГ), газовой турбины (ГТ) и обслуживающих его вспомогательных механизмов и систем.

ГТУ, применяемые в настоящее время на КС, конструктивно подразделяются на двух- и трехвальные со свободной силовой турбиной. Первые ГТУ на КС магистральных газопроводов выполнялись одновальными.

Рассмотрим принципиальные схемы указанных трех типов ГТУ.

Одновальная ГТУ

Отличительная особенность такой схемы – жесткое закрепление осевого компрессора, газовой турбины и газового компрессора на одном валу (рис. 6).

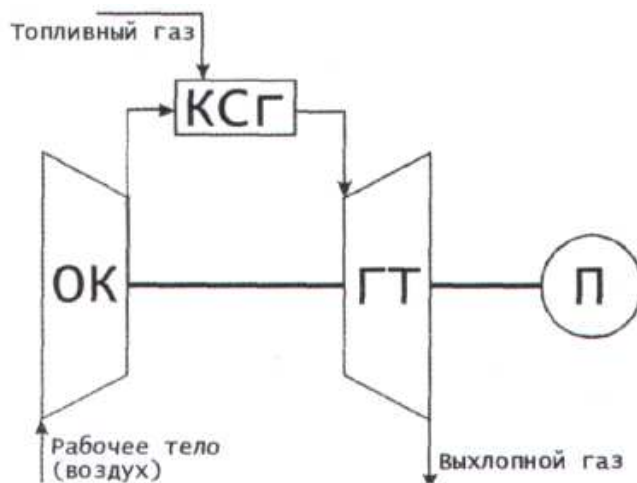


Рис. 6. Принципиальная схема одновальной ГТУ

Двухвальная ГТУ со свободной силовой турбиной

Отличительной особенностью данной схемы (рис. 7) является разделение турбины на две части, связанные между собой только газодинамически, но не механически. Блок, состоящий из ОК и ТК, называется **газогенератором**.

Пример конструктивного исполнения двухвальной ГТУ приведен на рис. 8.

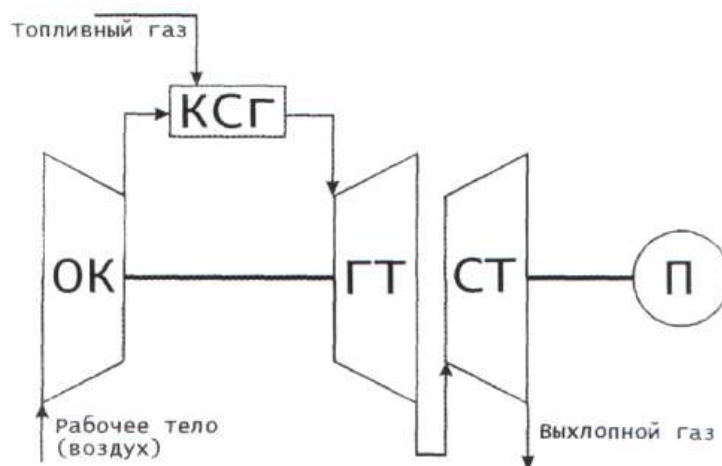


Рис. 7. Принципиальная схема двухвальной ГТУ со свободной турбиной

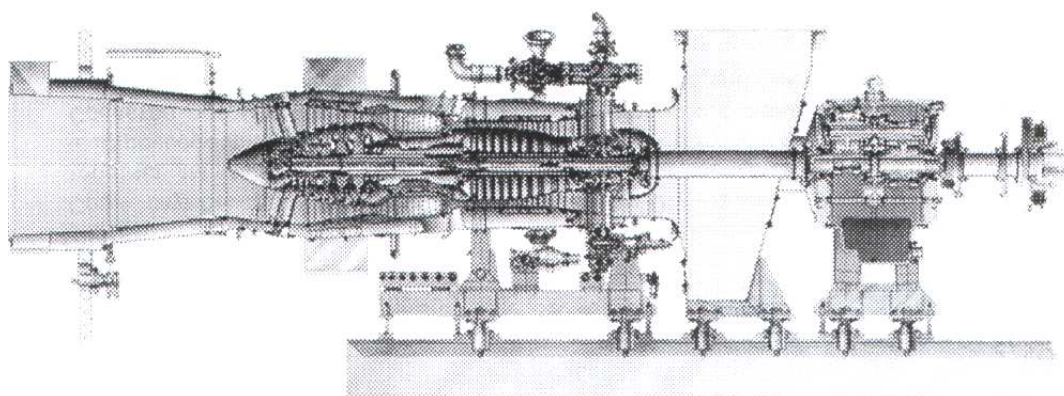


Рис. 8. ГТУ-6П – двухвальная ГТУ со свободной турбиной
($N_e = 6,4$ МВт, $\eta = 27,3$ %)

Трехвальная ГТУ со свободной силовой турбиной

В трехвальной ГТУ (схема – рис. 9) газогенератор представляет собой двухкаскадный блок, состоящий из двух компрессоров и двух турбин, причем турбина высокого давления жестко соединена с компрессором высокого давления, а турбина низкого давления – с компрессором низкого давления. Вал турбины высокого давления конструктивно выполнен полым, в нем свободно на подшипниках вращается вал турбины низкого давления. Между двумя каскадами газогенератора существует только газодинамическая связь.

Пример конструктивного исполнения трехвальной ГТУ – на рис. 10.

Работа ГТУ характеризуется технологическими параметрами, наиболее важными из которых являются давление и температура рабочего тела, скорость (частота) вращения роторов, расход рабочего тела и топлива, мощность компрессоров, турбин и потребителя и некоторые другие параметры.

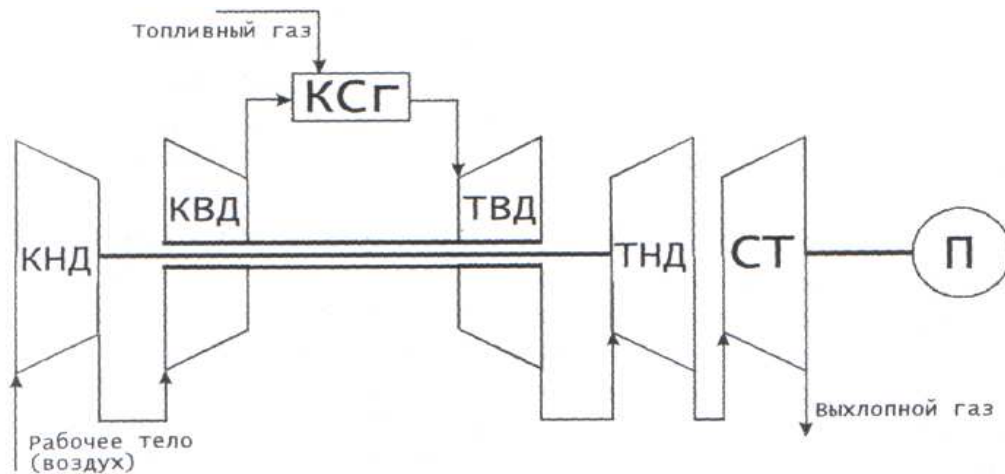


Рис. 9. Принципиальная схема трехвальной ГТУ со свободной турбиной

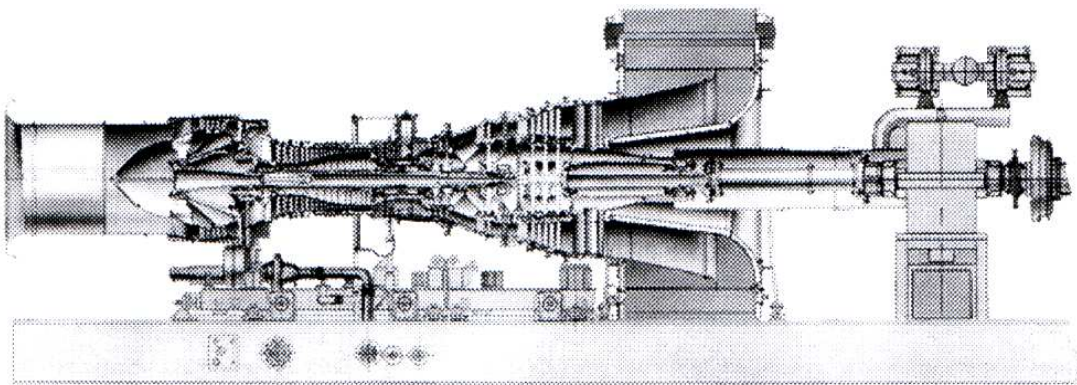


Рис. 10. ГТУ-25ПЭР – трехвальная ГТУ со свободной турбиной
($N_e = 25,6$ МВт, $\eta = 38,6$ %)

В дальнейшем для описания термо- и газодинамических процессов в ГТУ приняты следующие обозначения:

– P_i – давление; $i = 1, 2$ – относятся к входу в компрессор и выходу из компрессора соответственно; $i = 3, 4$ – ко входу в турбину и выходу из турбины соответственно (одновальной);

– T_i – абсолютная температура; $i = 1, 2$ – относятся к входу в компрессор и выходу из компрессора соответственно; $i = 3, 4$ – ко входу в турбину и выходу из турбины соответственно (одновальной).

Другие обозначения, для схем со свободной силовой турбиной включительно, будут даваться по мере необходимости в тексте.

Основные термодинамические соотношения ГТУ

Для изучения и анализа процессов напишем основные уравнения для ГТУ.

Удельная работа, затрачиваемая в осевом компрессоре (ОК), кДж/кг:

$$H_K = \bar{c}_{PB} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{\bar{c}_{PB}}{\eta_K} \cdot T_1 \left(\varepsilon_K^{\frac{K_B-1}{K_B}} - 1 \right). \quad (8)$$

Удельная работа, развиваемая турбиной, кДж/кг:

$$H_T = \bar{c}_{PT} \cdot (T_3 - T_4) = \bar{c}_{PT} \cdot \eta_T \cdot T_3 \cdot \left(1 - \varepsilon_T^{\frac{K_T-1}{K_T}} \right). \quad (9)$$

Внутренняя удельная работа ГТУ, кДж/кг:

$$H = H_T - H_K. \quad (10)$$

Для совершения внутренней удельной работы должно быть подведено определенное количество тепла (тепловой энергии), определяемой формулой, кДж/кг,

$$q_e = \frac{1}{\eta_{KC_2}} \cdot \bar{c}_P \cdot (T_3 - T_2). \quad (11)$$

В вышеприведенных формулах приняты следующие обозначения:

\bar{c}_{PB} – средняя теплоемкость воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$;

\bar{c}_{PT} – средняя теплоемкость продуктов сгорания, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$;

\bar{c}_P – средняя теплоемкость смеси продуктов сгорания с воздухом в камере сгорания при процессе горения, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$;

η_{KC_2} – КПД камеры сгорания, который учитывает неполноту сгорания и потери теплоты в окружающую среду, Обычное значение $\eta_{KC_2} = 0,97 - 0,98$;

$\varepsilon_K, \varepsilon_T$ – степень повышения давления в ОК $\varepsilon_K = \frac{P_2}{P_1}$ и степень расширения в турбине $\varepsilon_T = \frac{P_3}{P_4}$ соответственно;

η_K, η_T – относительные КПД компрессора и турбины соответственно.

Относительный КПД компрессора η_K – это отношение количества энергии, расходуемой в идеальном компрессоре при изэнтропийном сжатии (без потерь) воздуха к количеству энергии, расходуемой в реальном компрессоре, в котором происходит реальное сжатие, приближенное к полиэнтропическому процессу, т.е.

$$\eta_K = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1}$$

где T'_2 – это температура на выходе ОК при изоэнтروпийном сжатии:

$$T'_2 = T_1 \cdot \varepsilon_K^{\frac{K_B-1}{K_B}} ;$$

K_B – показатель изоэнтропы для воздуха.

Внутренний относительный КПД турбины η_T – это отношение полезно используемого тепла в реальной газовой турбине, в которой рабочее тело расширяется по политропическому процессу, к полезно расходуемому теплу при изоэнтропическом расширении:

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T'_4} ,$$

где T'_4 – температура рабочего тела на выходе турбины при изоэнтропийном расширении:

$$T'_4 = T_3 \cdot \varepsilon_T^{\frac{K_T-1}{K_T}} ;$$

K_T – показатель изоэнтропы рабочего тела турбины (смеси воздуха и продуктов сгорания).

Экономичность работы ГТУ оценивается внутренним КПД ГТУ, равным

$$\eta_i = \frac{H}{q_e} = \frac{H_T - H_K}{q_e} .$$

Потери, присущие ГТУ как любой реальной машине, можно подразделить на два вида:

– внутренние потери связаны с отклонением реальных процессов от идеальных. Совершенство термодинамических процессов оценивается соответствующими КПД компрессора η_K и турбины η_T . Потери на гидравлические сопротивления в тракте ГТУ, оказывающие непосредственное влияние на параметр рабочего тела, также можно оценить;

– внешние потери ГТУ – это группа потерь, не оказывающих непосредственного влияния на состояние рабочего тела. К ним относятся потери в подшипниках, на утечки газа через концевые уплотнения, затраты энергии на привод вспомогательных механизмов и устройств. Если сумму всех внешних потерь, отнесенных к 1 кг рабочего тела обозначать через ΔH_M , тогда эффективная работа ГТУ будет равна

$$H_e = H - \Delta H_M .$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_M = \frac{H_e}{H} = 1 - \frac{\Delta H_M}{H}.$$

Можно ввести понятие эффективного КПД ГТУ по формуле

$$\eta_e = \frac{H_e}{q_e}. \quad (12)$$

Далее можно показать, что

$$\eta_e = \frac{H_e}{H} \cdot \frac{H}{q_e} = \eta_M \cdot \eta_i.$$

Коэффициент полезного действия камеры сгорания $\eta_{КС_2}$ учитывается внутренним КПД η_i .

Эффективная мощность ГТУ (мощность на выходном валу) (кВт) определяется по формуле

$$N_e = H_e \cdot G_T,$$

где G_T – расход рабочего тела через ГТУ, кг/с.

Эффективный КПД η_e можно определить следующим образом:

$$\eta_e = \frac{N_e}{q_e \cdot G_T}.$$

Из баланса тепла в камере сгорания находим

$$q_e \cdot G_T = g_{ТГ} \cdot Q_P'', \quad (13)$$

где Q_P'' – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;

$g_{ТГ}$ – расход топливного газа, кг/с.

Учитывая соотношение (13) окончательно получаем

$$\eta_e = \frac{N_e}{g_{ТГ} \cdot Q_P''}.$$

В формуле (13) отсутствует поправка на удельную энтальпию топливного газа из-за ее незначительной величины.

Если N_e измерять в кВт, расход топливного газа в кг/час, а теплотворную способность Q_P'' в ккал/кг, то

$$\eta_e = \frac{860,2 N_e}{g_{ТГ} \cdot Q_P''}. \quad (14)$$

2. Термины и определения

Внутренний относительный КПД турбины η_T – это отношение полезно используемого тепла в реальной газовой турбине, в которой рабочее тело расширяется по политропическому процессу, к полезно расходуемому теплу при изоэнтропическом расширении.

Диапазон регулирования двигателя – отношение наибольшей частоты вращения вала в рабочем режиме к наименьшей частоте вращения, при которой двигатель устойчиво работает под нагрузкой.

Относительный КПД компрессора η_K – это отношение количества энергии, расходуемой в идеальном компрессоре при изоэнтропийном сжатии (без потерь) воздуха, к количеству энергии, расходуемой в реальном компрессоре, в котором происходит реальное сжатие, приближенное к полиэнтропическому процессу.

Перегрузочная способность двигателя – это отношение наибольшего вращающего момента, развиваемого двигателем при устойчивом режиме работ, к номинальному вращающему моменту двигателя.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекции

1. Общие сведения о приводах.
2. Электрические двигатели для привода компрессоров.
3. Двигатели внутреннего сгорания для привода компрессоров.
4. ГТУ для привода компрессоров.

3.2. Вопросы к контрольной работе

1. Классификация приводов.
2. Электрические двигатели и двигатели внутреннего сгорания для привода компрессоров.
3. ГТУ для привода компрессоров.
4. Основные термодинамические параметры работы ГТУ.

Литература

1. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие для вузов / Ф.М. Мустафин [и др.]. – Уфа: Монография, 2002.

2. Эксплуатационнику магистральных газопроводов: справ. пособие / А.В. Громов [и др.]. – М.: Недра, 1987.
3. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А.П. Мороз [и др.]. – М.: Недра, 1979.
4. Спасский, К.Н. Насосные и компрессорные станции: учеб. пособие / К.Н. Спасский. – М.: Изд-во ВЗПИ, 1990.
5. Справочник работника магистрального газопровода / под ред. С.Ф. Бармина. – Л.: Недра, 1974.
6. Магистральные трубопроводы: СНиП 2.05.06.85*. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988.
7. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы: ОНТП 51-185. – Введ. 29.08.85. – Мингазпром СССР. – Ч. 1. Газопроводы.
8. Правила технической эксплуатации. Магистральные газопроводы. – М.: Недра, 1989.
9. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: ОАО Гипротрубопровод, 2002.

Модуль 8

ВЕНТИЛЯТОРЫ

Введение

Воздуходувные машины служат для повышения давления и подачи воздуха или другого газа.

В зависимости от степени сжатия воздуходувные машины разделяют на вентиляторы и компрессоры; по принципу действия – на объемные и лопастные.

Объемные нагнетатели, работающие при поступательном движении рабочего органа, – это поршневые, при вращательном – пластинчатые и зубчатые.

Все лопастные нагнетатели, работающие при вращательном движении рабочего органа (колеса), – центробежные (радиальные), осевые, вихревые.

Центробежные насосы продолжают называться центробежными, а центробежные вентиляторы теперь стали называться радиальными.

Центробежные (радиальные) нагнетатели, главным образом в применении для газов, бывают **прямоточные, смерчевые, дисковые** и несколько условно – **диаметральные**.

Давление в объемных нагнетателях повышается за счет непосредственного сжатия жидкости, а в лопастных – при ее закручивании.

Нагнетатели классифицируются также по целому ряду других признаков:

- в зависимости от привода – электрические, пневматические, паровые, ручные;
- вида соединения – одно-, многоступенчатые, параллельные (двойного всасывания);
- особенностей расположения – насосы вертикальные, погруженные (артезианские), вентиляторы крышные;
- используемые для перемещения нагретых жидкостей – насосы сетевые и конденсатные, вентиляторы-дымососы;
- для перемещения жидкостей с твердыми примесями – насосы фекальные (канализационные), баттерные (гидрозолоудаление), песковые, землесосные, шламовые, вентиляторы пылевые, смерчевые, мельничные (для пылевидного топлива);

– для перемещения агрессивных жидкостей – насосы кислотные, бензиновые; вентиляторы, защищенные от взрыва, коррозии и др.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Конструкции, установка и испытание центробежных вентиляторов. Классификация центробежных вентиляторов по величине развиваемого давления, назначению, значению коэффициента быстроходности. Соединение вентилятора с электродвигателем	Изучение нового материала	Лекция	2
2	Осевые машины. Потери давления в осевых нагнетателях. Принципы проектирования и расчета осевых машин. Характеристика осевой машины. Способы регулирования подачи. Конструкции и установка осевых вентиляторов. Классификация осевых вентиляторов. Конструктивные и эксплуатационные особенности осевых вентиляторов	Изучение нового материала	Лекция	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Радиальные вентиляторы

Рационально сконструированный вентилятор характеризуется, возможно, меньшими массой, металлоемкостью и габаритами, высокой экономичностью и надежностью, а также технологичностью конструкции и наименьшими возможными эксплуатационными расходами. Особые требования предъявляются к конструкции корпуса и рабочего колеса.

Рабочее колесо должно быть тщательно отбалансировано. Прочность и жесткость колеса зависят от конструкции и материала, из которого оно выполнено. С увеличением ширины колеса прочность и жесткость его снижаются. Конструктивные исполнения рабочих колес представлены на рис. 1.

Лопатки барабанных колес (рис. 1, *a*) загнуты вперед, ширина колес достигает $0,5D$. Окружная скорость колес допускается до 30 – 40 м/с.

Ширина кольцевых колес (рис. 1, *б*) находится в пределах $(0,2 - 0,4) D$. Их допускаемая окружная скорость – до 60 м/с.

Большой прочностью и жесткостью обладают колеса с коническим передним диском (рис. 1, в). Допускаемая окружная скорость – до 85 м/с.

Трехдисковые колеса (рис. 1, з) применяются в вентиляторах двустороннего всасывания. Достоинством колес такой конструкции является отсутствие осевого давления.

Однодисковые колеса (рис. 1, д) применяются, например, в пылевых вентиляторах и вентиляторах высокого давления. Лопатки у этих колес присоединяются к диску и ступице.

Бездисковые колеса (рис. 1, е) с лопатками, присоединяемыми непосредственно к ступице, находят применение в пылевых вентиляторах.

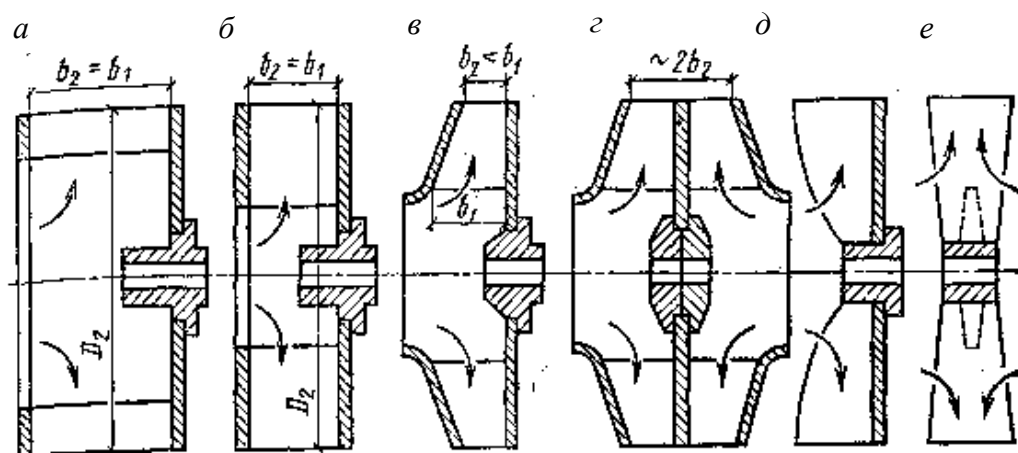


Рис. 1. Конструктивные исполнения рабочих колес радиальных вентиляторов

Жесткость и прочность рабочего колеса во многом определяются способом соединения лопаток с дисками. Наибольшее распространение получили клепаные колеса, которые более трудоемки при изготовлении, но отличаются большой прочностью. Соединение на шипах менее трудоемко при изготовлении и позволяет механизировать сборку колес. Наиболее жесткая и прочная конструкция колеса получается при сварном соединении лопаток с дисками. Однако, несмотря на простоту и дешевизну такого соединения по сравнению с клепаным, цельносварная конструкция колеса рациональна в случаях одинакового срока службы лопаток и дисков. Если же наблюдается интенсивный износ лопаток тяжело нагруженных колес, работающих при больших окружных скоростях, целесообразнее увеличить долговечность дорогостоящих дисков. В этих случаях оправдано применение колес клепаной конструкции, допускающей многократную замену лопаток путем переклепки с последующей балансировкой колеса.

Спиральный корпус, как правило, представляет собой конструкцию, сваренную из листового металла. Очень крупные вентиляторы имеют корпуса, состоящие из двух или трех частей, скрепленных на фланцах болтами. Боковые стенки корпуса, если не придать им дополнительной жесткости, могут вибрировать. Для устранения вибрации стенки оребряют металлическими полосами.

В современных аэродинамических вентиляторах предусматриваются входные патрубки достаточно сложных конфигураций, вследствие чего для их изготовления требуются сложные штампы и мощные прессы. Для серийных вентиляторов, например Ц4-70, эти патрубки могут быть изготовлены из полосы, свернутой в конус. Дополнительную добавочную жесткость патрубку придает кольцо, одновременно предназначенное для ликвидации разрывов аэродинамической характеристики $p-L$.

Величина зазора между входным патрубком и передним диском колеса, как уже было отмечено, оказывает существенное влияние на КПД вентилятора. С увеличением зазора количество воздуха, перетекающего через него со стороны нагнетания на сторону всасывания, возрастает, и подача вентилятора уменьшается.

Вентиляторы изготавливают одностороннего и двустороннего всасывания правого и левого вращения. Если смотреть со стороны входа воздуха, то вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке, называется вентилятором **правого** вращения, против часовой стрелки – **левого** вращения. На вентилятор двустороннего всасывания следует смотреть со стороны всасывания, свободной от привода.

Для вентиляторов общего назначения ГОСТ 10616-73 (с изм.) устанавливает семь положений корпуса, определяемых углом поворота относительно исходного нулевого положения. Углы поворота корпуса отсчитывают по направлению вращения рабочего колеса в соответствии с рис. 2. Положения корпуса Пр 225° и Л 225° отсутствуют, что объясняется трудностью присоединения сети к такому вентилятору. Корпуса мельничных вентиляторов могут устанавливаться в 24 положениях (0 – 345 через 15°). Дутьевые вентиляторы и дымососы имеют 18 положений корпуса (0 – 255° через 15°).

Вентиляторы соединяются с электродвигателями одним из следующих способов:

- рабочее колесо вентилятора закреплено непосредственно на валу электродвигателя;
- с помощью эластичной муфты;
- клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;
- регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические или индукторные (электрические) муфты скольжения.

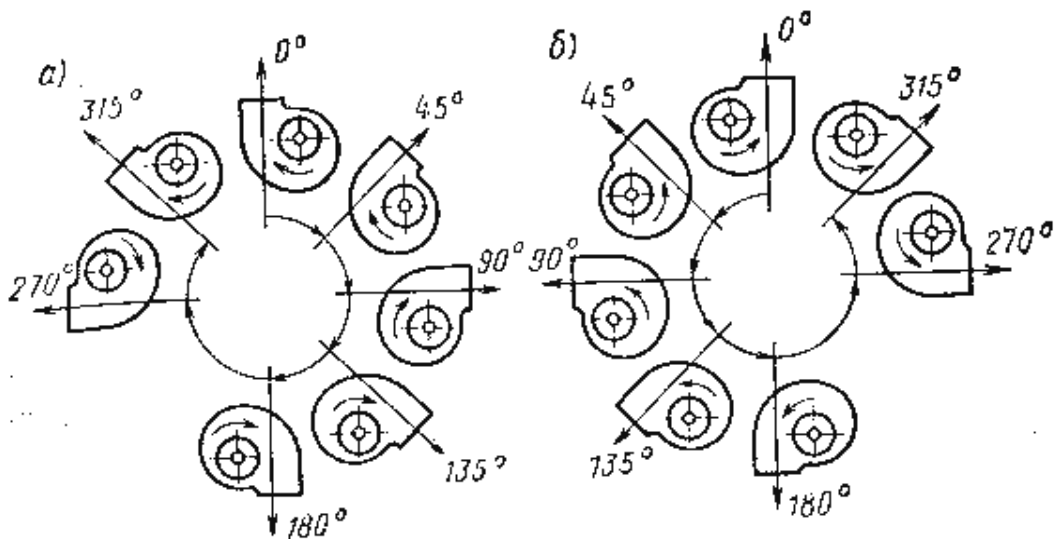


Рис. 2. Положение корпуса радиальных вентиляторов
правого (а) и левого (б) вращения

ГОСТ 5976-73 (с изм.) предусматривает семь конструктивных схем соединения вентилятора с приводом (рис. 3). **Исполнение 1** (так называемый электровентилятор) предусматривается для вентиляторов небольших размеров. При этом достигаются компактность установки, ее надежность, относительная бесшумность, а также экономичность благодаря отсутствию потерь в передаче.

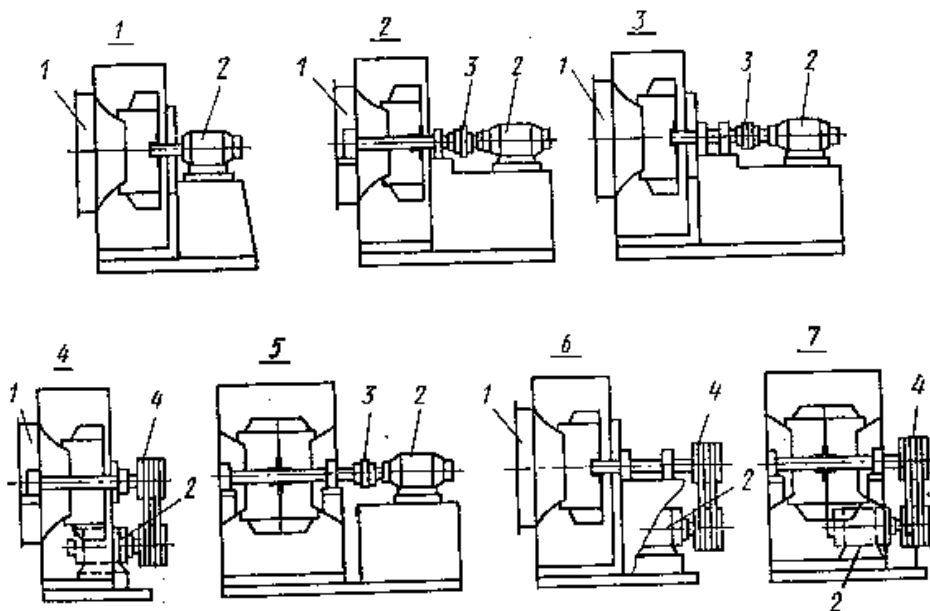


Рис. 3. Конструктивные схемы соединения вентиляторов с электродвигателями:

1 – всасывающий коллектор, 2 – электродвигатель, 3 – эластичная муфта, 4 – клиноременная передача

Исполнения 2 и 4 широкого применения не получили, т.к. передняя опора и подшипник, установленные во входном отверстии, затрудняют вход воздуха в вентилятор.

Исполнение 3 рекомендуется при совпадении частот вращения электродвигателя и вентилятора, имеющего рабочее колесо большого диаметра или большой массы.

Исполнения 5 и 7 применяются для вентиляторов двустороннего всасывания. При этом обеспечивается большая жесткость конструкции (рабочее колесо расположено между подшипниками), но определенные сложности вызывает присоединение к вентилятору всасывающих воздуховодов. Поэтому эти схемы исполнения чаще всего применяются при воздухозаборе непосредственно из помещения или при установке вентилятора в открытой камере.

Исполнение 6 нашло широкое применение, что объясняется простотой присоединения вентилятора к сети и тем, что в случае необходимости можно легко и быстро проводить замену приводных ремней.

Кроме рассмотренных можно отметить еще две схемы исполнения, применяемые для так называемых **крышных** вентиляторов (рис. 4).

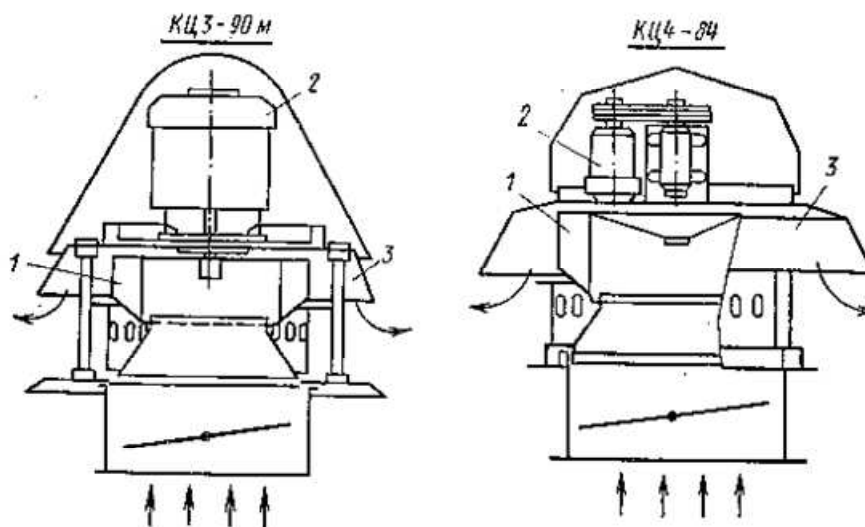


Рис. 4. Схемы исполнения крышных вентиляторов

Отличительными конструктивными особенностями этих вентиляторов являются горизонтальное расположение рабочего колеса 1 и корпуса 5, в котором выходное отверстие имеет кольцевую форму, и вертикальное расположение электродвигателя 2. Эти вентиляторы широко применяются для решения простейших вентиляционных задач. Имея простую и легкую конструкцию, крышные вентиляторы легко монтиру-

ются на крышах зданий, т.е. не занимают полезной производственной площади. Они имеют сравнительно невысокий уровень шума и применяются для вентиляции складов, цехов, заводских помещений, жилых зданий, сельскохозяйственных объектов и т.д. Поскольку эти вентиляторы работают практически без сети, их рабочий режим соответствует нулевому или небольшому коэффициенту статического давления и коэффициенту подачи, близкому к максимальному.

Крышные вентиляторы следует располагать на расстояниях между любой парой вытяжных отверстий с диаметрами d_1 и d_2 , не меньших $2,5(d_1 - d_2)$. Область экономически эффективного использования крышных вентиляторов соответствует теплонапряженности помещений $q = 30 \text{ Вт/м}^3$; при $q > 30 \text{ Вт/м}^3$ более эффективно применение вытяжных аэрационных фонарей.

Единая общепринятая классификация радиальных вентиляторов до сих пор не разработана. Однако вентиляторы можно классифицировать по отдельным признакам: назначению, создаваемому давлению, быстроходности, компоновке и т.д.

Радиальные вентиляторы, применяемые практически во всех отраслях народного хозяйства, можно разделить на две большие группы: вентиляторы общего назначения и вентиляторы специального назначения.

Вентиляторы общего назначения

Предназначены для перемещения воздуха и других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха с температурой до $80 \text{ }^\circ\text{C}$, не содержащих пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м^3 , а также липких веществ и волокнистых материалов. Для вентиляторов двухстороннего всасывания с расположением ременной передачи в перемещаемой среде температура перемещаемой среды не должна превышать $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Вентиляторы применяют в системах вентиляции и воздушного отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для других санитарно-технических и производственных целей. Серийно выпускают вентиляторы номеров от 2,5 до 20.

В соответствии с ГОСТ 5976-73 (с изм.) вентиляторы общего назначения имеют обозначение типа, состоящее из буквы Ц (центробежный), пятикратного значения коэффициента полного давления и значения быстроходности при режиме η_{max} , округленных до целых чисел. К этому обозначению добавляют номер вентилятора, численно равный диаметру колеса в дециметрах. Так, вентилятор с диаметром рабочего колеса $d = 0,4 \text{ м}$,

имеющий, при режиме η_{\max} коэффициент полного давления $\psi = 0,86$ и быстроходность $n_s = 70,3$ обозначают Ц4-70 № 4. Такое обозначение удобно тем, что позволяет по назначению оценить аэродинамические параметры вентиляторов.

Вентиляторы Ц4-70 № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 изготавливают по конструктивной схеме исполнения 1 с рабочим колесом, непосредственно установленным на валу электродвигателя.

Вентиляторы Ц4-70 № 8; 10; 12,5 и 16 изготавливают по конструктивной схеме исполнения б со шкивом для привода посредством клиноременной передачи. Вентиляторы № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 выпускаются с промежуточными диаметрами рабочего колеса, что позволяет, не меняя корпус, менять его характеристику, устанавливая одно из колес: для № 5 и 8 – 90; 95; 100 или 105 % номинального диаметра; для вентиляторов № 2,5; 3,15; 4 и 6,3 – 95; 100 или 105 % номинального диаметра и для вентиляторов № 10 и 12,5 – 90; 95 и 100 % номинального диаметра.

Вентиляторы специального назначения

Применяются для работы в системах пневмотранспорта; для перемещения среды, содержащей агрессивные вещества, газов с высокой температурой, газопаровоздушных взрывоопасных смесей и т.д. Эти вентиляторы, в свою очередь, можно разделить на пылевые: коррозионно-стойкие, искрозащищенные, тягодутьевые; малогабаритные, судовые, шахтные, мельничные и т.д.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными механическими примесями, называются **пылевыми**. В обозначении этих вентиляторов добавлена буква П.

Пылевые вентиляторы типа ЦП 7-40 предназначены для перемещения невзрывоопасных неабразивных пылегазовоздушных смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистой стали обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, с температурой не выше 80 °С, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов и с содержанием механических примесей в перемещаемой среде до 1 кг/м³.

Пылевые вентиляторы применяются для удаления древесных стружек, металлической пыли от станков, а также в системах пневмотранспорта зерна и для других целей. Чтобы транспортируемые материалы не застревали в рабочем колесе и корпусе, число лопаток колеса должно быть небольшим. Передний диск колеса всегда отсутствует, а передние участки лопаток имеют форму, обеспечивающую сбрасывание попавших в колесо материалов под действием центробежных сил. Большой зазор между вход-

ным патрубком и колесом является причиной того, что пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД, чем вентиляторы общего назначения.

Номенклатура серийных пылевых вентиляторов невелика: ЦП 7-40, ЦП 6-46 и ЦП 6-45.

Пылевые вентиляторы серии ЦП 7-40 имеют сварные бездисковые колеса с шестью лопастями, загнутыми вперед. Боковые стенки корпуса имеют одинаковую конструкцию. Симметричная конструкция рабочего колеса и корпуса позволяет собирать из одних и тех же узлов вентиляторы левого и правого вращения.

Рабочее колесо пылевого вентилятора серии ЦП 6-46 выполнено в виде шестилопастного однодискового клепаного колеса со стальной литой втулкой. Вследствие консольного крепления лопаток к диску и снижения их прочности при неравномерном истирании механическими примесями эти вентиляторы развивают сравнительно невысокие давления, поэтому не применяются при больших окружных скоростях и могут применяться в сетях с небольшим сопротивлением.

Иногда с целью увеличения срока службы лопаток рабочего колеса их поверхности навариваются износостойчивыми твердыми сплавами. С этой же целью обечайка спирального корпуса может быть покрыта внутри броневыми плитами.

В конструкциях **коррозионно-стойких** вентиляторов, предназначенных для перемещения агрессивных смесей, применяются материалы, стойкие к этим смесям (нержавеющая сталь, титановые сплавы, винипласт, полипропилен), либо их проточная часть напыляется антикоррозионными покрытиями. Такими материалами являются нержавеющая сталь марки 12Х18Н10Т и титановый сплав ВТ 1-0.

Область применения вентиляторов из нержавеющей стали резко ограничена их недостаточно высокими антикоррозионными свойствами. Для ряда агрессивных сред срок службы этих вентиляторов составляет 4 – 6 месяцев, а иногда и меньше.

Пластмассовые вентиляторы, несмотря на более высокие антикоррозионные свойства по сравнению с вентиляторами из нержавеющей стали, обладают рядом существенных недостатков. Это, в первую очередь, низкие прочностные характеристики материалов, что не позволяет изготавливать вентиляторы больших размеров, при этом максимальная окружная скорость составляет 31 м/с. Поскольку винипласт неморозостоек, то вентиляторы из него могут быть установлены только в отапливаемых помещениях.

Вентиляторы из титанового сплава могут использоваться во всех средах, где происходит пассивация поверхности в результате образования

окислов, гидридов и сульфидных соединений титана. Такие вентиляторы нельзя применять в газоздушных средах, содержащих пары фтороводородной и плавиковой кислот, фтора и брома, а также сухие хлор и иод. Однако следует отметить, что решить проблему борьбы с коррозией титановые вентиляторы не могут, т.к. промышленность выпускает их в ограниченном количестве.

Принципиально новые возможности открываются в связи с применением технологии напыления порошковых полимерных материалов в электростатическом поле. При этом нет необходимости в изменении технологии изготовления вентиляторов. Достаточно на заключительном технологическом этапе заменить процесс их окраски жидкими лакокрасочными материалами процессом напыления полимерных порошков.

Перемещение взрывоопасных газовых смесей вентиляторами общего назначения недопустимо, т.к. при трении деталей рабочего колеса о корпус возможно появление искр, способных поджигать эти смеси. Следовательно, для перемещения таких смесей должны применяться вентиляторы, изготовленные из материалов, которые при трении или соударении подвижных частей с неподвижными исключали бы возможность появления искр.

В зависимости от уровня защиты от искрообразования **искрозащитные** вентиляторы подразделяются на следующие:

- с повышенной защитой от искрообразования, в которых предусмотрены средства и меры, затрудняющие возникновение опасных искр только в режиме их нормальной работы. Изготавливаются такие вентиляторы из алюминиевых сплавов или из разнородных металлов;

- искробезопасные, в которых предусмотрены средства и меры защиты от искрообразования как при нормальной работе, так и при возможном кратковременном трении рабочего колеса о корпус вентилятора. Эти вентиляторы разработаны на основе алюминиевых сплавов с антистатическим пластмассовым покрытием. Вид покрытия – графитонаполненный полиэтилен или графитонаполненный пентапласт, – выбирается в зависимости от характеристики перемещаемых сред, т.е. от их способности противостоять коррозионному воздействию сред.

Вентиляторы из алюминиевых сплавов выполняются по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976-73 (с изм.)) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых газопаровоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, не содержащих взрывчатых ве-

ществ, взрывоопасной пыли, окислов железа, добавочного кислорода, липких веществ и волокнистых материалов, с запыленностью не более 100 мг/м^3 и температурой не выше $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура окружающей среды – от -40 до $+40 \text{ }^\circ\text{C}$ (до $+45 \text{ }^\circ\text{C}$ для тропического исполнения). Вентиляторы из алюминиевых сплавов нельзя применять для перемещения газопаровоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Их также не разрешается использовать в качестве химически стойких вентиляторов. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-4942-81 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Вентиляторы из разнородных металлов также выполняются по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976-73 (с изм.)) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых парогазовоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, с запыленностью не более 100 мг/м^3 , не содержащих взрывоопасной пыли, взрывчатых веществ, липких и волокнистых материалов. Температура перемещаемой среды: вентиляторами исполнения В1 и И1-03 $-80 \text{ }^\circ\text{C}$; вентиляторами исполнения В1Ж2 и И1-02 $-150 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура окружающей среды от -40 до $+40 \text{ }^\circ\text{C}$ ($+45 \text{ }^\circ\text{C}$ для тропического исполнения).

Вентиляторы из разнородных металлов нельзя применять для перемещения парогазовоздушных смесей, содержащих добавочный кислород, а также для перемещения смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-5698-84 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. (В этих случаях используют эжекторы.)

В зависимости от применения различают два типа **тягодутьевых** вентиляторов: дымососы и дутьевые.

Дымососы применяют для отсасывания дымовых газов с температурой до $200 \text{ }^\circ\text{C}$ из топок пылеугольных котлоагрегатов. Поскольку газы содержат твердые частицы золы, вызывающие значительный износ дета-

лей дымососа, лопатки рабочего колеса выполняют утолщенными, а внутреннюю поверхность обечайки корпуса покрывают броневыми листами. Ходовая часть дымососов имеет охлаждающий элемент в виде термомуфты или змеевика охлаждения масла в узле подшипников. Поэтому корпуса подшипников ходовой части дымососов изготавливают в виде литых или сварных коробок, внутри которых находится масло, охлаждаемое проточной водой, циркулирующей по змеевику.

Применяют дымососы одно- и двухстороннего всасывания. Для регулирования работы они оснащаются осевыми направляющими аппаратами. В обозначении типа дымососов, например, ДН-15, буквы обозначают: Д – дымосос; Н – загнутые назад лопатки рабочего колеса; цифры означают диаметр рабочего колеса в дециметрах.

Дутьевые вентиляторы предназначены для подачи воздуха в топочные камеры котлоагрегатов тепловых электростанций или крупных промышленных котельных установок. Так же, как и дымососы, дутьевые вентиляторы выполняют односторонними и двухсторонними. Они также оснащены осевыми направляющими аппаратами. Серийно изготавливают дутьевые вентиляторы номеров 8 – 36. Вентиляторы горячего дутья типа ВГД и ГД предназначены для подачи первичного воздуха с температурой до 400 °С. В обозначении типа дутьевых вентиляторов, например, ВДН-10, буквы означают: В – вентилятор; Д – дутьевой; Н – загнутые назад лопатки рабочего колеса.

Конструкция тягодутьевых нагнетателей не рассчитана на восприятие нагрузок от массы и теплового расширения подводящих и отводящих участков сети, поэтому за и перед ними необходимо устанавливать компенсаторы. Вентиляторы типа ДН и ВДН предназначены для установки в помещении, возможна их эксплуатация вне помещения при температуре не ниже -30 °С. Дутьевые вентиляторы допускается устанавливать только после аппаратов очистки. Подбор тягодутьевых машин следует выполнять в соответствии с данными заводов-изготовителей.

Мельничные вентиляторы предназначены для пневматического транспортирования и неагрессивной угольной пыли в системах пылеприготовления котлоагрегатов, работающих на пылевидном топливе, и для подачи пылевидного топлива в пылеугольные и муфельные горелки. Конструкции этих вентиляторов выполняют с учетом уменьшения степени износа стенок спирального корпуса и рабочего колеса.

Малогабаритные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм являются, как правило, встроенными вентиляторами. Будучи частью стационарных и подвижных машин и технологических установок,

они должны соответствовать жестким требованиям к габаритам, массе и КПД. Привод таких вентиляторов осуществляется обычно от малогабаритных высокоскоростных электродвигателей с частотой вращения до 20 000 мин⁻¹; их подача составляет от 1 до 300 л/с, а полное давление – от 200 до 7 000 Па.

Судовые вентиляторы используют в системах вентиляции машинно-котельных отделений, служебных и жилых помещений, а также для охлаждения приборов и механизмов. Помимо требований, предъявляемых к вентиляторам общего назначения, судовые вентиляторы должны удовлетворять ряду специфических требований: быть виброударостойкими, создавать малый уровень шума, иметь небольшие габариты и массу, устойчиво работать в условиях крена и дифферента. Наиболее полно всем этим требованиям отвечают судовые вентиляторы с радиальными лопатками рабочего колеса единой серии ЦС.

Шахтные вентиляторы используют в вентиляционных системах шахт и рудников для обеспечения больших расходов и давлений. Радиальные шахтные вентиляторы применяют в основном в вентиляторных установках главного проветривания, расположенных на поверхности земли и перемещающих весь воздух, проходящий по шахте или ее крылу. Серийно выпускают вентиляторы больших номеров – № 11; 16; 25; 32 и 47.

Вентиляторы главного проветривания работают в сети с переменным сопротивлением, поэтому они имеют следующие устройства для экономичного регулирования: осевой направляющий аппарат, регулируемый привод, поворотные закрылки лопаток рабочего колеса и др. На входе в вентилятор устанавливают двойной поворот, входную коробку и тройник, на выходе из вентилятора – диффузор, поворотное колено, выходную коробку. Таким образом, вентилятор фактически является частью вентиляторной установки. Поэтому в каталогах, как правило, приведены аэродинамические характеристики вентиляторных установок, полученные в натурных условиях или при испытаниях полупромышленных моделей вентиляторов с присоединенными элементами.

В зависимости от полного давления, создаваемого при номинальном режиме, в соответствии с ГОСТ 5976–73 (с изм.) вентиляторы подразделяют на вентиляторы низкого, среднего и высокого давления.

Вентиляторы **низкого давления** создают полное давление до 1000 Па. К ним относятся вентиляторы большой и средней быстроходности, у которых рабочие колеса имеют широкие листовые лопатки. Допустимая окружная скорость для таких колес не превышает 50 м/с.

Вентиляторы **среднего давления** создают полное давление до 3 000 Па. Лопатки этих вентиляторов могут быть загнуты как по направлению вра-

щения колеса, так и против направления его вращения. Максимальная окружная скорость рабочего колеса может достигать 80 м/с.

Вентиляторы **высокого давления** создают полное давление свыше 3 000 Па.

Рабочие колеса вентиляторов, создающих давление до 1000 Па, как правило, имеют лопатки, загнутые назад, т.к. они более эффективны. В случае широких колес применяют профильные лопатки с плоским или слегка наклонным передним диском.

Полное давление более 10 000 Па могут создавать лишь вентиляторы малой быстроходности с узкими рабочими колесами, напоминающими компрессорные. Их окружная скорость при соответствующем конструктивном исполнении может достигать 200 м/с. Такие вентиляторы находят применение в системах с небольшими расходами воздуха и значительным сопротивлением.

По быстроходности вентиляторы делят на вентиляторы большой ($n_s > 60$), средней ($n_s = 30 - 60$) и малой ($n_s < 30$) быстроходности.

Вентиляторы **большой быстроходности** имеют широкие рабочие колеса с небольшим числом загнутых назад лопаток. Коэффициент давления $\psi < 0,9$. Максимальный КПД может достигать 0,9.

К вентиляторам **средней быстроходности** относятся как вентиляторы с колесом барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и большим диаметром входа, у которых коэффициенты давления близки к максимально возможным ($\psi \approx 3$), а КПД достигает лишь 0,73, так и вентиляторы, имеющие рабочие колеса значительно меньшей ширины с загнутыми назад лопатками, небольшими коэффициентами давления ($\psi \approx 1$) и КПД, достигающим 0,87.

Вентиляторы **малой быстроходности** имеют небольшие диаметры входа, довольно узкие рабочие колеса, небольшую ширину и раскрытие спирального корпуса. Лопатки колеса могут быть загнуты вперед и назад. Коэффициент полезного действия этих вентиляторов не превышает 0,8.

В зависимости от компоновки вентиляторы могут быть разделены на переносные, полустационарные и стационарные.

Переносные вентиляторы изготавливаются с односторонним входом и имеют цельную конструкцию (ходовая часть, корпус, а иногда и электродвигатель монтируются на общей жесткой стойке). Простота монтажа и демонтажа таких вентиляторов является существенным их преимуществом перед другими вентиляторами. К недостаткам переносных вентиляторов следует отнести отсутствие у них устройств для регулирования, что сни-

жает их эксплуатационные качества. Кроме того, для осмотра и ремонта рабочего колеса эти вентиляторы нужно отсоединить от сети. Такую компоновку имеют обычно вентиляторы общего назначения.

Полустационарные вентиляторы делают с одно- и двухсторонним всасыванием. Ходовая часть и электродвигатель этих вентиляторов монтируются на общей раме. Корпус присоединяется к раме или устанавливается непосредственно на фундаменте с расположением выходного отверстия в любом нужном направлении. Регулирование подачи осуществляется с помощью направляющего аппарата. Для привода могут быть использованы многоскоростные электродвигатели.

Характерной особенностью конструкции полустационарных вентиляторов является то, что осмотр и ремонт их производятся без отсоединения от сети. Эти вентиляторы применяются для главного и шурфового проветривания шахт и рудников, в качестве дымососов и дутьевых вентиляторов, а также для общепромышленного назначения.

Стационарными выполняются крупные шахтные и рудничные вентиляторы, дымососы ТЭЦ и наиболее крупные вентиляторы общего назначения.

Конструктивной особенностью стационарных вентиляторов является то, что корпус, ходовая часть, стойка и электродвигатель взаимно связаны только фундаментом. Регулирование осуществляется осевыми или упрощенными направляющими аппаратами. Корпус стационарного вентилятора устанавливается только в одном определенном положении. При свободном выходе воздушного потока в атмосферу к выходному отверстию вентилятора присоединяют диффузор. Стационарные вентиляторы менее металлоемки, но монтаж их более сложен и требует больших первоначальных затрат. Такие установки определяются только при большом сроке их службы. Осмотр и ремонт их осуществляются без отсоединения от сети.

1.2. Осевые насосы

Современная тепловая электростанция потребляет большое количество воды, подаваемой циркуляционными насосами и используемой для охлаждения оборудования и других технических целей.

В качестве циркуляционных широкое применение получили осевые насосы.

В осевых насосах рабочее колесо выполняется, как правило, погружного типа, т.е. располагается ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, а приводной двигатель устанавливается выше этого уровня для

исключения его затопления. Поэтому чаще всего осевые насосы бывают вертикального исполнения.

На рис. 5 приведена схема рабочего органа осевого насоса.

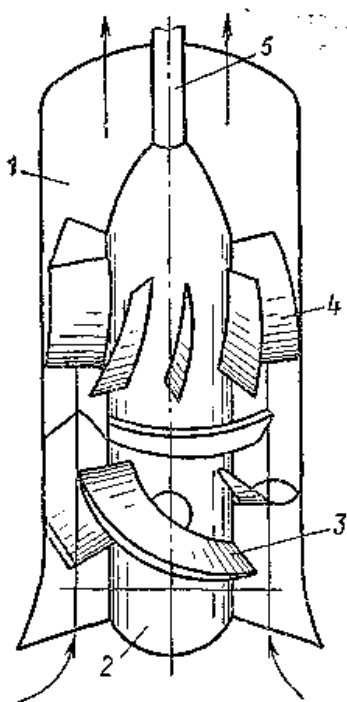


Рис. 5. Схема рабочего органа осевого насоса

В корпусе 1, представляющем собой проточную часть насоса, находится рабочее колесо, состоящее из ступицы 2 с установленными на ней лопастями 3. Число лопастей осевого насоса обычно не превышает шести. Энергия движущейся жидкости в рабочем колесе насоса передается по тому же принципу, что и у центробежного.

Осевые насосы могут быть **жестколопастными**, в которых лопасти рабочего колеса жестко закреплены относительно ступицы и угол их установки не может быть изменен, и **поворотнолопастными**, в которых положение лопастей может регулироваться.

Проходя через рабочее колесо, жидкость участвует одновременно в двух движениях: переносном (вращательном) и относительном (поступательном). Для установления вращения жидкости в рабочем колесе с целью уменьшения ее напора за вращающимся рабочим колесом устанавливают неподвижный вращающийся аппарат 4, состоящий из ряда лопастей. Ступица рабочего колеса насажена на вал 5, соединенный с электродвигателем. Из проточной части насоса жидкость попадает в напорный трубопровод.

Коэффициент удельной быстроходности осевых насосов $n_s > 600$, т.е. это насос, обладающий большой подачей и малым напором. Достоинством этих насосов является простота и компактность конструкции, а также возможность перекачивания загрязненных жидкостей.

В осевом насосе жидкость движется в осевом направлении вдоль цилиндрических поверхностей. Следовательно, радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса одинаковы: $u_2 = u_1 = u$.

Для ориентировочных подсчетов напор, развиваемый осевым насосом, можно определить по выражению

$$H = (1/K_n^2)(u^2/2g),$$

где K_n – коэффициент напора, равный $0,0244n_s^{2/3}$;
 u – окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса.

Теоретическую подачу осевого насоса можно определить по формуле

$$Q_T = \Pi(D^2 - d^2)\vartheta_z/4,$$

где D – внешний диаметр рабочего колеса;
 d – диаметр ступицы (может быть принят равным $0,5D$);
 ϑ_z – осевая скорость, равная $\vartheta_z = K_c\sqrt{2gH}$,
 K_c – коэффициент скорости, равный

$$K_c \approx 0,55n_s,$$

H – напор насоса.

Внешний диаметр рабочего колеса определяют с помощью эмпирической формулы

$$D = K\sqrt[3]{Q/n},$$

где K – коэффициент, равный 5;
 Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;
 n – частота вращения, об/мин.

Коэффициент полезного действия η большинства осевых насосов равен $0,75 - 0,90$.

Регулирование подачи жестколопастных насосов производится изменением частоты вращения рабочего колеса, а поворотных лопастных насосов – изменением угла наклона лопастей. Регулирование подачи задвижкой невыгодно, т.к. связано с резким уменьшением кпд.

Отечественная промышленность выпускает осевые насосы типов О и ОП. Это одноступенчатые насосы с жестким креплением лопастей (тип О) и поворотных лопастных насосов (тип ОП), позволяющие менять угол установки лопасти во время остановки насоса. На рис. 6 приведена рабочая характеристика осевого насоса.

На малых подачах кривая $H-f(Q)$ круто падает вниз, имея характерный перегиб в точке А. В отличие от центробежных мощность осевых насосов

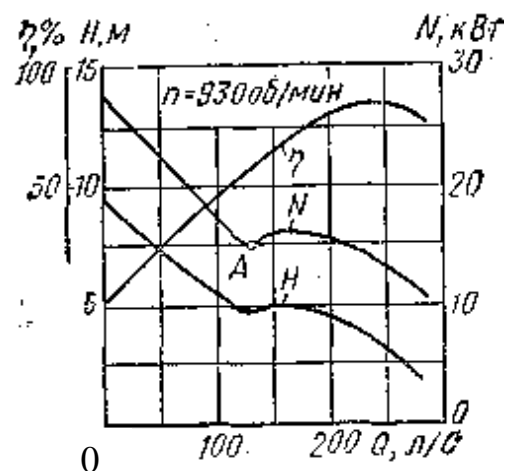


Рис. 6. Характеристика осевого насоса

понижается при увеличении подачи и имеет наибольшее значение при подаче, равной нулю.

Осевые насосы типа О служат для подачи пресной, морской и загрязненной воды температурой до 35 °С. Осевые насосы типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды температурой до 50 °С, а также пресной и морской воды температурой до 45 °С.

Подбор осевых насосов по значениям требуемых подач и напоров производится с помощью сводных графиков. На рис. 7 приведен сводный график полей $H-Q$ осевых насосов типа О и ОП.

1.3. Осевые компрессоры

Осевые компрессоры предназначены для сжатия любых газов. Они получили широкое распространение в энергомашиностроении благодаря высокой быстроходности (и, следовательно, большей компактности) и большим кпд по сравнению с турбокомпрессорами. Схема части осевого компрессора представлена на рис. 8.

Степень сжатия в одной ступени осевого компрессора обычно невелика и составляет $\varepsilon = 1,15 - 1,35$. Поэтому для получения высокого давления компрессор имеет большое число ступеней.

Характеристики осевых компрессоров, полученные в результате испытаний, отличаются от характеристик турбокомпрессоров. Кривая $p-v$ обычно имеет крутую форму падения. Кривая мощности также довольно круто падает с увеличением подачи, а кривая кпд имеет более резко выраженный максимум. Сопоставление характеристик осевых и центробежных компрессоров показывает, что в осевых компрессорах с изменением подачи резко меняется кпд и степень сжатия. Диапазоны устойчивых режимов у осевых компрессоров меньше, однако в расчетных режимах осевые компрессоры позволяют получить большие кпд, чем центробежные. Для их иллюстрации на рис. 9 показана зависимость адиабатического кпд от подачи неохлаждаемых многоступенчатых центробежных 1 и осевых 2 компрессоров.

Регулирование осевых компрессоров может осуществляться по тем же схемам, что и турбокомпрессоров. Однако наряду с ними в осевых компрессорах возможно регулирование поворотными направляющими, а иногда и рабочими лопатками одной или нескольких ступеней.

Для работы в силовых и энергетических установках осевые компрессоры применяются, как правило, в соединении с газовыми турбинами. В этом случае мощность газовой турбины расходуется частично на привод компрессора, питающего воздухом камеру сгорания, а частично передается на вал электрогенератора.

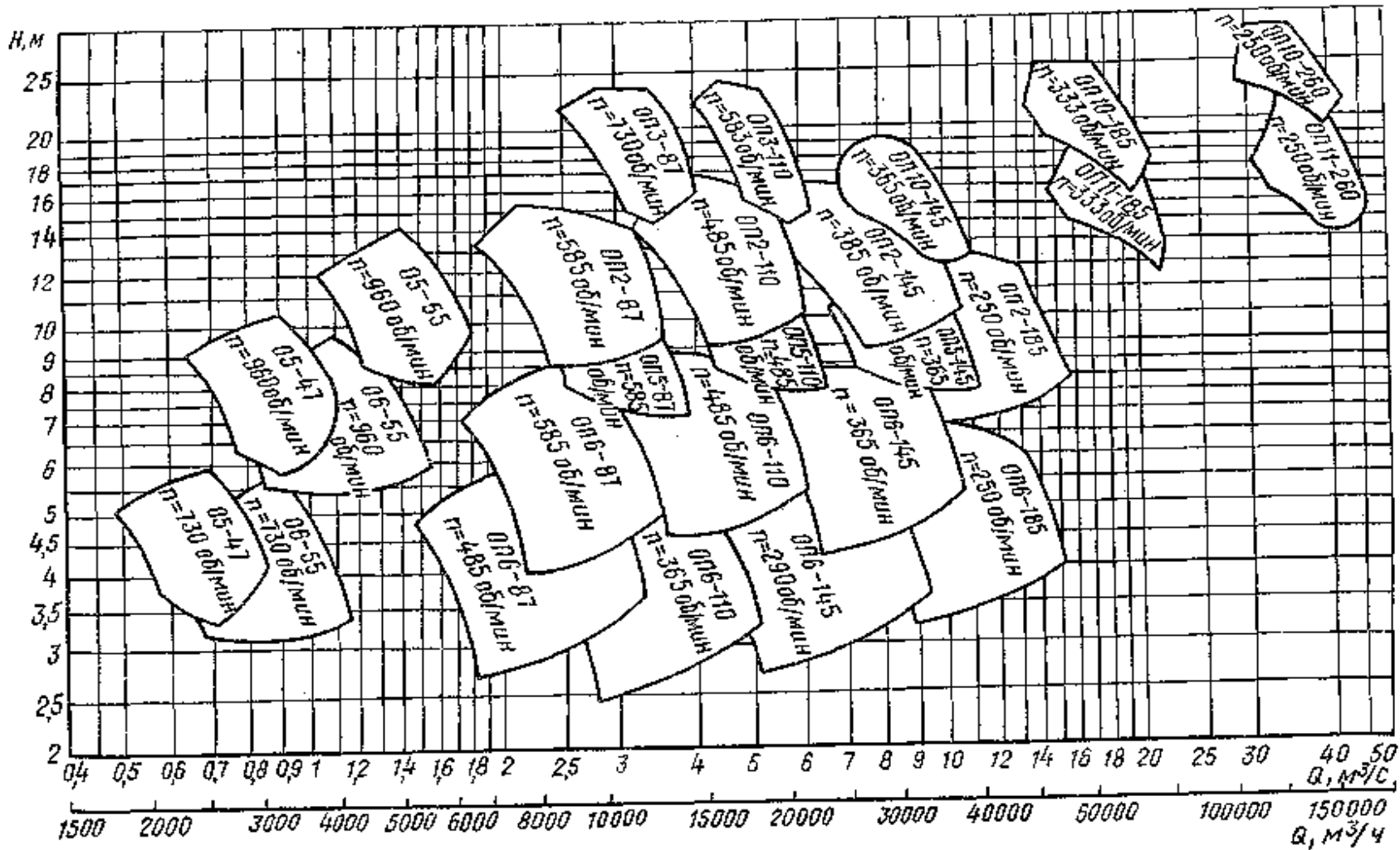


Рис . 7. Сводный график полей $H-Q$ осевых насосов типа О и ОП

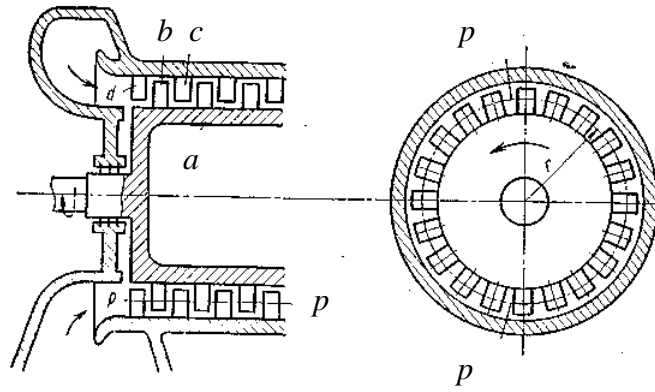


Рис. 8. Схема входной части осевого компрессора

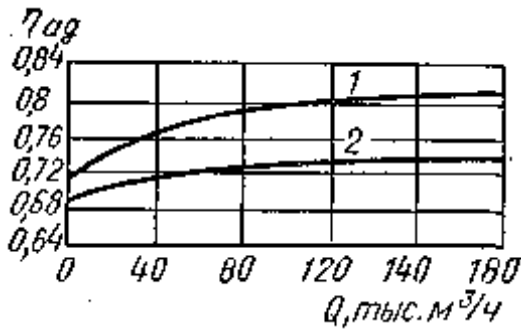


Рис. 9. Зависимость адиабатического КПД осевых и центробежных компрессоров от подачи

На рис. 10 приведена простейшая схема установки осевого компрессора с газовой турбиной. Сжатый осевым компрессором 1 воздух подается для сжигания топлива в камеру сгорания 4, откуда смесь горячих газов и воздуха поступает в газовую турбину 5. Излишек мощности турбины через редуктор 2 передается на вал электрогенератора 3.

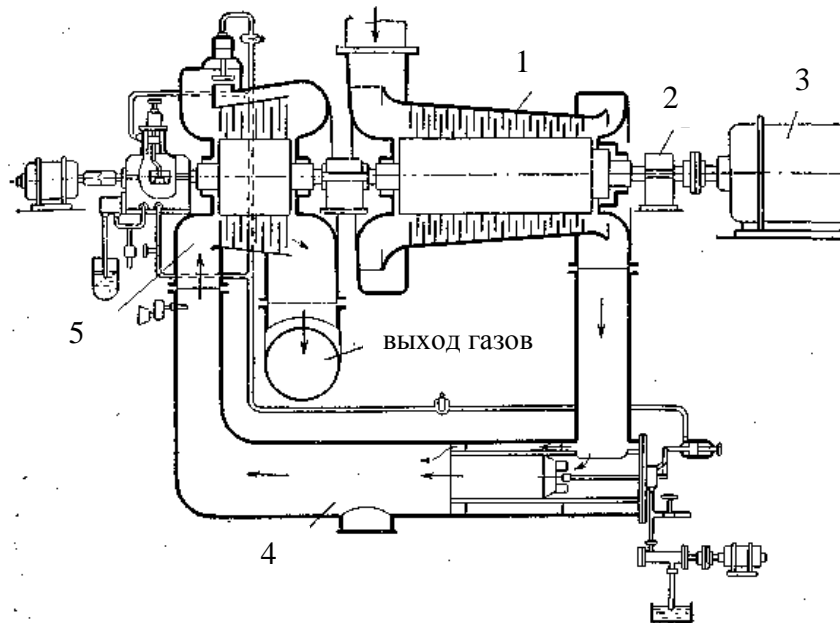


Рис. 10. Схема установки осевого компрессора с газовой турбиной

На рис. 11 представлен продольный разрез осевого компрессора с подачей $76\,500\text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при степени сжатия 3,5. Мощность турбины $N_m = 4\,620\text{ кВт}$, мощность, расходуемая компрессором, $N_k = 4\,130\text{ кВт}$, частота вращения 5 180 об/мин.

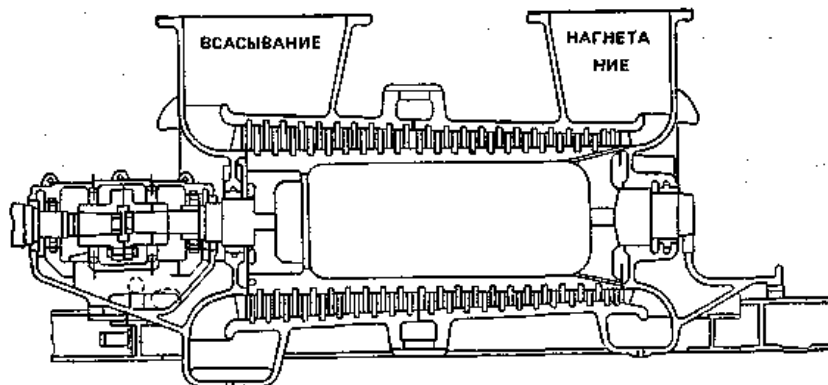


Рис. 11. Схема продольного разреза осевого компрессора

1.4. Осевые вентиляторы

Осевым вентилятором называется вентилятор, в котором воздух (или газ) перемещается вдоль оси рабочего колеса, вращаемого двигателем (рис. 12). Как и у радиальных вентиляторов, характеристики осевых вентиляторов показывают зависимость давления и мощности на валу и КПД от подачи.

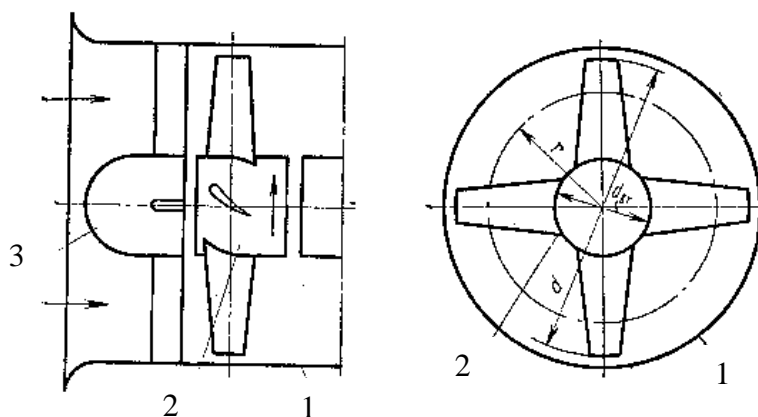


Рис. 12. Схема осевого вентилятора:

1 – корпус, 2 – рабочее колесо, 3 – обтекатель

Полную характеристику обычно получают экспериментальным путем при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Пересчет параметров работы на другие частоты вращения производится по известным зависимостям. Форма характеристики определяется конструкцией и аэроди-

намическими свойствами вентилятора. В отличие от радиальных характеристика давления осевых нагнетателей часто имеет седлообразную форму.

На основе полных характеристик (рис. 13), используя формулы пересчета, получают универсальные характеристики осевых вентиляторов – индивидуальные, совмещенные и безразмерные.

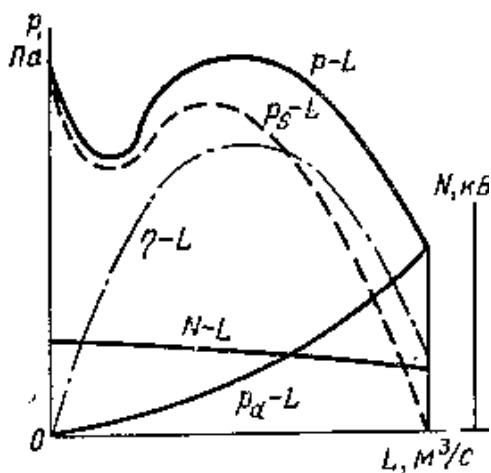


Рис. 13. Полная аэродинамическая характеристика осевого вентилятора

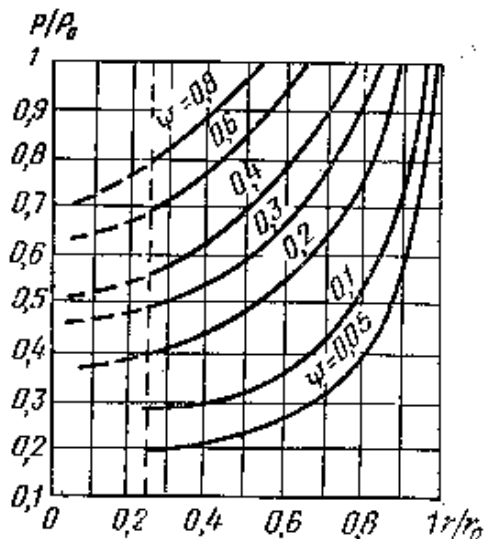


Рис. 14. Распределение давления вдоль радиуса за колесом осевого вентилятора

Безразмерные параметры (коэффициенты), характеризующие вентилятор, относятся к его внешнему диаметру или к окружной скорости на внешнем диаметре. Эти параметры меняются вдоль радиуса. Например, коэффициент давления ψ изменяется обратно пропорционально радиусу.

На рис. 14 показано распределение давлений вдоль радиуса лопаточного колеса при $\psi = 0,05 - 0,8$. Точки пересечения кривых с осью координат соответствуют случаю, когда $\Delta p_s = 0$.

Аэродинамические схемы

Под аэродинамической схемой осевого вентилятора подразумевается совокупность признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть машины: число ступеней, равное числу рабочих колес; тип схемы, зависящий от наличия аппаратов, и их расположение по отношению к рабочему колесу; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и аппаратов, углы их установки.

Аэродинамическая схема обозначается буквами. Например, для одноступенчатых вентиляторов схема, состоящая из одного колеса, обозначается буквой К; схема, включающая кроме колеса спрямляющий аппарат – буквами К+СА; установка, оборудованная входным направляю-

щим аппаратом, – буквами ВНА+К+СА. Двухступенчатые схемы имеют, например, такое обозначение:

К+СА+К+СА, ВНА+К+НА+К+СА.

Каждая из схем имеет свои особенности. Но схеме К обычно выполняют вентиляторы с очень малыми значениями коэффициента давления ($\psi < 0,15$), у которых относительная скорость закручивания c_{2u} и связанное с ней динамическое давление незначительны. Воздух при этом подводится к рабочему колесу в осевом направлении (входной направляющий аппарат отсутствует). Конструкция проста, но кпд в области рабочих режимов снижается на 5 – 10 % из-за отсутствия спрямляющего аппарата.

В СА динамическое давление, связанное со скоростью закручивания потока за рабочим колесом, преобразуется в статическое с некоторыми потерями, обусловленными течением в его диффузорном лопаточном венце. При этом без изменения характеристики мощности увеличиваются как полное давление и кпд, так и статические давление и кпд.

В тех случаях, когда по условиям компоновки вентилятора перед ним образуется неравномерный по сечению входа поток, входной направляющий аппарат будет уменьшать эту неравномерность и ее неблагоприятное влияние на работу вентилятора.

К многоступенчатым вентиляторам относятся также вентиляторы встречного вращения, у которых рабочие колеса вращаются в противоположных направлениях, а аппарат между ними отсутствует. Получив энергию в первом колесе, закрученный поток поступает во второе колесо, которое закручивает его в противоположном направлении, продолжая передавать ему энергию. Эти вентиляторы могут иметь входной и выходной аппараты.

По назначению осевые вентиляторы делят на вентиляторы общего назначения и специальные. Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения чистого или мало запыленного воздуха, не содержащего взрывоопасных веществ, липкой, волокнистой и цементирующей пыли и агрессивных веществ при температуре до 40 °С. Температурный предел принят из тех соображений, что при более высоких температурах значительно ухудшаются условия теплоотдачи обмоток электродвигателя, находящегося обычно в потоке перемещаемого газа.

К специальным вентиляторам относят вентиляторы, не используемые в обычных системах общеобменной вентиляции гражданских и промышленных зданий. Это вентиляторы для перемещения взрывоопасных и агрессивных примесей, шахтные вентиляторы и вентиляторы тоннельной вентиляции, потолочные вентиляторы, вентиляторы градирен, вентиляторы, встроенные в технологическое оборудование, и т.д.

Для перемещения взрывоопасных примесей применяют вентиляторы, выполненные из разнородных металлов: проточная часть – из стали (рабочее колесо) и латуни (в корпусе имеется обечайка в зоне расположения рабочего колеса). При этом перемещаемая среда не должна иметь температуру выше 40 °С, вызывать ускоренную коррозию материалов проточной части вентиляторов, содержать пыль и другие твердые примеси в количестве более 10 мг/м³, а также взрывоопасную пыль, липкие и волокнистые материалы.

Шахтные осевые вентиляторы используют в системах вентиляции подземных выработок. Вентиляторы местного проветривания предназначены для установки под землей в шахтах и рудниках и служат для проветривания тупиковых выработок, а также шахтных стволов и околовольных выработок при их проходке. К местным вентиляторам предъявляют требования взрывобезопасности, компактности, минимальной массы, устойчивости работы в широком диапазоне расходов воздуха, простоты обслуживания и транспортабельности. Вентиляторы главного проветривания предназначены для обеспечения свежим воздухом шахт горнодобывающей промышленности. Их располагают на поверхности, и они перемещают все количество воздуха, проходящего по вентиляционной сети шахты. Шахтные вентиляторные установки работают в основном на всасывание.

Вентиляторы тоннельной вентиляции служат для удаления выделяющихся в процессе эксплуатации теплоты, влаги, пыли и газов, а также поддержания в транспортных тоннелях требуемых метеорологических условий и химического состава воздуха. Работа вентиляторных установок тоннельной вентиляции сопровождается поршневым воздействием транспортных средств (поездов метрополитена и железнодорожных поездов, автомобильного транспорта).

Потолочные вентиляторы (фены) обычно применяют для турбулизации воздушной среды в помещениях, но иногда их используют для создания локального душирующего эффекта (в тех случаях, когда обеспечить требуемую подвижность воздуха вследствие его перемешивания невозможно).

По направлению вращения лопастного колеса вентиляторы могут быть правыми и левыми. Если смотреть со стороны входа воздуха, то у вентиляторов правого вращения колесо вращается по часовой стрелке.

Номер вентилятора определяет его размер, т.е. диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах.

Номенклатура осевых вентиляторов, выпускаемых нашей промышленностью для использования в промышленных и гражданских зданиях, довольно ограничена и включает вентиляторы типа В-06-300 (№ 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5) и В-2, 3-130 (№ 8; 10 и 12,5). Из разнородных металлов выпускаются вентиляторы лишь типа В-06-300 (№ 5; 6,3; 8; 10 и 12,5). В

крышной модификации выпускается осевой вентилятор с колесом ЦЗ-04 (№ 4; 5 и 6,3). При этом рабочее колесо вращается в горизонтальной плоскости; приводом служит вертикально расположенный электродвигатель.

Потолочные вентиляторы выпускаются двух типов «Союз» (ВПК-12, ВПК-15 и ВПК-18) и «Зангезур» (ВПМ 1-100).

Номенклатура шахтных вентиляторов и вентиляторов тоннельной вентиляции довольно обширна и приведена в специальных справочных руководствах. Отличительной особенностью этих вентиляторов (по сравнению с вентиляторами общего назначения) является высокая подача. Например, вентилятор типа ВОМД-24 (осевой двухступенчатый реверсивный с диаметром рабочих колес 2400 мм), применяемый для реверсивной вентиляции метрополитена, имеет подачу: при прямом ходе – 70 000 – 250 000 м³/ч, при реверсивном – 60 000 – 200 000 м³/ч.

На рис. 15 показаны различные варианты конструктивных схем соединения осевых вентиляторов с электродвигателем. В схеме 2 условия входа воздуха на рабочее колесо хуже, чем в схеме 1, поскольку электродвигатель расположен перед колесом. Схемы 3 и 5 применяются в тех случаях, когда по правилам техники безопасности или по технологическим соображениям электродвигатель нельзя устанавливать в потоке перемещаемой среды. Если по конструктивным соображениям невозможно установить электродвигатель внутри корпуса вентилятора, то применяется схема 4. Когда частоты вращения электродвигателя и рабочего колеса вентилятора не совпадают, применяется схема 6.

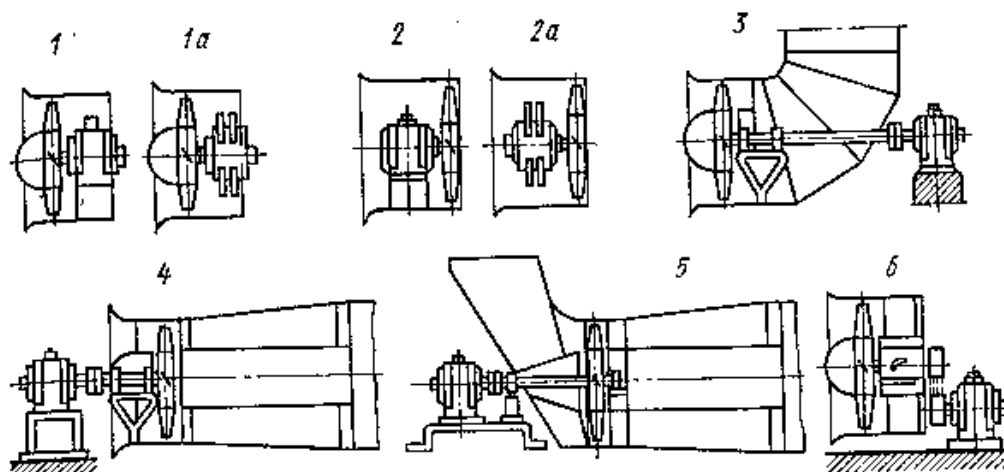


Рис. 15. Схемы соединения осевых вентиляторов с электродвигателями

В связи с осевым направлением потока непосредственное присоединение нагнетателя к трубопроводу является самым простым конструктив-

ным решением. При входе в корпус чаще всего устанавливается очерченный плавной кривой коллектор. Если же перед нагнетателем имеется достаточно длинный трубопровод (такого же диаметра, что и корпус), то коллектор, естественно, становится ненужным. Следует заметить, что при очень длинных трубопроводах ($l_p > 5d$) наличие пограничного слоя на стенках трубы может привести к значительному вытягиванию профиля скоростей и нарушению работы нагнетателя. В связи с этим желательно цилиндрические участки на подводах к нагнетателю делать больших, чем у нагнетателя, диаметров.

Для вентиляторных установок, работающих на всасывание, присоединительными элементами к сети могут быть:

- входная коробка или входное колено для присоединения вентилятора к каналу, идущему от устья вентиляционной шахты;
- выходная часть, состоящая из примыкающего к вентилятору диффузора и поворотного участка за ним. Иногда за диффузором устанавливается шумоглушитель.

Насосы с диаметром лопастей более 1 м имеют подвод в виде колена, небольшие насосы – камерный подвод.

При построении эффективной рабочей характеристики нагнетателя следует учитывать наличие различных колен и коробок, с помощью которых нагнетатель присоединяется к сети.

В зависимости от схемы вентиляторов, угла установки лопастей их рабочих колес и относительного диаметра втулки их характеристики могут иметь различную форму (рис. 16). При малых углах установки лопастей ($10 - 15^\circ$) характеристики давления обычно монотонны (кривая 1).

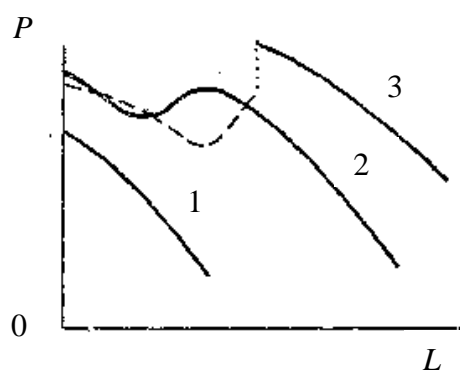


Рис. 16. Различные виды характеристик давления осевых вентиляторов

При увеличении угла установки характерно появление максимума давления и седловины (кривая 2) отчего вся характеристика делится на левую (нерабочую) и правую (рабочую) ветви. При работе на левой ветви могут образовываться вращающиеся срывные зоны, угловая скорость которых отличается от скорости вращения рабочего колеса, что приводит к

возникновению переменных нагрузок на лопасти и вибрации. При еще больших углах установки происходит разрыв характеристики давления (кривая 3).

Если на характеристике имеется глубокая седловина или разрыв, то режим работы при соответствующих подачах становится неустойчивым и возникает вероятность помпажных явлений, связанных с сильными колебаниями подачи и давления, что в некоторых случаях может вывести вентилятор из строя.

При использовании нагнетателей, имеющих характеристику с разрывом, наименьшая допустимая подача обуславливается положением точки разрыва, в то время как наибольшая – выбирается из условия обеспечения минимально допустимого значения КПД. Это обстоятельство приводит к уменьшению диапазона подач, который возможен для данного вентилятора. Работа вентилятора в области, расположенной правее максимума давления, исключает опасность как появления вращающихся срывных зон, так и возникновения помпажа.

В условиях эксплуатации часто требуется, чтобы установка обеспечивала такой диапазон режимов работы, который невозможно получить с помощью характеристики, соответствующей фиксированным углам установки лопастей вентилятора и принятой частоте вращения рабочего колеса. В этих условиях выполняется регулирование вентилятора одним из следующих способов:

- 1) изменение частоты вращения лопастного колеса;
- 2) поворот лопастей рабочего колеса;
- 3) поворот лопаток входного направляющего аппарата;
- 4) дросселирование.

Последний способ регулирования, как и для радиальных вентиляторов, самый неэкономичный, т.к. затраты мощности мало изменяются при уменьшении подачи.

Применение способа регулирования поворотом лопастей рабочего колеса определяется двумя факторами: безопасностью работы и экономичностью (при параллельном включении учитывается также устойчивость работы).

Осевые вентиляторы с поворотными лопастями колес обладают способностью значительной (до 50 %) регулировки подачи с сохранением при этом оптимального значения КПД. Однако при этом способе регулирования требуется вентилятор особой конструкции, позволяющей изменять в известных пределах угол установки лопастей его рабочего колеса. Практически изменение угла поворота происходит в диапазоне от 15 до 45°.

Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата является довольно эффективным способом регулирования, т.к. при этом достигается значительное изменение потребляемой вентилятором мощности. Этим пользуются при запуске в работу больших вентиляторов: перед пуском НА устанавливают в положение, соответствующее наибольшему снижению мощности. Однако нужно отметить, что применение этого способа регулирования оправдано только при достаточно больших углах установки лопастей рабочего колеса (более 30°). При малых углах установки изменение характеристик давления нагнетателей незначительно и эффект регулирования подачи резко снижается.

Регулирование поворотом лопаток спрямляющего аппарата (СА) не рекомендуется, поскольку оно сводится к простому дросселированию и не влияет на мощность нагнетателя.

Регулирование изменением частоты вращения лопастного колеса, хотя и является самым экономичным способом регулирования, применяется очень редко из-за сложности практического осуществления приводного устройства.

Наиболее рациональный способ регулирования выбирается в каждом конкретном случае с учетом всех показателей.

2. Термины и определения

Осевой вентилятор – вентилятор, в котором воздух (или газ) перемещается вдоль оси рабочего колеса, вращаемого двигателем.

Пылевой вентилятор – вентилятор, предназначенный для перемещения воздуха с различными механическими примесями.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

Лекция 1

1. Конструкции, установка и испытание центробежных вентиляторов.
2. Классификация центробежных вентиляторов по величине развиваемого давления, назначению, значению коэффициента быстроходности.
3. Соединение вентилятора с электродвигателем.

Лекция 2

1. Осевые машины. Потери давления в осевых нагнетателях.
2. Принципы проектирования и расчета осевых машин. Характеристика осевой машины. Способы регулирования подачи.

3. Конструкции и установка осевых вентиляторов. Классификация осевых вентиляторов.
4. Конструктивные и эксплуатационные особенности осевых вентиляторов.

3.2. Вопросы к контрольной работе

1. Конструктивные исполнения рабочих колес радиальных вентиляторов.
2. Пылевые вентиляторы.
3. Радиальные вентиляторы большой, средней и малой быстроходности.
4. Регулирование подачи жестколопастных насосов.
5. Схема осевого вентилятора.
6. Схемы соединения радиального вентилятора с электродвигателями.
7. Коррозионно-стойкие вентиляторы.
8. Мельничные, малогабаритные, судовые, шахтные вентиляторы.
9. Осевые насосы.
10. Способы регулирования осевого вентилятора.
11. Радиальные вентиляторы общего назначения.
12. Дымососы, дутьевые вентиляторы.
13. Радиальные вентиляторы низкого, среднего и высокого давления.
14. Осевые компрессоры.
15. Схемы соединения осевых вентиляторов с электродвигателями.

Литература

1. Калинушкин, М.П. Насосы и вентиляторы / М.П. Калинушкин. – М.: Высш. шк., 1987. – 176 с.
2. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 415 с.

Модуль 9

ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА

Введение

Под трубопроводной арматурой понимают разнообразные устройства, предназначенные для управления потоками рабочей среды (жидкой, газообразной, газожидкостной, порошкообразной, суспензиями и т.п.), транспортируемой по трубопроводам.

К арматуре предъявляют следующие требования: прежде всего – это прочность, герметичность и надежность работы, взрывобезопасность и коррозионная стойкость. Требуемая прочность арматуры диктуется, в основном, рабочим давлением и температурой. Рабочие давления и температуры практически могут иметь любые значения из довольно широких диапазонов в зависимости от технологии конкретных производств.

Схема изучения материала

№	Тема занятия	Тип занятия	Вид (форма) занятия	Кол-во часов
1	Основные сведения по трубопроводной арматуре. Условные обозначения трубопроводной арматуры. Способы присоединения арматуры к трубопроводу. Техническое обслуживание и ремонт запорной арматуры. Выбор типа запорной в зависимости от условий работы	Изучение нового материала	Лекция	3
2	Задвижки. Вентили. Краны. Дисковые поворотные затворы. Исполнительные устройства регулирования. Регулирующие заслонки. Предохранительные клапаны и устройства. Обратные клапаны	Изучение нового материала	Лекция	3
3	Расчет пропускной способности предохранительного клапана типа СППК	Углубление и систематизация учебного материала	Практическое занятие	2
4	Подбор основного оборудования насосной станции	Предварительный контроль	Курсовой проект	2

1. Основы научно-теоретических знаний по модулю

1.1. Основные сведения по трубопроводной арматуре

Арматуру классифицируют по основным признакам:

– ее назначению, условиям работы – давление, температура, агрегатное состояние, химическая активность и токсичность транспортируемой среды, температура и особые свойства (например, взрывоопасность окружающей среды);

– диаметру условного прохода (номинальный размер арматуры).

По назначению арматуру делят на основные классы: 1) **запорная**, предназначенная для полного перекрытия потока среды; 2) **предохранительная**, обеспечивающая частичный выпуск или перепуск рабочей среды при повышении давления до значения, угрожающего прочности системы, а также предотвращающая недопустимый по технологическим соображениям обратный поток среды; 3) **регулирующая**, назначение которой управлять рабочими параметрами потока среды (давлением, расходом, температурой) путем изменения проходного сечения; 4) **контрольная**, определяющая уровень рабочей среды; 5) **прочая**, предназначенная для различных конкретных операций (отвод конденсата, выпуск воздуха из трубопровода и впуск воздуха в него, приемо-раздаточные операции, выпуск подтоварной воды из резервуаров и т.д.).

К арматуре предъявляются следующие требования. Это, прежде всего, прочность, герметичность и надежность работы, взрывобезопасность и коррозионная стойкость. Требуемая прочность арматуры диктуется в основном рабочим давлением и температурой. Рабочее давления и температуры практически могут иметь любые значения из довольно широких диапазонов в зависимости от технологии конкретных производств. Поэтому с целью стандартизации унификации принята следующая система условных давлений.

По величине условного давления арматуру можно разделить на три основные группы: низкого давления на P_y до 10 кгс/см², среднего давления на P_y от 16 до 64 кгс/см²; высокого давления на P_y от 100 до 1 000 кгс/см².

Кроме того, можно выделить вакуумную арматуру и арматуру сверхвысокого давления (более 1 000 кгс/см²), которую изготавливают на рабочее давление или вакуум по специальным техническим условиям.

Условное давление P_y является единственным параметром для изготавливаемой арматуры, гарантирующим ее прочность и учитывающим как рабочее давление, так и рабочую температуру. Условное давление соответст-

вует допустимому для данного изделия рабочему давлению при нормальной температуре. При повышении температуры механические свойства конструкционных материалов ухудшаются. Поэтому для арматуры с высокой рабочей температурой допустимые рабочие давления ниже, чем условные. Это снижение зависит от материала деталей арматуры и температурной зависимости прочностных свойств этого материала. Чем выше рабочая температура, тем ниже максимальное рабочее давление при одном и том же условном. Соотношения условных и наибольших допустимых (в зависимости от температуры) рабочих давления стандартизировано ГОСТ 356-68 для трех групп материалов: чугунов (серого и ковкого), бронзы и латуни, сталей. ГОСТ 356-68 распространяется на арматуру и соединительные части трубопроводов при температуре рабочей среды выше 0 °С и давлении 0,5 кгс/см² и выше. Как правило, давления, указываемые для арматуры, избыточные. Абсолютные давления оговариваются специально.

До пуска в эксплуатацию арматуру необходимо испытать водой при температуре ниже 100 °С на прочность и плотность материала пробным давлением. Это давление также нормировано ГОСТ 356-68. Для условных давлений до $P_y = 200$ кгс/см² пробное давление $P_{пр.} = 1,5P_y$; при более высоких P_y превышение пробного давления над условным постепенно снижается до 25 %.

Рабочей температурой считается наивысшая длительная температура перекачиваемой по трубопроводам среды (без учета кратковременных повышений температуры, допускаемых техническими условиями).

Если арматура в условиях эксплуатации работает при пульсирующих давлениях, частых гидравлических ударах, переменных температурах, особых свойствах среды, ограниченном сроке службы (не более 20 тыс. ч), то при определении допустимого рабочего давления следует учитывать поправочный коэффициент к стандартным значениям. ГОСТ допускает превышение фактического рабочего давления над указанным до 5 %.

Рабочее давление в зависимости от температуры и марки материала разделяют на ряд ступеней. Таких температурных ступеней для чугуна – 6, для бронзы и латуни – 3, для стали – 14.

Основной параметр арматуры – **диаметр условного прохода** D_y – номинальный внутренний диаметр трубопровода, на котором устанавливают данную арматуру. Различные типы арматуры при одном и том же условном проходе могут иметь разные проходные сечения (например, полнопроходный шаровой кран, конический кран с трапециевидным проходом и дроссельный игольчатый клапан).

Не следует путать диаметр условного прохода с диаметром проходного сечения в арматуре, последний часто меньше (арматура с сужением

прохода) или больше D_y (затворы с кольцевым проходным сечением). В то же время условный проход арматуры не совпадает с фактическим проходным диаметром трубопровода. Так, трубопровод из трубы размером 325... 16 мм имеет фактический внутренний диаметр (без учета допусков) 293 мм, а номинальный диаметр – 300 мм.

По размеру условного прохода различают арматуру малых проходов ($D_y < 40$ мм), средних проходов ($D_y = 50...250$ мм) и больших проходов ($D_y > 250$ мм).

1.2. Условные обозначения трубопроводной арматуры

ГОСТ предусматривает условные обозначения арматуры, состоящее из наименования, номера конструктивного типа (римская цифра I, II и т.д.) и исполнения (заглавная буква – А, Б, В и т.д.), условного прохода в мм, условного давления в кгс/см² и номера ГОСТ. Например, вентиль П-А-50-40 ГОСТ 9659-66. Эти стандартные обозначения часто используются проектировщиками.

Однако в каталогах на арматуру, номенклатуре арматуры заводов, ведомостях для заказа арматуры и прейскурантах применяют не стандартные, а отраслевые условные обозначения. Отраслевые обозначения общепромышленной арматуры состоят из ряда цифр и букв (таблица/фигура), например, 15с22нж1. Первые две цифры обозначают конструктивный тип арматуры (табл. 1), следующие за ними буквы – материал корпуса (табл. 2); цифры после букв – порядковый номер модели (одна, две или три цифры, начинающиеся с 0, 1 или 2); если в этих трех цифрах первая больше 2, она означает тип привода (табл. 3). Ручной привод, представляющий собой маховик или рукоятку, не отмечается. Буквы после второй группы цифр – материал деталей уплотнения (табл. 4) или вид внутреннего покрытия корпусаА (табл. 5). Если уплотнительные поверхности выполнены непосредственно на самом корпусе или затворе, их обозначение отсутствует или применяются буквы «бк» (без колец). Иногда после букв, обозначающих материал уплотнения, стоит еще одна цифра, обозначающая вариант конструктивного исполнения. Например, 15с22нж1 (соответствующее указанному выше стандартному обозначению: вентиль П-А-50-40 ГОСТ 9659-66) обозначает: 15 – вентиль, с – стальной, 22 – порядковый номер модели (с ручным приводом – маховиком), нж – с уплотнительными кольцами из нержавеющей стали, 1 – конструктивное исполнение 1.

Условные обозначения арматуры для нефтяной, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности построены по другой систе-

ме. Здесь обычно сначала идет ряд букв, обозначающих сокращенное наименование изделия, а затем цифры, указывающие условное давление. Например, СППКР-40 – специальный полноподъемный пружинный (предохранительный) клапан с рычагом для продувки на $P_y = 40 \text{ кгс/см}^2$. Иногда в обозначение включают еще и условный проход.

Условные графические обозначения арматуры общего назначения по ГОСТ 2.785-70 приведены в табл. 6.

Таблица 1

Условные отраслевые обозначения арматуры

Арматура	Условное обозначение
Кран пробно-спусковой	10
Кран трубопроводный	11
Запорное устройство указателя уровня	12
Вентиль	13, 14, 15
Клапан обратный подъемный и приемный с сеткой	16
Клапан предохранительный	17
Клапан обратный поворотный	19
Регулятор давления	21
Клапан запорный и отсечной	22
Клапан регулирующий	25
Клапан смесительный	27
Задвижка	30, 31
Затвор	32
Конденсатоотводчик	45

Таблица 2

Условные обозначения материала корпуса

Материал корпуса	Условное обозначение
<i>1</i>	<i>2</i>
Углеродистая сталь	с
Лигированная сталь	лс
Коррозионностойкая (нержавеющая) сталь	нж
Серый чугун	ч
Ковкий чугун	кч
Бронза, латунь	б
Алюминий	а
Монель-металл	мн
Пластмассы (кроме винипласта)	п
Винипласт	вн
Керамика, фарфор	к
Титан	тн
Стекло	ск

Таблица 3

Условные обозначения типа приводов

Привод	Условное обозначение
Механический с червячной передачей	3
Механический с цилиндрической зубчатой передачей	4
Механический с конической передачей	5
Пневматический	6
Гидравлический	7
Электромагнитный	8
Электродвигательный	9

Таблица 4

Условные обозначения материала

Материал деталей	Условное обозначение
Бронза, латунь	бр
Монель-металл	мн
Коррозионностойкая (нержавеющая) сталь	нж
Нитрированная (азотированная) сталь	нт
Баббит	бт
Стеллит	ст
Сормайт	ср
Кожа	к
Эбонит	э
Резина	р
Пластмассы (кроме винипласта)	п
Винипласт	вн




Таблица 5






Условные обозначения деталей уплотнителей внутреннего покрытия корпуса

Способ нанесения внутреннего покрытия	Условное обозначение
Гуммирование	гм
Эмалирование	эм
Свинцевание	св
Футерование пластмассой	п
Футерование найритом	н

Таблица 6

Условные графические обозначения арматуры общего назначения по ГОСТ 2.785-70

Арматура	Обозначение
1	2
Вентиль (клапан) запорный: проходной	
угловой	
Вентиль (клапан) трехходовой	

1	2
Вентиль, клапан регулирующий: проходной угловой	
Клапан обратный (невозвратный): проходной угловой	
Примечание. Движение рабочей среды через клапан должно быть направлено от белого треугольника к черному	
Клапан предохранительный: проходной угловой	
Клапан дроссельный	
Клапан редукционный	
Примечание. Вершина треугольника должна быть направлена в сторону повышенного давления	
Клапан воздушный автоматический (вентуз)	
Задвижка	
Затвор поворотный	
Кран: проходной угловой	
Кран трехходовой: общее обозначение с T-образной пробкой с L-образной пробкой	
Кран четырехходовой	

1.3. Способы присоединения арматуры к трубопроводу

Присоединения арматуры к трубопроводу (рис. 1) бывают разъемными (фланцевое, муфтовое, цапковое) и неразъемными (сварное и паяное). Наиболее распространено фланцевое присоединение. Преимущества флан-

цевого присоединения арматуры – возможность многократного монтажа и демонтажа на трубопроводе, хорошая герметизация стыков и удобство их подтяжки, большая прочность и применимость для очень широкого диапазона давления и проходов. Недостатки – возможность ослабления затяжки и потери герметичности со временем (особенно в условиях вибрации), повышенная трудоемкость сборки и разборки, большие габаритные размеры и масса. Эти недостатки фланцев особенно сказываются на трубопроводах больших диаметров, рассчитанных на средние и высокие давления.

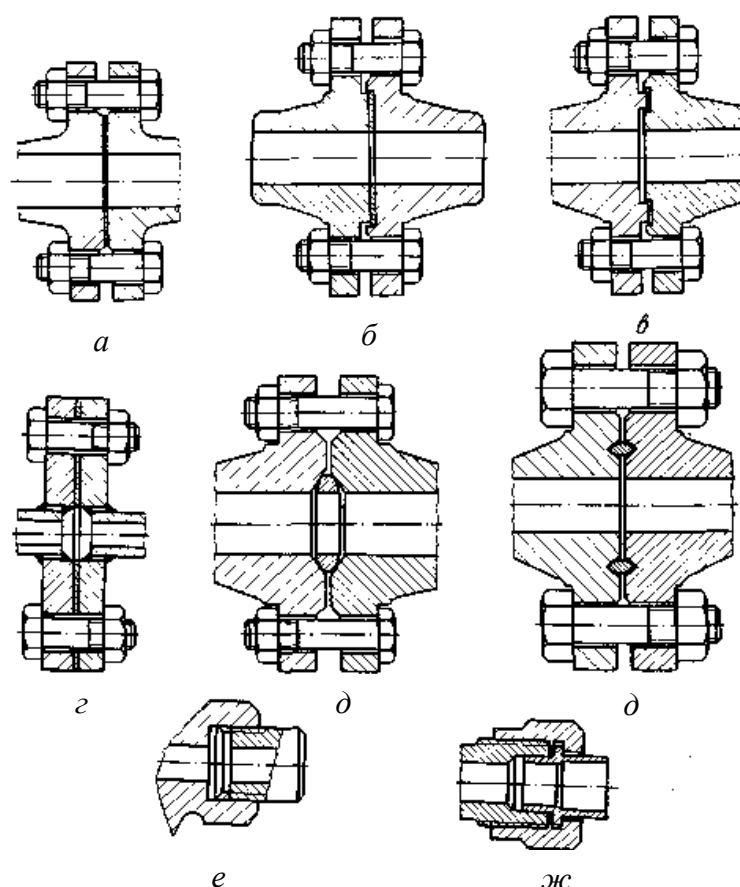


Рис. 1. Основные типы присоединения арматуры к трубопроводу:

a – фланцевое (фланцы литые с соединительным выступом и плоской прокладкой); *б* – фланцевое (фланцы стальные приварные встык с уплотнением типа выступ-впадина с плоской прокладкой); *в* – фланцевое (фланцы литые с уплотнением типа шип-паз с плоской прокладкой); *г* – фланцевое (фланцы стальные плоские приварные с плоской прокладкой); *д* – фланцевое (фланцы стальные литые с линзовой прокладкой); *е* – фланцевое (фланцы стальные литые с прокладкой овального сечения); *ж* – муфтовое; *з* – цапковое

При сборке такого соединения затягивают специальным инструментом десятки шпилек большого диаметра. Для затяжки таких фланцевых соединений часто требуется бригада слесарей. С увеличением условного

давления и проходного сечения фланцев увеличивается масса как самой арматуры, так и всего трубопровода (с учетом ответных фланцев) и повышается расход металла. В связи с указанными недостатками фланцевых соединений, а также увеличением диаметров трубопроводов и их рабочих давлений все большее распространение получает арматура с патрубками под приварку. Такой арматурой, в частности, оснащают магистральные газо- и нефтепроводы.

Преимущества присоединения арматуры к трубопроводу сваркой велики. Это, прежде всего, полная и надежная герметичность соединения, что особенно важно для трубопроводов, транспортирующих взрывоопасные, токсичные и радиоактивные вещества. Кроме того, сварное соединение не требует никакого ухода и подтяжки, что очень важно для магистральных трубопроводов, где желателен минимум обслуживания. Сварное соединение дает большую экономию металла и снижает массу арматуры и трубопровода. Особенно эффективно применение арматуры с концами под приварку на таких трубопроводах, где сам трубопровод монтируется целиком при помощи сварки.

Недостатком сварных соединений является повышенная сложность демонтажа и замены арматуры, т.к. для этого ее приходится вырезать из трубопровода.

Для мелкой арматуры, особенно чугунной, наиболее часто применяют муфтовое присоединение. При этом концы арматуры имеют вид муфт с внутренней резьбой. Поскольку для мелкой арматуры фланцы имеют относительно большую массу (часто одного порядка с массой арматуры без фланцев), то применение фланцев в таких условиях ведет к неоправданному увеличению расхода металла. Кроме того, затяжка болтов у фланцевых соединений небольшого диаметра более трудоемка, чем затяжка муфтового соединения, и требует применения специальных тарированных ключей.

Муфтовое соединение используют обычно в литой арматуре, поскольку литьем проще всего получить наружную конфигурацию муфты (шестигранник под ключ). В связи с этим основная область применения муфтовых соединений – арматура низких и средних давлений. Для мелкой арматуры высоких давлений, которую обычно изготавливают из поковок или проката, чаще всего применяют цапковое соединение с наружной резьбой под накидную гайку.

Фланцевые соединения трубопроводов и арматуры, рассчитанные на условное давление 1 – 200 кгс/см², стандартизованы. При этом стандартизуют типы фланцев (ГОСТ 1233-67), их присоединительные размеры (ГОСТ 1234-67), конструкции, исполнительные размеры и технические

требования. В особых, технически обоснованных случаях (при ударной или повышенной нагрузке, кратковременности срока службы, специфических свойствах среды – токсичности, взрывоопасности, химической агрессивности и др.) стандартом разрешается изготовление фланцев по отраслевым нормам или чертежам, отступающим от ГОСТ, но с обязательным выполнением присоединительных размеров по ГОСТ 1234-67.

Фланцы, как правило, выполняют круглыми. Исключение составляют только чугунные фланцы, стягиваемые четырьмя болтами, рассчитываемые на давление P_y , не выше 40 кгс/см². Их допускается выполнять квадратными.

Стандартные фланцы арматуры разделяют на несколько типов по конструкции прокладочного соединения. Простейший из них – с гладкой лицевой поверхностью (с соединительным выступом или без него), незащищенного типа, без выточки под прокладку. Эти фланцы наиболее просты для монтажа и демонтажа арматуры и для замены прокладок, однако герметичность создаваемого ими соединения наименее надежна.

Фланцы, рассчитанные на высокие давления (от 40 до 200 кгс/см²) применяют с зубчатыми стальными прокладками, на низкие – с мягкими или имеющими мягкую сердцевину прокладками. Для защиты мягких прокладок от выбивания давлением рабочей среды в арматуре применяют фланцы с впадиной под прокладку. Ответные фланцы при этом выполняют с выступом, так что снаружи прокладки фланцы образуют защищающий ее замок. Такие фланцы применяют с мягкими прокладками или металлическими, имеющими мягкую сердцевину. Третий тип фланцев арматуры, рассчитанный на такие же прокладки, что и предыдущий, – фланцы с пазом под прокладку. Ответные фланцы имеют шип. Таким образом, прокладка защищена замком фланцев как снаружи, так и изнутри, что повышает надежность соединения. Однако монтаж, демонтаж арматуры и замена прокладок здесь несколько затруднены по сравнению с фланцами первого типа.

Для высоких давлений, начиная с $P_y = 64$ кгс/см², во фланцах применяют уплотнения еще двух стандартных типов – под линзовую прокладку и под прокладку овального сечения. Эти уплотнения более экономичны и надежны при высоких давлениях, чем обычные плоские прокладки. В таких фланцевых соединениях прокладки касаются уплотнительных поверхностей фланцев теоретически по линии, а практически по очень узкому кольцу. Это позволяет при равных габаритных размерах фланцев и усилиях затяжки создавать гораздо большие удельные давления на уплотнении. Таким образом, становится возможным применение массивных стальных прокладок высокой прочности и долговечности вместо обычных мягких.

1.4. Техническое обслуживание и ремонт запорной арматуры

Контроль работоспособности арматуры

Вся вновь устанавливаемая отечественная и импортная арматура должна иметь сертификат соответствия требованиям стандартов и нормативных документов.

Предприятия должны осуществлять учет срока службы, наработки и количества циклов включения арматуры.

Технологический режим работы запорной арматуры с указанием диапазона перепада давления (до и после арматуры), максимального рабочего давления, обязательности местного и дистанционного управления устанавливается на основании проектной документации, утверждается главным инженером предприятия и доводится до сведения эксплуатационно-ремонтного персонала.

При аварийных ситуациях запорная арматура может эксплуатироваться непродолжительное время в режиме дросселирования с частично открытым запорным органом в соответствии с инструкциями по эксплуатации.

Арматура считается работоспособной, если:

- обеспечиваются прочность и плотность материалов деталей и сварных швов, работающих под давлением;
- не наблюдается пропуск среды и потение сквозь металл и сварные швы;
- обеспечивается герметичность сальниковых уплотнений и фланцевых соединений арматуры по отношению к внешней среде;
- обеспечивается герметичность затвора арматуры в соответствии с паспортом на запорную арматуру;
- обеспечивается плавное перемещение всех подвижных частей арматуры без рывков и заеданий;
- электропривод обеспечивает плавное перемещение затвора, открытие и закрытие в течение времени, указанного в паспорте;
- обеспечивается отключение электропривода при достижении затвором крайних положений и повышении крутящего момента допустимого значения на бугельном узле.

При невыполнении любого из этих условий арматура считается неработоспособной и выводится из эксплуатации.

Работоспособность арматуры характеризуется также показателями надежности. К показателям надежности относятся срок службы арматуры, назначенный ресурс в циклах «открыто-закрыто», назначенный срок служ-

бы до ремонта, вероятность безотказной работы в течение назначенного ресурса.

Неработоспособность арматуры определяется критериями отказов и предельных состояний.

Критериями отказов являются потеря герметичности по отношению к внешней среде; пропуск среды в затворе сверх допустимого; отсутствие рабочих перемещений запорного органа (заклинивание подвижных частей) при открытии и закрытии арматуры; увеличение времени срабатывания сверх допустимого; выход из строя электропривода.

Критериями предельных состояний являются разрушение или потеря плотности основного материала и сварных швов; изменение геометрических размеров сопряженных деталей (вследствие износа или коррозионного разрушения).

При достижении назначенного срока службы запорная арматура подвергается переосвидетельствованию с целью определения ее технического состояния и возможности продления сроков эксплуатации.

Показатели надежности, критерии отказов и предельных состояний указываются в паспортах на арматуру.

Контроль работоспособности и технического состояния арматуры осуществляется внешним осмотром, диагностированием и испытаниями.

При внешнем осмотре проверяются: состояние и плотность материалов и сварных швов арматуры; плавность перемещения всех подвижных частей арматуры и электропривода; исправность электропривода и электрооборудования; герметичность арматуры по отношению к внешней среде, в том числе: герметичность прокладочных уплотнений; герметичность сальниковых уплотнений.

В работоспособном состоянии запорной арматуры пропуск среды через сальниковое и прокладочное уплотнения не допускается.

Техническое состояние задвижки в процессе эксплуатации может определяться диагностическим контролем. Для определения технического состояния корпуса и сварных швов задвижки применяются акустико-эмиссионный (АЭ), ультразвуковой (УЗК) и другие методы неразрушающего контроля.

Диагностический контроль задвижки совмещают по срокам с капитальным ремонтом, а также осуществляют при выявлении чрезмерных напряжений на патрубках или возникновении предельных состояний.

После капитального ремонта арматура подвергается испытаниям на прочность и плотность материалов и сварных швов, герметичность по отношению к внешней среде, герметичность затвора и работоспособность в

соответствии с требованиями ГОСТ 5762 и нормативно-технической документации на капитальный ремонт запорной арматуры.

Испытание на прочность и плотность материала задвижки в сборе проводится при открытом затворе и заглушенных патрубках давлением P_{np} ($P_{np} + 1,5P_n$, где P_n – давление номинальное). Испытания на прочность и плотность проводятся при постоянном давлении в течение времени, необходимого для осмотра задвижки. Пропуск среды и потение сквозь металл и сварные швы не допускаются.

Испытание арматуры на герметичность затвора проводится в соответствии с табл. 7 и требованиями ГОСТ 9544.

Минимальная продолжительность испытаний на герметичность затвора приведена в табл. 8.

Максимально допустимые значения протечек в затворе по классам герметичности указаны в табл. 9.

Таблица 7

Испытание затвора на герметичность

Номинальный размер (условный проход) D_n , мм	Номинальное давление P_n , МПа (кгс/см ²)	Параметр испытания затвора на герметичность
$D_n \leq 80$	$P_n \leq 0,1$ (1)	Вода – давлением $1,1 P_n$ или воздух – давлением 0,6 – 0,05 МПа
$D_n \geq 100$	$P_n \geq 5,0$ (50)	
$D_n \leq 200$	$P_n \leq 6,3$ (63)	
$D_n \geq 250$	$P_n \geq 0,1$ (1)	

Таблица 8

Минимальная продолжительность испытаний на герметичность затвора

Номинальный размер D_n , мм	Минимальная продолжительность испытаний, с	
	уплотнение «металл по металлу»	уплотнение неметаллическое
$D_n \geq 50$	15	15
$65 \leq D_n \leq 200$	30	15
$25 \leq D_n \leq 400$	60	30
$D_n \leq 500$	120	60

Таблица 9

Максимально допустимые протечки (в см²/мин) в затворе при различных испытательных средах

Испытательная среда	Класс герметичности			
	А	В	С	Д
Вода	Нет видимых протечек	$0,0006 D_n$	$0,0018 D_n$	$0,006 D_n$
Воздух	Истечение отсутствует	$0,018 D_n$	$0,18 D_n$	$1,8 D_n$

Примечания:

1. При определении протечек номинальный диаметр D_n принимается в миллиметрах.
2. Значения протечек соответствует случаю истечения в атмосферу.
3. Класс герметичности для запорной арматуры указан в ТУ и паспорте на конкретный вид арматуры.
4. Испытательная среда выбирается в зависимости от назначения арматуры.
5. Температура испытательной среды – от 5 до 40 °С.
6. Погрешность измерения протечек не должна превышать:
 $\pm 0,01 \text{ см}^3/\text{мин}$ – для протечек менее $0,1 \text{ см}^3/\text{мин}$;
 $\pm 0,5 \%$ – для протечек более $0,1 \text{ см}^3/\text{мин}$.
7. Сбор протечек осуществляется шприцем, измерение величины протечек – мензуркой (ГОСТ 1770) с ценой деления $0,1 \text{ см}^3$

Испытание арматуры на герметичность по отношению к внешней среде проводится давлением $1,1 P_n$ в течение времени, необходимого для осмотра уплотнений и соединений. Проверяется герметичность верхнего уплотнения крышки – шпindel при ослабленных креплениях сальникового уплотнения и полностью поднятом шпинделе задвижки. Проверяется герметичность сальникового уплотнения и прокладки между крышкой и корпусом. Протечки среды не допускаются. Метод контроля – визуальный.

Испытание на работоспособность арматуры осуществляется включением электропривода на три полных цикла «открыто-закрыто».

Подвижные детали должны перемещаться без рывков, заеданий и заклинивания. Проверяется ручное управление задвижкой вращением штурвала в обе стороны.

В закрытом состоянии задвижка подвергается перепаду давления, величина которого устанавливается согласно инструкции по эксплуатации завода-изготовителя. Также проверяются плавный ход движения затвора задвижки, работа электропривода с дистанционным и местным управлением, путевые выключатели на отключение электродвигателя при достижении запорным органом арматуры крайних положений, настраиваются моментные выключатели – на отключение электродвигателя при достижении электроприводом арматуры предельного значения крутящего момента при заедании запорного органа или подвижных частей арматуры. При этом контролируются время действия и величина тока электропривода, которые должны находиться в пределах номинальных значений.

При нормальной работе запорно-регулирующего органа крутящий момент $M_{кр}$ не должен отклоняться от номинального более чем на 10 %.

Определение значения $M_{кр}$ осуществляется измерением величины тока электропривода. Номинальному значению $M_{кр}$ соответствует номинальное значение силы тока электродвигателя.

Изменение величины силы тока электропривода от номинального значения свидетельствует о неисправности электропривода или элементов задвижки, приводящих затвор в движение.

Повышение силы тока свидетельствует о неисправности запорно-регулирующего органа.

Уменьшение силы тока свидетельствует о неисправности электродвигателя или системы электроснабжения и коммутации.

Изменение силы тока на 10 % от номинального считается критическим.

На действующих магистральных нефтепроводах арматура также подвергается испытаниям на прочность и плотность материалов и сварных швов, герметичность по отношению к внешней среде, герметичность затвора и работоспособность. Проведение испытания арматуры совмещается по срокам с испытанием нефтепроводов или осуществляется после выполнения капитального ремонта нефтепровода.

Режим испытания и испытательные давления устанавливаются в зависимости от срока, параметров эксплуатации нефтепроводов согласно нормативным документам, регламентирующим проведение испытаний на действующих нефтепроводах.

Классы герметичности запорной арматуры

Основное назначение запорной арматуры – обеспечение герметичности по отношению к внешней среде (сальник, соединения корпуса с крышкой и трубопроводом). Наиболее важное значение имеет герметичность в затворе, поскольку пропуск через другие соединения во внешнюю среду обычно легко обнаружить и ликвидировать, например, подтягиванием болтов. Пропуск в затворе при эксплуатации даже сложно зафиксировать, а для его устранения требуются обычно демонтаж арматуры из трубопровода, разборка и притирка уплотнения. В то же время именно пропуск в затворе может оказывать решающее влияние на ход технологического процесса. В связи с этим герметичность затвора нормирована ГОСТ 9544-60 и ее проверяют специальными испытаниями. Методику испытаний на герметичность устанавливают техническими условиями на изготовление арматуры. Требования к герметичности затвора арматуры определяются свойствами того технологического процесса, который арматура обслуживает, и должны быть экономически обоснованы и оптимальны.

Затворы арматуры по степени герметичности ГОСТ 9544-60 разбиты на три класса (табл. 10). Нормы допустимого пропуска среды через затвор арматуры даны в зависимости от класса плотности и условного прохода (табл. 11). С увеличением условного прохода растет периметр уплотнения, а, следовательно, и количество пропускаемой среды при одинаковом качестве изготовления и пригонки уплотнительных поверхностей.

Таблица 10

**Классы плотности арматуры в зависимости от ее назначения
(по ГОСТ 9544-60)**

Класс плотности	Назначение	Среда для испытания на плотность
I	Арматура для опасных сред, энергетических и ответственных установок, а также концевая арматура	Вода, керосин, воздух
II	Арматура для безопасных сред	Вода, воздух
III	Арматура для безопасных сред на $P_y \leq 40$ кгс/см ²	Вода

Примечание. Классификация распространяется на все виды затворов (запорной арматуры) с $D_y < 2\ 000$ мм на $P_y < 200$ кгс/см²

Таблица 11

**Допускаемый пропуск среды при испытании арматуры на плотность
(ГОСТ 9544-60)**

Класс плотности	Максимальный пропуск через затвор для воды и керосина (в см ³ /мин) и для воздуха (в дм ³ /мин) при условном проходе, мм									
	До 50	70	80 – 100	125 – 150	200 – 250	300 – 400	500 – 600	800 – 1 000	1 200 – 1 400	1 600 – 2 000
I	Пропуск не допускается						1	3	5	7
II	Пропуск не допускается			1	2	3	5	8	12	18
III	Пропуск не допускается*	1	2	3	7	12	20	40	70	100

* Допускается образование росы на краях уплотняющих поверхностей, не превращающейся в стекающие капли (при испытании водой и керосином), а также образование неотрывающихся пузырьков (при испытании воздухом)

Типовой объем работ по техническому обслуживанию

В объеме технического обслуживания проводятся следующие работы:

– мелкий ремонт аппаратуры, не требующий специальной остановки магистральных насосов (чистка наружных поверхностей, обслуживаемых площадок, устранение подтеков масла и т.д.);

- визуальная проверка состояния всех частей запорной арматуры, исключая электропривод, наличия смазки в подшипниках и редукторе, ее пополнение;
- проверка состояния и крепления клемм электродвигателя, проверка защиты электродвигателя от перегрузок и перекоса фаз;
- проверка срабатывания конечных выключателей, их ревизия;
- проверка срабатывания муфты ограничения крутящего момента;
- проверка герметичности сальникового уплотнения и фланцевых соединений.

Операция по ремонту сальниковых уплотнений согласно инструкции по эксплуатации завода-изготовителя.

Для обеспечения герметичности разъёмного соединения два раза в год (весной и осенью) проводится обтягивание фланцевых соединений. Обтяжка болтов и гаек осуществляется крест-накрест, без перекосов. При обнаружении течи во фланцевом соединении проводится равномерная обтяжка болтов и гаек; если умеренная обтяжка фланцев не дает положительных результатов и утечка продолжается, производится замена прокладки согласно инструкции по эксплуатации завода-изготовителя.

В объеме технического обслуживания обратного клапана проводятся следующие работы:

- проверка герметичности уплотнений, устранение обнаруженных утечек;
- проверка работоспособности демпфирующих устройств (амортизаторов) и их восстановление.

Типовой объем работ при текущем ремонте

При текущем ремонте проводятся все операции технического обслуживания, а также: для клиновых или шиберных задвижек – удаление воздуха из задвижки; подготовка необходимых ремонтных приспособлений, транспортных и подъемных механизмов; снятие редуктора с электроприводом, разборка редуктора и электропривода, очистка и промывка деталей, дефектация, замена изношенных деталей, смазка редуктора и механической части электропривода, их сборка; проверка и подтяжка контактных соединений электропривода, восстановление изоляции выходных концов проводов, проверка состояния уплотнителей взрывозащиты шарикоподшипников электродвигателя, правильности посадки крыльчатки вентилятора электродвигателя, замена дефектных деталей электродвигателей; проверка состояния подшипникового узла штока задвижки после его фиксации, определение степени износа резьбовой втулки штока; устранение следов коррозии штока, при необходимости; прогонка шпинделя по гайке на всю рабочую длину; подтяжка шпилек разье-

ма корпуса, полная сборка и установка электропривода на задвижку; регулировка конечных выключателей на открытие и закрытие, муфты ограничения крутящего момента на отключение по допустимым значениям.

Текущий ремонт запорной арматуры осуществляется без демонтажа.

При текущем ремонте может проводиться контроль технического состояния корпуса арматуры неразрушающими методами (измерениями толщины, ультразвуковой контроль сварных швов, магнитопорошковый контроль для обнаружения полуповерхностных и поверхностных трещин, капиллярный контроль для обнаружения трещин, измерение механических напряжений на патрубках арматуры и другие методы).

Типовой объем работ при капитальном ремонте

При капитальном ремонте проводятся все операции текущего ремонта, а также:

- полная разборка и дефектация всех деталей и узлов, восстановление и замена пришедших в негодность в результате коррозии, чрезмерного механического износа узлов и базовых деталей запорной арматуры;
- для обратного клапана – проверка состояния комплектующих узлов и деталей, очистка и их дефектация, обследование состояния наружной поверхности и внутренней полости корпуса клапана; при обнаружении проникающей ржавчины или трещин в корпусе клапан отбраковывается.

Капитальный ремонт задвижек производится БПО (ЦБПО) или специализированной организацией по разработанным техническим картам.

Демонтаж подлежащих капитальному ремонту задвижки, обратного клапана производится согласно плану производства работ, утвержденному главным инженером НУ (ЛПДС).

Нормативы технического обслуживания и ремонта

Для трубопроводной арматуры НПС межремонтный цикл и виды ремонта устанавливаются с учетом показателей надежности, срока эксплуатации и наработки циклов «открытие-закрытие», результатов диагностических контролей и испытаний, оценки технического состояния арматуры при проведении предыдущего ремонта или ТО.

Периодичность технического обслуживания и ремонта представлена в табл. 12.

1.5. Выбор типа запорной арматуры в зависимости от условий работы

Для выбора запорной арматуры необходимо иметь полные данные о системе, где собираются применять арматуру, назначении арматуры и условиях ее работы.

Периодичность технического обслуживания и ремонта арматуры

Наименование оборудования	Периодичность				
	ТО, мес.		Контроль герметичности загвора, лет (циклов)	Т, мес.	К, лет (циклов)
	Осмотры, чистка, смазка	Смена смазки, набивка сальника и т.д.			
Задвижки стальные					
Диаметром 50 – 350 мм	3	6	2 (220)	12	10 – 12 (1 450)
Диаметром 350 – 1 220 мм:					
на $P_{раб}$ от 1,6 до 2,5 МПа	1	6	2 (250)	36	10 – 12 (1 450)
на $P_{раб}$ от 2,5 до 7,5 МПа	1	6	2 (220)	12	8 – 10 (1 450)
Обратные клапаны	3	6	2		12
Примечание. Если в паспорте задвижки указаны показатели надежности по сроку службы до ремонта и среднему ресурсу, то периодичность проведения ремонта задвижки устанавливаются согласно этим показателям					

Запорную арматуру выбирают в зависимости от конкретных условий и особенностей технологического процесса, а также от вида и физических свойств перекачиваемой рабочей среды (нефть, керосин, вода, газ, воздух, пульпа, шлам, суспензия и др.), характера работы арматуры (частота срабатывания, преобладающее закрытое или открытое рабочее положение), вида нагрузок в гидравлической системе (устойчивый режим, пульсация давления, динамические и ударные нагрузки, вибрации), температурного режима трубопровода и окружающей среды. При выборе арматуры следует учитывать также ее габаритные размеры и массу с учетом места для ее установки (например, для параллельных трубопроводов), стационарный или передвижной характер всей системы. Применение того или иного типа запорной арматуры определяют также такими факторами, как вид энергии для привода, необходимость ручного или механического привода, дистанционного или автоматического управления, быстрота закрывания и открывания, наличие в приводе аварийного дублера с независимым источником энергии (в частности, ручного дублера).

На выбор арматуры значительно влияют химическая активность рабочей среды и ее коррозионные свойства. Они определяют марку материала корпусных деталей арматуры и уплотнения.

При выборе арматуры необходимо учитывать ее долговечность и ремонтпригодность. Эти характеристики связаны с расчетным сроком службы самой установки, где применяют арматуру, а также с проектируемой в дальнейшем модернизацией или автоматизацией системы.

В системах, где затруднено обслуживание и где выход арматуры из строя может повлечь серьезные последствия, основной характеристикой для выбора запорной арматуры может стать надежность ее работы.

Наконец, один из решающих факторов при выборе арматуры – ее экономичность. Экономичность следует рассматривать комплексно, для всего народного хозяйства в целом. При этом учитывают цену арматуры, стоимость обслуживания ее, а также ее влияние на экономические показатели всего производства.

Среди конкретных условий для каждого технологического процесса наиболее важным является требуемая герметичность. При этом к запорной арматуре предъявляются самые различные требования – от абсолютной герметичности до допускаемого пропуска относительно больших размеров. Здесь следует учитывать, что в газообразных средах при уплотнении типа «металл по металлу» абсолютной герметичности достичь невозможно. Однако фиксация пропуска среды зависит в сущности от метода контроля. Обычные визуальные методы контроля могут не зафиксировать пропуск среды, если он очень мал. При очень жестких требованиях к герметичности для контроля следует применять специальные течеискатели и т.д.

Из всех видов запорной арматуры наиболее герметичны вентили. Это объясняется тем, что в вентиле безопасно для уплотнительных поверхностей можно создать наиболее высокие удельные давления в затворе (потому что там отсутствует перемещение уплотнительных поверхностей во взаимном контакте и тем самым резко снижается опасность задиранья). Кроме того, для высоких давлений стали применять шаровые краны. В этих кранах (с плавающей пробкой) для уплотнения обычно используют усилие от давления рабочей среды (в то время как в вентилях с подачей под золотник оно, наоборот, мешает герметизации). Условный проход вентиля ограничен и практически тем меньше, чем выше рабочее давление. **Предельный условный проход** вентиля колеблется от 400 мм (при низких давлениях) до 150 мм (при высоких давлениях). Для средних и больших проходов надо применять задвижки, краны со смазкой или шаровые краны.

При высоких давлениях и больших проходах стали применять шибберные задвижки, использующие для герметизации рабочее давление сре-

ды. Они более просты и экономичны, чем клиновые или параллельные двухдисковые задвижки. Уплотнение в корпусе в них, как правило, выполняют из пластмассы или резины, а запорный элемент (шибер) – из стали.

Шиберные задвижки практически имеют любые размеры. Известны конструкции, применяемые на трубопроводах с условным проходом свыше 1 200 мм при давлении 150 кгс/см². Однако при низких давлениях, где усилия, создаваемого напором среды, зачастую бывает недостаточно для герметизации, шиберные задвижки могут не удовлетворять поставленным требованиям. В этих условиях надежную герметичность обеспечивают клиновые задвижки, а также краны со смазкой. Следует иметь в виду, что конические краны со смазкой практически эффективны для диаметров условного прохода не более 300 мм, т.к. при больших проходах их изготовление становится слишком трудоемким (ввиду очень большой площади контактной поверхности, по которой надо обеспечить прилегание пробки к корпусу).

На трубопроводах диаметром более 300 мм следует применять задвижки либо шаровые краны со смазкой или неметаллическим уплотнением.

Для рабочих давлений до 10 – 16 кгс/см² при малых и средних проходах и до 2,5 – 6 кгс/см² при больших проходах наиболее экономичны дисковые затворы с резиновым уплотнением. Они обеспечивают герметичность, однако не столь надежно как вентили, задвижки и краны. Вследствие этого дисковые затворы применяют в менее ответственных случаях эксплуатации.

Физические свойства среды оказывают существенное влияние на выбор типа запорной арматуры. Если рабочая среда содержит твердые включения, которые могут налипать на уплотнительные поверхности, то применять клиновые задвижки не рекомендуется, т.к. при этом они могут не обеспечить необходимой герметичности вследствие защемления твердых частиц между уплотнительными поверхностями.

В таких средах лучше применять параллельные двухдисковые задвижки с принудительной очисткой уплотнений при закрывании. В средах типа суспензий и шламов весьма успешно применяют шаровые краны с пластмассовыми седлами.

Если из рабочей среды выпадает осадок или среда застывает (например, заполимеризовывается), применять вентили обычного типа, особенно задвижки, нежелательно, т.к. эти виды запорной арматуры имеют застойные зоны в корпусе, а запорный элемент их при срабатывании перемещается. Кроме того, в застойных зонах могут скапливаться отложения, что за-

трудняет перемещение запорного элемента и управление арматурой. Здесь наиболее подходящим типом арматуры являются краны как конические, так и шаровые. В конических кранах отсутствуют застойные зоны, а в шаровых они не опасны, т.к. запорный элемент (сферическая пробка) не перемещается в корпусе при срабатывании крана.

Большую роль при выборе арматуры играет агрегатное состояние рабочей среды (жидкое или газообразное). Газообразные среды значительно труднее уплотнять, чем жидкие, поэтому первые требуют применения арматуры с более высокой герметичностью.

Важное физическое свойство жидкой среды – ее смачивающая способность по отношению к поверхности уплотнения. Известно, что керосин хорошо смачивает металлические поверхности, значит, легко проникает в малейшие неплотности. К арматуре, работающей на керосине, предъявляются такие же высокие требования по герметичности, как и к работающей на газообразной среде. Из газов наибольшая герметичность запорной арматуры требуется для водорода и гелия.

Для высоковязких продуктов (каменноугольный пек, различные смолы и др.) для облегчения их транспортировки необходимо применять арматуру с обогревом – вентили и краны. Наиболее часто применяют обогрев высококипящими органическими теплоносителями и водяным паром. С этой целью краны и вентили снабжаются герметичными рубашками, окружающими корпус, через которые прокачивается обогревающая среда. Реже применяют арматуру с электрообогревом.

Иногда вместо обогрева приходится охлаждать арматуру, чтобы предотвратить полимеризацию или разложение среды. Для охлаждения используют такие же рубашки, как и для обогрева. Для чугунной арматуры рубашки обычно выполняют литыми, для стальной – приварными (такие рубашки проще в изготовлении и снижают брак литья при производстве).

Особые требования предъявляются к арматуре для трубопроводов сжиженного газа. Сжиженный природный газ имеет плохую смазывающую способность и, кроме того, хорошо растворяет масла и смазки. Большинство резин впитывает сжиженный газ, разбухает и прилипает к металлу. Малую набухаемость имеют резины на основе синтетического акрилонитрильного каучука (пербутана). Вследствие низкой стойкости смазок в сжиженном газе для таких трубопроводов не рекомендуется применять краны со смазкой. В США на трубопроводах для сжиженных газов широко применяют шаровые краны с пластмассовым уплотнением. В этой среде хорошо работают такие пластмассы, как фторопласт, нейлон, полиэтилен. На трубопроводах сжиженного газа желательно использовать запорную арматуру с верхним уплотнением, чтобы перенабивать сальник без остановки транспорта газа.

В химически агрессивных средах требуется применять арматуру из коррозионностойких материалов, чтобы обеспечить стойкость не только корпусных деталей, узла шпинделя и запорного элемента, но и уплотнительных поверхностей затвора и сальникового уплотнения. Арматуру из кислотостойкой стали и специальных сплавов имеет смысл использовать в средах только с высокими рабочими давлениями, повышенными температурами (когда пластмассы резко снижают прочность) или для ответственных условий работы. Во всех прочих случаях следует применять гуммированную, футерованную пластмассами, керамическую, эмалированную и цельнопластмассовую арматуру с учетом стойкости соответствующих неметаллических материалов в рабочей среде.

Для установок, в которых рабочая среда является радиоактивной и токсичной и пропуск среды через сальник недопустим, следует применять бессальниковую арматуру. Из различных типов такой арматуры наиболее надежны сальниковые вентили. Их используют для самых ответственных условий эксплуатации. Другие типы арматуры с сальниками применяют весьма редко, т.к. это вызывает большие конструктивные трудности (для задвижек сложно обеспечить большой ход, а для кранов – вращательное движение). Бессальниковая арматура, в которой не используются сальники (диафрагмовые вентили, шланговые затворы и др.), недостаточно надежна и, главное, пригодна только для весьма ограниченного диапазона рабочих давлений и температур.

Важное значение при выборе арматуры имеет учет характера ее работы. Например, когда основное (преобладающее по времени) рабочее положение арматуры – открытое, а среда имеет какие-либо включения или химически агрессивна, применение задвижек и вентиляей не всегда удачно. В открытом положении уплотнительные поверхности арматуры этих типов оголены. Подвергаясь длительному воздействию среды, они могут покрыться осадком или подвергнуться коррозии, что отрицательно повлияет на герметичность при закрывании. В системах с таким режимом работы предпочтительнее применять краны.

При работе арматуры с частым срабатыванием вентили обычно предпочтительнее задвижек, т.к. у последних значителен износ уплотнения при открывании и закрывании. Краны с металлическим уплотнением без смазки также быстро изнашиваются при частом манипулировании.

При резких колебаниях давления в системе, вызывающих ударные нагрузки в арматуре, применять чугунную и эмалированную арматуру нежелательно вследствие хрупкости чугуна и эмалевого покрытия. При вибрациях лучше работает арматура с резиновым уплотнением, поскольку резина гасит колебания.

Когда запорная арматура помимо своего основного назначения используется и для дросселирования потока, не следует применять клиновые задвижки. При неполном открытии прохода из-за турбулентности потока свободно висящий в нем клин начинает вибрировать. Эти вибрации приводят к появлению рисок и задиров на уплотнительных поверхностях, нарушающих герметичность. Шибберные задвижки, имеющие цельный шиббер с отверстием для прохода среды в открытом положении, значительно меньше подвержены вибрациям. Это объясняется тем, что в таких задвижках запорный элемент (шиббер) в промежуточном положении находится в контакте с уплотнительными поверхностями, а не висит свободно, как клин в клиновой задвижке. Таким образом, шибберные задвижки при необходимости можно применять и для дросселирования потока, как и краны. Следует подчеркнуть, что режим дросселирования вообще неблагоприятен для работы запорной арматуры, т.к. ее долговечность снижается еще и из-за эрозии, обусловленной повышенными скоростями потока.

Высокие рабочие температуры ограничивают выбор арматуры прежде всего за счет материалов. Практически все пластмассы (за исключением фторопласта) работоспособны только при температурах до 100 °С (а большей частью – и при значительно более низких). Для арматуры из фарфора, керамики и эмалированной опасны не столько повышенные температуры, сколько резкие их изменения (термический удар). Арматура из серого чугуна надежно работает только при температурах до 160 – 200 °С, из ковкого чугуна – до 300 – 400 °С.

Шаровые краны с седлами из фторопласта можно эксплуатировать в интервале температур от –200 до +260 °С. Шаровые краны с графитовыми седлами можно применять при рабочей температуре до +540 °С.

Что касается конструктивных вариантов, то, например, задвижки с цельным клином применяют преимущественно при рабочих температурах до 250 °С, а клиновые двухдисковые – при более высоких температурах (когда имеется опасность заклинивания цельного клина из-за неравномерности температурных деформаций).

При минусовых температурах предел прочности большинства материалов повышается, но падает ударная вязкость (повышается хрупкость). При весьма низких температурах хорошо работают латуни и никелевые сплавы, а из пластмасс – фторопласт.

К установке арматуры в помещениях, где ограничено пространство, предъявляются особые требования. Минимальные габаритные размеры имеют дисковые затворы (ограничения в их применении указывались выше). Весьма малые размеры имеют также краны. При этом конические

краны по сравнению с шаровыми имеют меньшую строительную длину, но большую высоту. Вентили по высоте больше кранов, но меньше задвижек. Строительная длина задвижек невелика, особенно шиберных, но зато их высота максимальна среди всех типов запорной арматуры.

По использованию приводов в запорной арматуре можно отметить следующее. Задвижки можно применять практически с любым приводом, кроме электромагнитного (потому что большой рабочий ход задвижек электромагниты не обеспечивают). Вентили также используют с самыми разнообразными типами приводов, в т.ч. и с электромагнитными. Краны с электрическими приводами применяют сравнительно редко, что объясняется быстротой срабатывания крана и необходимостью большой редукации от электродвигателя. Наиболее часто краны имеют ручной, пневмо- или гидропривод. Это же относится к дисковым затворам, которые (наряду с кранами) наиболее быстро срабатывают (всего четверть оборота вала привода). Медленнее срабатывают вентили, хотя имеются конструкции быстродействующих вентилях, в частности диафрагмовых. Совсем медленно открываются и закрываются задвижки, рабочий ход которых равен условному проходу.

Стоимость арматуры определенного вида обычно пропорциональна ее массе. Отсюда следует, что наиболее дешевыми являются дисковые затворы.

1.6. Задвижки

К задвижкам относят запорные устройства, в которых проход перекрывается поступательным перемещением затвора в направлении, перпендикулярном движению потока транспортируемой среды. Задвижки широко применяют для перекрытия потоков газообразных или жидких сред в трубопроводах с диаметрами условных проходов от 50 до 2 000 мм при рабочих давлениях 4 – 200 кгс/см² и температурах среды до 450 °С. Иногда задвижки изготовляют и на более высокие давления.

В газовой промышленности задвижки применяют при оборудовании устья скважин, на промысловых сборных пунктах, магистральных и распределительных газопроводах, трубопроводах компрессорных и газораспределительных станций.

Малое гидравлическое сопротивление задвижек делает их особенно ценными при применении на трубопроводах, через которые постоянно движется среда с большой скоростью, например, трубопроводах большого диаметра.

В сравнении с другими видами запорной арматуры задвижки имеют следующие преимущества: незначительное гидравлическое сопротивление при полностью открытом проходе; отсутствие поворотов потока рабочей среды; возможность применения для перекрытия потоков среды большой вязкости; простота обслуживания; относительно небольшая строительная длина; возможность подачи среды в любом направлении.

Наиболее целесообразны и экономически оправданы проектирование и изготовление задвижек с диаметрами условных проходов более 300 – 400 мм, т.к. при этом их габаритные размеры, масса и стоимость меньше аналогичных показателей кранов и вентилях.

К недостаткам задвижек следует отнести их относительно большую высоту, поэтому в тех случаях, когда затвор в соответствии с технологическим процессом большую часть времени должен быть закрыт, а открывается он редко, в целях экономии места при $D_y < 200$ мм, как правило, применяют вентиля. Это особенно важно, когда трубопроводы располагаются в несколько этажей.

Недостатки, общие для всех конструкций задвижек, следующие: невозможность применения для сред с кристаллизующимися включениями, небольшой допустимый перепад давлений на затворе (по сравнению с вентилями), невысокая скорость срабатывания затвора, возможность получения гидравлического удара в конце хода, большая высота, трудности ремонта изношенных уплотнительных поверхностей затвора при эксплуатации.

По сравнению с другими видами запорной арматуры, применяемой для перекрытия потоков рабочей среды в трубопроводах с небольшими диаметрами условных проходов (менее 200 мм), задвижки имеют большую массу, габаритные размеры и, следовательно, большую стоимость.

Рабочая полость задвижки (рис. 2), в которую подается транспортируемая под давлением среда, образуется корпусом 3 и верхней крышкой 7. Герметизируется эта полость при помощи прокладки 5, которая прижимается крышкой к корпусу. Корпус задвижки представляет собой цельную, литую или сварную конструкцию. Как правило, он имеет высоту, равную двум диаметрам перекрываемого прохода. На корпусе симметрично оси шпинделя располагаются два патрубка, которыми задвижка присоединяется к трубопроводу. Присоединение может быть либо сварным, либо фланцевым.

Внутри корпуса имеются два кольцевых седла 1 и затвор 2, который в данном случае представляет собой клин с наплавленными уплотнительными кольцевыми поверхностями. В закрытом положении уплотнительные поверхности затвора прижимаются к рабочим поверхностям колец корпуса от привода.

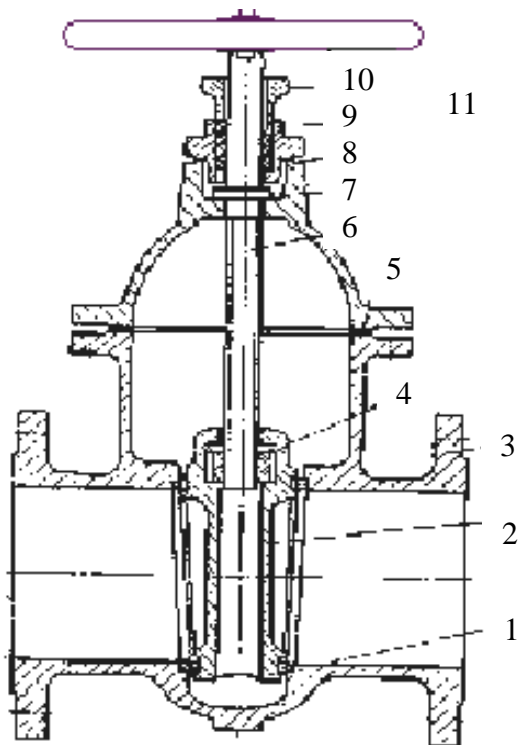


Рис. 2. Задвижка:

1 – седло; 2 – затвор; 3 – корпус;
4 – ходовая гайка; 5 – уплотнительная прокладка; 6 – шпindel; 7 – верхняя крышка; 8 – кольцевая прокладка; 9 – сальник; 10 – зажимная втулка; 11 – маховик

Иногда уплотнительные поверхности получают непосредственно при обработке корпуса. Однако такое конструктивное решение вряд ли может быть приемлемым для всех задвижек, т.к. при износе этих поверхностей проще и дешевле заменить сменные седла, чем заново обработать корпус при эксплуатации. Уплотнительные поверхности седел и затвора с целью уменьшения износа и усилий трения, возникающих при перемещении затвора, обычно изготавливают из материалов, отличающихся от материала корпуса, путем запрессовки, что позволяет их менять в процессе эксплуатации.

В верхней части затвора 2 закреплена ходовая гайка, в которую ввинчен шпindel б, жестко соединенный с маховиком. Система винт-гайка служит для преобразования вращательного движения маховика (при открывании или закрывании задвижки) в поступательное перемещение затвора.

При перекрытии прохода от одностороннего давления среды возникают довольно значительные усилия, действующие на затвор, которые передаются на уплотнительные поверхности седел. Величина этих усилий зависит от перепада давлений рабочей среды в трубопроводе до и после задвижки и от величины удельных давлений на уплотнительных поверхностях затвора и седел, которую надо обеспечить для герметичного перекрытия потока рабочей среды при заданном рабочем давлении в трубопроводе. Система винт-гайка наиболее рациональна, т.к. она позволяет получить компактный и простой по конструкции привод с поступательным движением выходного элемента. Она также позволяет получить поступательное движение привода с большим усилием в направлении хода. Кроме того, поскольку такая конструкция является самотормозящей, она практически исключает

возможность самопроизвольного перемещения затвора при отключении привода, что весьма важно для запорной арматуры при эксплуатации.

Недостатком этой системы в данном конкретном случае следует считать то, что пара винт-гайка находится в среде, протекающей через рабочую полость задвижки.

Среда смывает смазку, отсюда повышенный износ пары. Кроме того, такую конструкцию можно применять не во всех средах.

Обычно затвор помещается целиком в рабочую среду, даже когда проход полностью открыт. Уплотнение в месте выхода шпинделя из рабочей полости задвижки обеспечивается по диаметру шпинделя сальниковым устройством 9, препятствующим утечке рабочей среды в атмосферу.

Конструкция сальникового устройства аналогична конструкциям в вентилях и регулирующих клапанах. Набивка сальника, как правило, изготовленная из пропитанного в целях снижения коэффициента трения графитом асбестового шнура, поджимается при помощи нажимной втулки 10. Корпус сальника крепится к верхней крышке 7. Место разъема уплотняется кольцевой прокладкой 8.

Существуют самые разнообразные конструкции задвижек. Их пытаются классифицировать по различным признакам, связанным с конкретными условиями эксплуатации, по химическому составу рабочей среды и ее параметрам. Так, авторы каталогов разделяют задвижки по материалу, из которого изготовлены корпус (из нержавеющей, углеродистой стали и чугуна) или затвор. Классифицируют задвижки по величине рабочих давлений, температурам рабочих сред, типу привода и т.д.

Классификации такого рода являются неполными, т.к. они не учитывают особенностей конструкций, позволяющих, помимо работы в определенных средах, отвечать ряду требований, предъявляемых к задвижкам в эксплуатации, и помещают в один класс множество совершенно непохожих по своим данным типов задвижек.

Наиболее целесообразной является классификация задвижек по конструкции затвора. По этому признаку многочисленные конструкции задвижек могут быть объединены по основным типам: клиновые и параллельные.

По этому же признаку **клиновые задвижки** могут быть с цельным, упругим или составным клином.

Параллельные задвижки также можно подразделить на однодисковые и двухдисковые.

В ряде конструкций задвижек, предназначенных для работы при высоких перепадах давления на затворе, для уменьшения усилий, необходи-

мых для открывания и закрывания прохода, площадь прохода выполняют несколько меньшей площади сечения входных патрубков. По этому признаку задвижки могут быть классифицированы на полнопроходные (диаметр прохода задвижки равен диаметру трубопровода) и с суженным проходом. В зависимости от конструкции системы винт-гайка и ее расположения (в среде или вне среды) задвижки могут быть с выдвигным и с невыдвигным шпинделем.

Клиновые задвижки

К клиновым относятся задвижки, затвор которых имеет вид плоского клина.

В клиновых задвижках седла и их уплотнительные поверхности параллельны уплотнительным поверхностям затвора и расположены под некоторым углом к направлению перемещения затвора. Затвор в задвижках этого типа обычно называют «клином». Преимущества таких задвижек – повышенная герметичность прохода в закрытом положении, а также относительно небольшая величина усилия, необходимого для обеспечения уплотнения.

Поскольку угол между направлением усилия привода и усилиями, действующими на уплотнительные поверхности затвора, близок к 90° , то даже небольшая сила, передаваемая шпинделем, может вызвать значительные усилия в уплотнении.

К недостаткам задвижек этого типа можно отнести необходимость применения направляющих для перемещения затвора, повышенный износ уплотнительных поверхностей затвора, а также технологические трудности получения герметичности в затворе.

Задвижки с цельным клином

Примером конструкции задвижки этого типа может служить задвижка с выдвигным шпинделем (рис. 3). Она состоит из литого корпуса 1, в который ввинчены уплотнительные седла 2. Как правило, их изготавливают из легированных, износостойких сортов стали. Вместе с корпусом отлиты, а затем механически обработаны направляющие 3 для фиксации направления перемещения затвора (клина).

Клин 4 имеет две кольцевые уплотнительные поверхности и шарнирно через сферическую опору подвешен к шпинделю 5. Верхняя крышка 6 соединяется с корпусом посредством болтов или шпилек 7. Для центровки крышки по отношению к корпусу в последней имеется кольцевой выступ, который входит в проточку корпуса. Уплотнение между крышкой и корпусом обеспечивается прокладкой 8, которая закладывается в проточку

корпуса. Для предотвращения перекосов шпинделя в верхнюю часть крышки запрессовывается направляющая втулка 9.

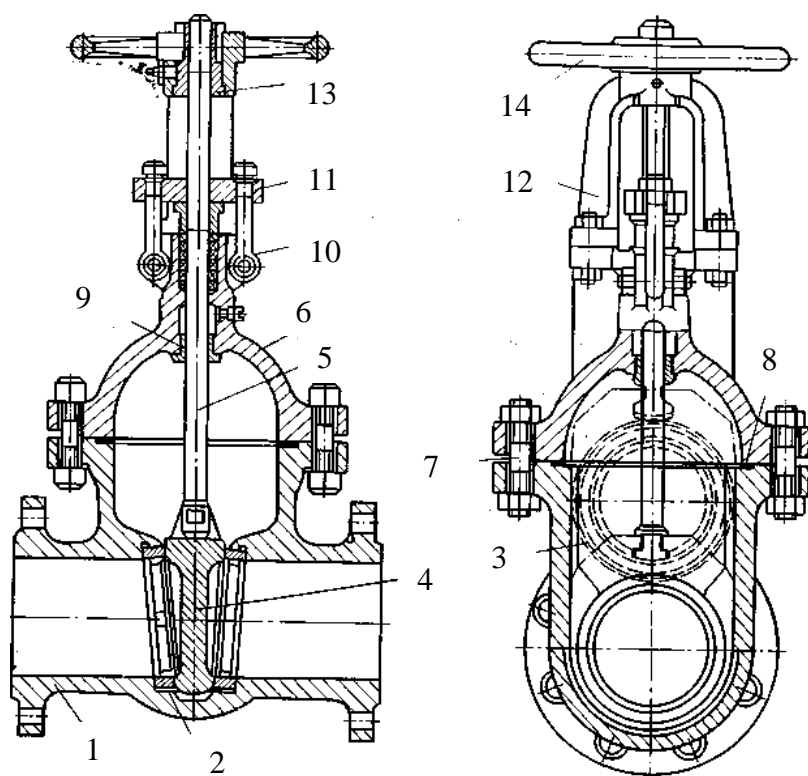


Рис. 3. Полнопроходная задвижка с цельным клином:

1 – корпус; 2 – седло; 3 – направляющая движения клина; 4 – клин; 5 – шпиндель; 6 – верхняя крышка; 7 – шпилька; 8 – уплотнительная прокладка; 9 – направляющая втулка; 10 – сальник; 11 – нажимной фланец; 12 – бугель; 13 – гайка; 14 – маховик

Сальниковое устройство состоит из проточки в корпусе, куда помещается набивка, кольцевой нажимной втулки и фланца 11. Сальниковое устройство уплотняется нажимным фланцем 11.

На крышке укреплен бугель 12, на котором расположена ходовая гайка 13, обычно изготавливаемая из антифрикционных сплавов. Маховик жестко соединен с ходовой гайкой.

При вращении маховика гайка заставляет шпиндель и связанный с ним клин подниматься или опускаться. В конструкции соединения затвора (клина) со шпинделем (см. рис.) клин может перемещаться в направлении, перпендикулярном оси шпинделя. При этом в конечном положении клин свободно входит в пространство между седлами даже при несовпадении оси шпинделя с осью симметрии затвора. Применение подобного соединения несколько удешевляет изготовление задвижек и облегчает их монтаж после ремонта в условиях эксплуатации.

Задвижку с цельным клином широко применяют, т.к. ее конструкция проста и, следовательно, имеет небольшую стоимость в изготовлении. Цельный клин, представляющий собой весьма жесткую конструкцию, достаточно надежен в рабочих условиях и может быть применен для перекрытия потоков при довольно больших перепадах давления на затворе.

Однако нельзя не отметить ряд существенных недостатков этой конструкции, к которым относятся: повышенный износ уплотнительных поверхностей, потребность в индивидуальной пригонке седел и клина при сборке для обеспечения герметичности (это полностью исключает взаимозаменяемость клина и седел и усложняет ремонт), возможность заедания клина в закрытом положении в результате износа, коррозии или под действием температуры (при этом открыть задвижку иногда бывает невозможно); потребность в приводах с большим пусковым моментом.

Чтобы избежать заедания, уплотнительные поверхности клина и седел изготавливают из разнородных материалов.

Задвижки с цельным клином выпускают как с выдвигным, так и с невыдвигным шпинделем.

Задвижки с упругим клином

Конструкция затвора задвижек этого типа обеспечивает лучшее уплотнение прохода в закрытом положении без индивидуальной технологической подгонки, поскольку затвор выполнен в виде разрезанного (или полуразрезанного) клина, обе части которого связаны между собой упругим (пружинящим) элементом. Под действием усилия прижатия, которое передается через шпиндель, в закрытом положении последний может изгибаться в пределах упругих деформаций, обеспечивая плотное прилегание обоих уплотнительных поверхностей клина к седлам.

Такая конструкция затвора весьма перспективна, т.к. имея преимущества затвора с цельным клином, задвижка с упругим клином исключает ряд ее недостатков. В задвижке с упругим клином взаимозаменяемы затворы и повышена надежность при высоких температурах (вследствие уменьшения опасности неравномерного теплового расширения, приводящего к заклиниванию затвора). Однако опасность заклинивания в закрытом положении все-таки полностью не устранена.

В задвижке с упругим клином (рис. 4) затвор 3 представляет собой разрезанный клин с упругим ребром 8, которое позволяет уплотнительным поверхностям клина поворачиваться относительно друг друга на некоторый угол, что обеспечивает лучшее прилегание к уплотнительным поверхностям седел. Эта особенность упругого клина исключает необходимость индивидуальной технологической подгонки уплотнения и уменьшает опас-

ность заклинивания. Задвижки этого типа изготавливают как с неподвижным шпинделем, так и с выдвижным (рис. 5).

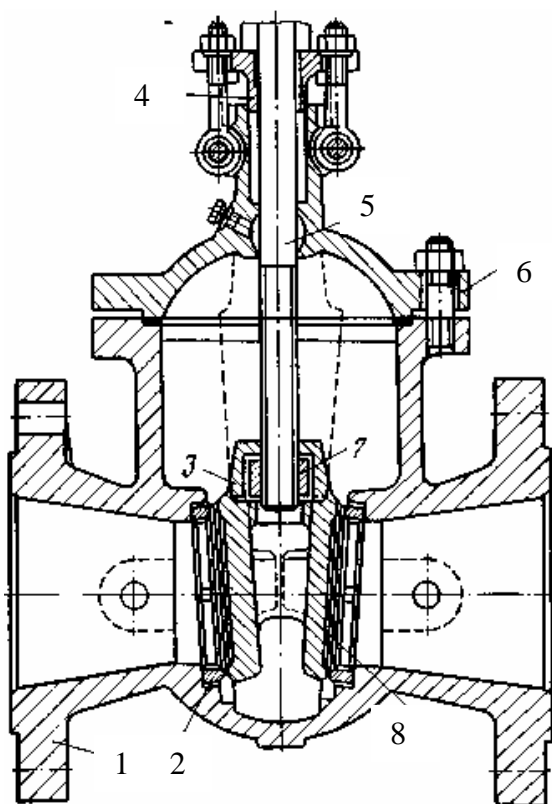


Рис. 4. Задвижка с суженным проходом и упругим клином:

1 – корпус, 2 – седло, 3 – затвор, 4 – стойка, 5 – шпindelь, 6 – верхняя крышка, 7 – ходовая гайка, 8 – ребро

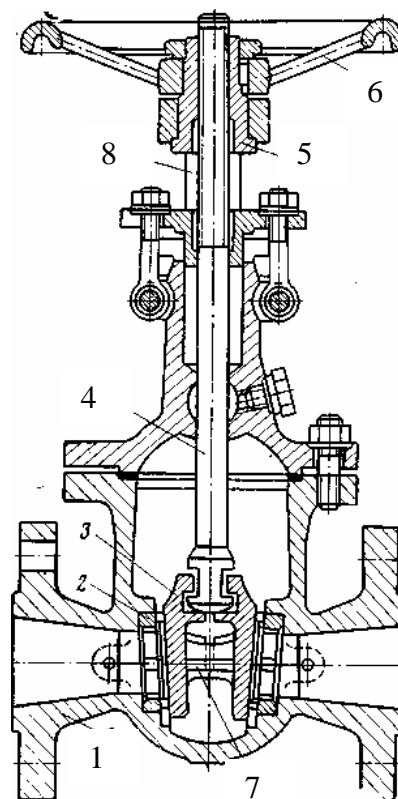


Рис. 5. Задвижка с упругим клином и выдвижным шпинделем:

1 – корпус, 2 – седло, 3 – затвор, 4 – шпindelь, 5 – ходовая гайка, 6 – маховик, 7 – клин, 8 – стойка

Усилие приводов при открывании таких задвижек несколько больше, чем у задвижек с цельным клином, зато герметичность затвора намного выше.

Задвижки с составным клином

Чаще всего эти задвижки называют двухдисковыми. Как правило, подобные конструкции применяются, когда по требованиям технологического процесса пропуск среды через затвор исключен.

Несмотря на сложность конструкции, следовательно, высокую стоимость и нежесткий затвор, эти задвижки имеют явные преимущества перед другими типами задвижек: незначительный износ уплотнительных поверхностей затвора и седел; высокая герметизация прохода в закрытом положении; меньшее усилие привода, необходимое для закрытия задвижки.

Однако в двухдисковых задвижках предъявляются повышенные требования к величине люфта в резьбовой системе ходовая гайка-шпиндель, т.к. от нее существенно зависит надежность герметичного перекрытия прохода.

Затвор задвижки с составным клином (рис. 6) состоит из двух дисков 2, между которыми размещен разжимной элемент 7, выполненный в виде

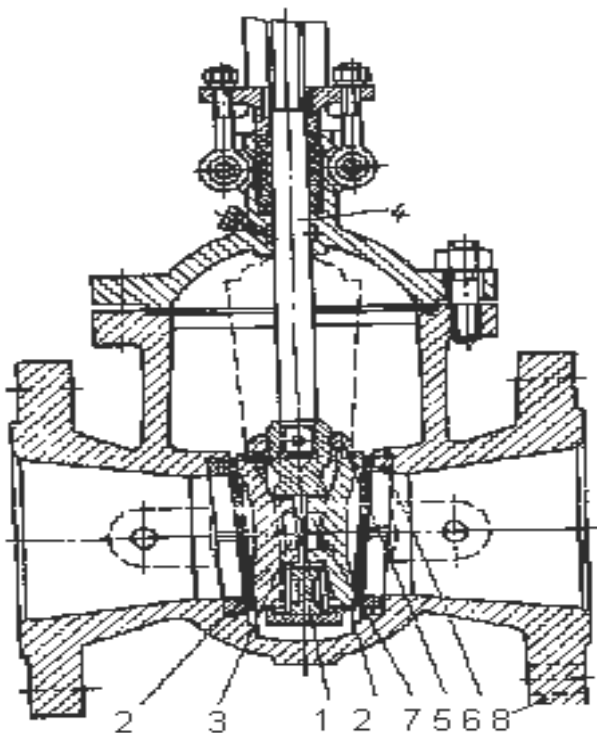


Рис. 6. Задвижка с составным клином и выдвижным шпинделем:

1 – внутренний диск, 2 – диск, 3 – подпятник, 4 – шпиндель, 5 – обойма, 6 – седло, 7 – разжимной грибок, 8 – корпус

грибка с шаровой поверхностью. Грибок упирается в подпятник 3, закрепленный на другом диске. Во избежание распада при открывания прохода диски размещают в обойме 5. Усилие от шпинделя 4 передается при помощи внутреннего нажатия диска 1.

Обычно затвор в задвижках подобного типа состоит из двух плоских дисков, между которыми закладывается разжимной элемент, выполненный в виде шара или грибка, иногда связанный со шпинделем. Сила уплотнения обеспечивается составляющими усилиями привода, нормальными к внутренним поверхностям дисков и приложенными в точке или по линии касания рабочей поверхности раз-

жимного элемента и внутренних поверхностей дисков.

Часто встречаются конструкции без подпятника. При этом грибок 5 (рис. 7) сферическим концом упирается во внутреннюю поверхность одного из дисков 1. Усилие от привода передается через обойму 3 на внутренний диск 4. При движении шпинделя из открытого положения в закрытое диски не разжимаются и трение между седлами и затвором отсутствует. В момент касания нижних кромок дисков с седлами усилие привода передается на разжимной элемент и проход герметизируется. Необходимо отметить, что выпускаемые промышленностью задвижки с составным клином имеют только выдвижной шпиндель.

Отсутствие трения уплотнительных поверхностей на всем пути движения затвора позволяет в двухдисковых задвижках уплотнить проход с помощью эластичных колец, смонтированных на дисках затвора.

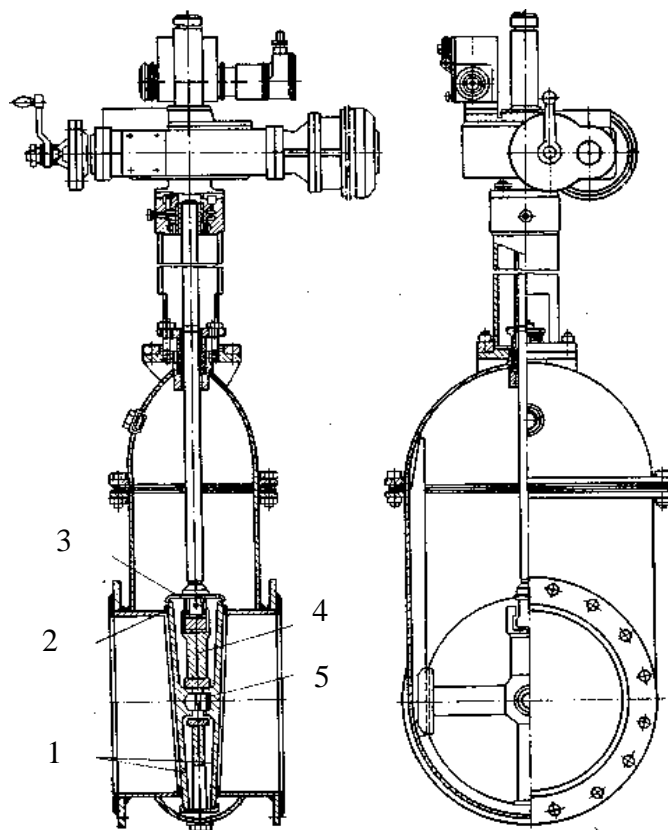


Рис. 7. Задвижка с составным клином:

1 – диски, 2 – уплотнительное кольцо, 3 – обойма, 4 – внутренний диск, 5 – грибок

Параллельные задвижки

В задвижках этого типа уплотнительные поверхности седел параллельны друг другу и расположены перпендикулярно к направлению потока рабочей среды. Затвор в параллельных задвижках обычно называют диском, шибером или ножом.

Задвижки такого типа достаточно часто встречаются в эксплуатации. Преимущества этой конструкции – простота изготовления затвора; легкость сборки и ремонта; отсутствие заедания затвора в полностью закрытом положении.

Но параллельные задвижки имеют и существенные недостатки: большой расход энергии на закрывание и открывание, вызванный тем, что на всем пути движения привод преодолевает трение между уплотнительными поверхностями седел и затвора; значительный износ уплотнительных поверхностей.

Однодисковые задвижки (шиберные)

Однодисковая задвижка (рис. 8) состоит из литого корпуса 3 с патрубками 2.

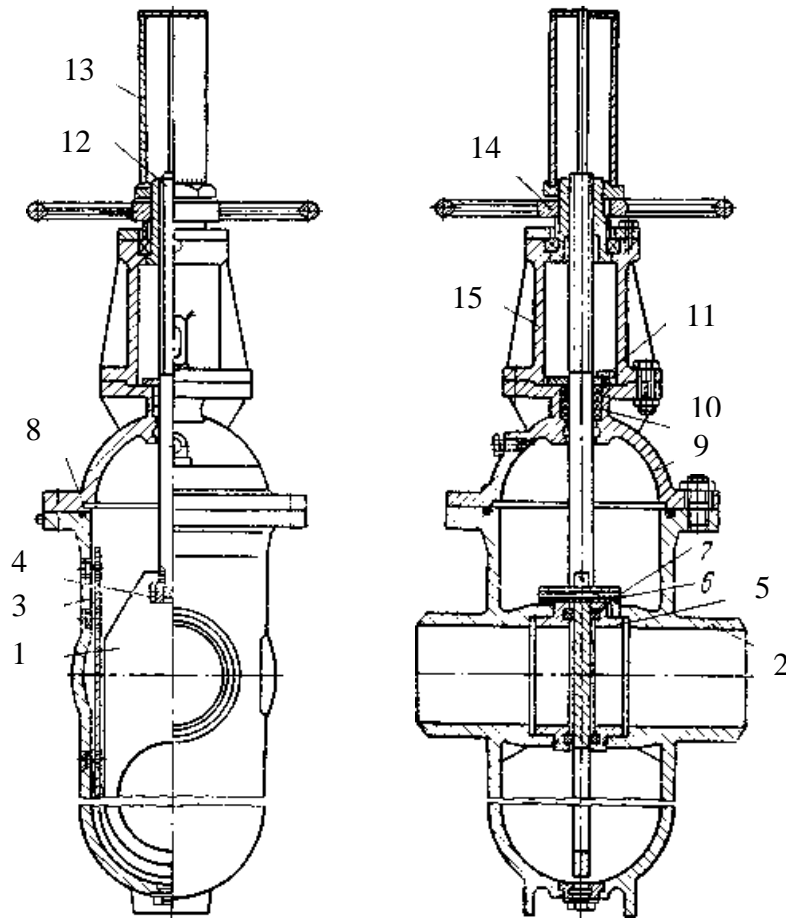


Рис. 8. Параллельная однодисковая задвижка:

1 – шибер, 2 – патрубок, 3 – корпус, 4 – узел крепления шпинделя и шибера, 5 – седло, 6 – шпилька, 7 – уплотнительное кольцо, 8 – прокладка, 9 – верхняя крышка, 10 – набивка сальника, 11 – нажимная планка, 12 – шпиндель, 13 – кожух, 14 – выходной элемент привода, 15 – стойка

В корпус ввинчены два седла 5, изготовленные из легированной стали и застопоренные шпильками 6. Затвор (шибер) 1, выполненный в виде щита со скругленным концом, имеет в нижней части отверстие, равное диаметру прохода, которое при закрытии задвижки смещается вниз; проход перекрывается глухой частью шибера. Затвор связан со шпинделем 12, который приводится в движение маховиком. Сверху внутренняя полость задвижки ограничивается верхней крышкой 9, на которой закреплены стойка 15 и выходной элемент привода 14.

Для герметизации прохода на седлах укреплены уплотняющие кольца 7. Шпиндель связан с шибером 1 при помощи узла крепления 4. Как и в

обычных конструкциях задвижек с выдвижным шпинделем, верхний конец шпинделя защищен от загрязнения кожухом 13, имеющим указатель положения. В верхней части крышка имеет сальник 10.

Оригинальна конструкция шиберной задвижки Dezurik (рис. 9). Литой бесфланцевый корпус 4, снабженный ребрами жесткости 8, имеет небольшую массу и малую строительную длину. В отличие от задвижки, описанной выше, шибер 2 не имеет отверстия. Своим верхним концом он соединен со шпинделем 9. На шпинделе нарезана двухзаходная трапецеидальная резьба, что умень-

шает износ и сокращает время, необходимое для открывания или закрывания задвижки. Ходовая гайка 10, изготавливаемая из антифрикционного материала, размещается в верхней части бугельной стойки 6. К ней жестко крепится маховик 11.

Проточная часть задвижки футеруется нержавеющей сталью. К этой футеровке привариваются, а затем механически обрабатываются направляющие 7 шибера. В нижней части расположен фиксатор, который поджимает шибер к седлу 1. Поскольку сальник 5 уплотняет весь шибер по периферии, а не шпиндель, как обычно, кольца сальниковой набивки покрыты пластиком. Это снижает потери на трение шибера о набивку.

В закрытом положении шибер давлением среды прижимается к профилированному седлу 1. Такая несимметричность затвора требует установки задвижки на трубопроводе в строго определенном положении в соответствии с направлением потока среды. В паз седла иногда помещают уплотнительные манжеты из различных эластичных материалов, например, неопрена (для щелочных сред).

Описанная конструкция задвижки компактна, занимает мало места в технологической линии, надежна в эксплуатации и несложна при ремонте и обслуживании.

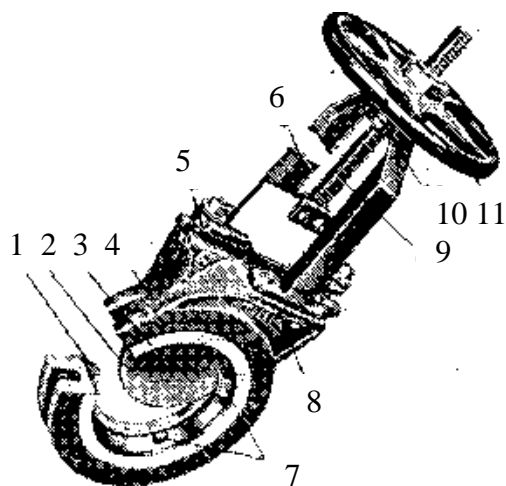


Рис. 9. Шиберная задвижка Dezurik:

- 1 – седло, 2 – шибер, 3 – футеровка,
- 4 – корпус, 5 – сальник, 6 – бугельная стойка,
- 7 – направляющая и фиксатор шибера, 8 – ребро жесткости, 9 – шпиндель, 10 – ходовая гайка,
- 11 – маховик

Однодисковые (шиберные) параллельные задвижки применяют, когда не требуется высокой герметичности прохода. Жесткая конструкция затвора позволяет использовать их для довольно больших рабочих давлений и температур рабочей среды. Корпус задвижек – достаточно простой конструкции. Однако эти задвижки имеют следующие недостатки: трудность достижения полной герметизации прохода в закрытом положении; большая величина износа уплотняющих кромок; потребность в более тщательной сборке затвора; большой момент привода, необходимый для перемещения затвора на всю длину хода

Шиберные задвижки достаточно легко обслуживаются и ремонтируются. Величину износа зачастую очень легко компенсировать при ремонте смещением (вывертыванием) седел (см. рис. 8). Шиберные задвижки выпускают как с выдвигными, так и с невыдвигными шпинделями.

Двухдисковые параллельные задвижки

Эти задвижки обеспечивают достаточно хорошее уплотнение в затворе в закрытом положении.

Как и задвижки с составным клином, их применяют, когда требуется надежная герметизация.

Двухдисковые параллельные задвижки имеют много преимуществ перед шиберными: почти полное отсутствие износа уплотнительных поверхностей дисков и седел корпуса; высокая степень герметизации прохода в закрытом положении; меньшее усилие (на маховике или приводе) при закрывании. Однако одновременно за счет усложнения конструкции затвора такие задвижки имеют и недостатки, ограничивающие их применение: нежесткая конструкция затвора; потребность в направляющих движения затвора, что усложняет конструкцию и технологию обработки корпусов.

Обычно затвор в параллельных двухдисковых задвижках состоит из двух плоских дисков, между которыми закладывается разжимной элемент. Нижняя часть затвора в закрытом положении не может упереться в седло, поэтому находят новые конструктивные решения.

Схема одной из наиболее распространенных конструкций затвора для задвижек с выдвигным шпинделем приведена на рис. 10, *a*. Затвор состоит из двух дисков 1, между которыми помещен разжимной элемент 2, имеющий форму грибка, узкая часть которого направлена вниз. В конце хода затвора грибок 2 упирается в корпус 6, и диски 1 спрофилированной частью грибка прижимаются к седлам 5 корпуса, герметизируя проход. В момент открывания задвижки шпиндель 3 вытягивает диски из контакта с седлами, диски 1 разжимаются и грибок 2 опускается. При этом диски сходятся, и дальнейшее движение осуществляется без трения между затвора-

ми и седлами. Если задвижка имеет невыдвижной шпindel, то в качестве разжимающего элемента применяют систему, состоящую из двух грибков, симметрично расположенных относительно оси шпинделя (рис. 10, б).

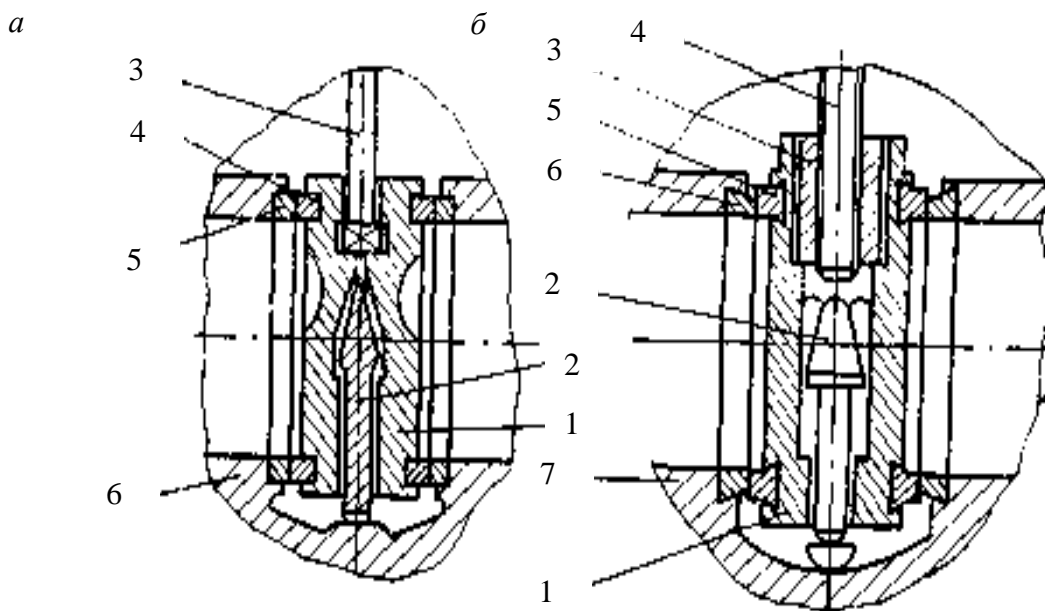


Рис. 10. Затвор двухдисковых параллельных задвижек:

а – с выдвижным шпинделем: 1 – диск, 2 – грибок, 3 – шпindel, 4 – уплотнительное кольцо, 5 – седло, 6 – корпус;

б – с невыдвижным шпинделем: 1 – диск, 2 – грибок, 3 – ходовая гайка, 4 – шпindel, 5 – уплотнительное кольцо, 6 – седло, 7 – корпус

Для равномерного распределения усилия уплотнения диски 1 изготовляют достаточно массивными, и при этом они могут смещаться на направляющих.

Задвижки с эластичным уплотнением затвора

Сложность изготовления задвижек с металлическими уплотнительными поверхностями затворов, для которых требуется монтаж седел, притирка уплотнительных поверхностей затвора, обеспечение соосностей, высокая точность изготовления направляющих и т. п., заставляет иногда при низких температурах транспортируемых сред и невысоких рабочих давлениях применять более простую и экономичную конструкцию задвижек с уплотнительными поверхностями затвора, изготовленными из эластичного уплотняющего материала — резины, фторопласта и др. В таких задвижках, как правило, седел нет. В качестве уплотнения используют механически обработанные поверхности корпуса. Затвор (рис. 11) выполнен в виде двух дисков 2, подвешенных на резьбовой втулке 3.

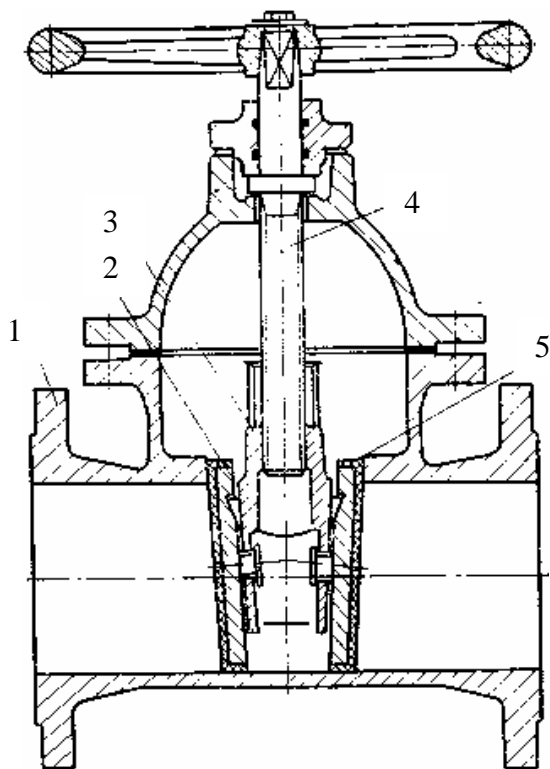


Рис. 11. Задвижка с эластичным уплотнением прохода:

1 – корпус, 2 – диск, 3 – резьбовая втулка, 4 – шпindelь, 5 – уплотнение

Диски облицованы эластичным материалом. Проход уплотняют по обработанным поверхностям корпуса 1. Проход герметизируют в закрытом положении нажатием клиновыми выступами резьбовой втулки, которые вместе со втулкой смещаются вниз при вращении шпинделя 4. Уплотнение по периферии дисков в нижней их части обеспечивается за счет осевого усилия шпинделя.

Иногда рабочую полость задвижек, работающих в агрессивных средах, покрывают слоем пластмасс, нанесенных распылением или футеровкой. При этом получают достаточно надежную герметичность прохода.

Конструкция затвора с эластичным уплотнением позволяет отказаться от притирки и чистовой обработки уплотнительных поверхностей корпуса и дисков, а также обеспечивает взаимозаменяемость затвора, что особенно важно при организации крупносерийного производства. Собранный затвор без каких-либо дополнительных операций можно установить в любом корпусе соответствующего прохода с гарантированной герметичностью. Это является важным преимуществом задвижек с эластичным уплотнением. Кроме того, задвижки такой конструкции имеют более низкую стоимость и могут работать в средах, содержащих абразивные частицы. Обслуживание задвижек простое: для ремонта достаточно заменить покрытия дисков.

Однако долговечность затвора задвижек такого типа невысока. Эластичный материал при частых закрытиях изнашивается, на его поверхности появляются трещины и изъязвления, особенно при высоких температурах транспортируемой среды. Поэтому для облегчения ремонта нередко в комплект поставки с задвижкой входят запасные либо диски (если уплотнительный материал нанесен распылением), либо сменные эластичные уплотнения.

Однако долговечность затвора задвижек такого типа невысока. Эластичный материал при частых закрытиях изнашивается, на его поверхности появляются трещины и изъязвления, особенно при высоких температурах транспортируемой среды. Поэтому для облегчения ремонта нередко в комплект поставки с задвижкой входят запасные либо диски (если уплотнительный материал нанесен распылением), либо сменные эластичные уплотнения.

Задвижки с выдвижным и невыдвижным шпинделем

Размещение системы винт-гайка в задвижке в идеальном случае должно было бы обеспечивать одновременно компактность задвижки и легкий доступ к резьбовой паре для подачи смазки и проведения текущего ремонта без разборки.

С точки зрения компактности предпочтительнее размещать ходовую гайку непосредственно на затворе. При этом шпиндель совершает только вращательное движение и поэтому задвижка имеет минимальную высоту, определяемую только ходом затвора и длиной сальника.

Такая конструкция задвижек получила название «задвижки с невыдвижным шпинделем». Они достаточно широко распространены.

Однако такое конструктивное решение имеет недостатки: резьбовая пара находится непосредственно под воздействием рабочей среды; ухудшается работа сальника; доступ для осмотра и ремонта системы винт-гайка затруднен.

Работа резьбовой пары непосредственно в рабочей среде практически исключает применение задвижек с невыдвижным шпинделем как на агрессивных средах из-за опасности появления коррозии и связанным с ней разрушением или заеданием пары, так и на трубопроводах с высокой температурой рабочей среды вследствие того, что возможно заедание резьбы за счет неравномерного теплового расширения шпинделя и гайки. Все это существенно снижает надежность резьбовой пары, увеличивает ее износ, что приводит к уменьшению гарантированного срока службы задвижки.

В свою очередь, вращательное движение шпинделя увеличивает износ сальниковой набивки, т.е. снижает надежность сальника, и поэтому в зависимости от диаметра шпинделя и скорости его вращения иногда следует применять специальные набивочные материалы.

Размещение системы винт-гайка в рабочей среде в условиях эксплуатации также весьма невыгодно, поскольку для ремонта пары требуется перекрывать трубопровод, спускать рабочую среду и разбирать задвижки. Кроме того, из-за отсутствия возможности подать смазку непосредственно на трущиеся поверхности винтовой пары увеличиваются усилия, необходимые для перемещения затвора.

Учитывая недостатки задвижек с невыдвижным шпинделем, стали применять конструкции, в которых ходовая гайка закреплена на стойке или непосредственно в приводе, т.е. вне рабочей полости корпуса. В этих конструкциях шпиндель совершает только поступательное движение и перемещается вместе с затвором, как бы выдвигаясь из задвижки. В задвижках с выдвижным шпинделем исключены недостатки, связанные с воздей-

ствием рабочей среды. Поступательное движение шпинделя обеспечивает наилучший режим работы сальникового уплотнительного устройства. Доступ для осмотра и ремонта резьбовой пары удобен. Такая конструкция задвижек позволяет заменять изношенную ходовую гайку, не демонтируя задвижку, а иногда и не останавливая процесс. Кроме того, предусмотрена возможность качественной смазки трущихся частей.

Тем не менее, в конструкциях с выдвижным шпинделем имеются некоторые недостатки, например, увеличение высоты задвижки (за счет выхода шпинделя). Кроме того, необходимость каким-либо способом защищать от загрязнения и коррозии выступающую резьбовую часть шпинделя, а также предохранять шпиндель от механических повреждений или ударов, которые могут разрушить резьбу. Помимо этого, при монтаже над задвижкой приходится предусматривать свободное место, что не очень удобно при ее установке на одном из пересекающихся трубопроводов.

Выбор типа задвижек

При выборе конструктивного типа задвижек следует учитывать: рабочую среду (жидкость, газ, эмульсии и др.); ее химический состав (агрессивность, наличие абразивных включений и т.д.); давление и температуру рабочей среды; обоснованные требования к герметичности затвора; диаметр трубопровода.

Не рекомендуется применять задвижки для работы в кристаллизирующихся средах или средах, содержащих твердые частицы.

Клиновые задвижки с цельным клином предназначены в основном для герметичного перекрытия трубопроводов с большим рабочим давлением неагрессивной среды как жидкой (в т.ч. нефть и нефтепродукты), так и газообразной. При повышенных требованиях к герметичности в условиях эксплуатации требуется постоянно наблюдать за состоянием уплотнительных поверхностей.

Клиновые задвижки с упругим клином применяют для герметичного перекрывания трубопроводов с нефтяными и газовыми средами высокой температуры и большим рабочим давлением среды. Применять задвижки этого типа для работы в кристаллизирующихся средах или в средах с механическими примесями не рекомендуется.

Задвижки с составным клином рекомендуют в основном для трубопроводов со средним рабочим давлением среды как жидкой, так и газообразной, без твердых и абразивных включений. Температура рабочей среды устанавливается в зависимости от материалов уплотнительных поверхностей затвора.

Параллельные задвижки предназначены для установки на трубопроводах в процессах, в которых не требуется достаточно герметичного перекрытия трубопровода при больших значениях рабочего давления. Среда может содержать небольшое количество механических примесей.

Однодисковые задвижки (шиберные) применяют, как правило, для трубопроводов с высокой температурой и средней величиной давления рабочей среды, в которых требуется пропустить среду при неполном перекрытии трубопровода. При повышенных требованиях к герметичности перекрытия прохода наиболее приемлемая среда – некристаллизующиеся жидкости с достаточно большой вязкостью, например, нефть, мазуты и др.

Двухдисковые задвижки рекомендуют для герметичного перекрытия трубопроводов со средним давлением рабочей среды (как жидкой, так и газообразной), содержащей небольшое количество механических примесей. Температура среды зависит от материала уплотнительных поверхностей затвора.

Задвижки с эластичным уплотнением затвора предназначены в основном для герметичного перекрытия трубопровода с низкой температурой и средним давлением рабочей среды как жидкой, так и газообразной. Максимальная температура среды ограничивается стойкостью эластичных материалов уплотнения затвора.

Задвижки с гуммированным покрытием внутренней полости применяют для герметичного перекрытия трубопроводов с рабочими средами, имеющими повышенную агрессивность при невысоких рабочих температурах, а также содержащими абразивные включения.

Задвижки с обводом (байпасом) используют для трубопроводов с высокими давлениями рабочей среды.

1.7. Вентили

К вентилям относят запорную арматуру с поступательным перемещением затвора в направлении, параллельном потоку транспортируемой среды. Затвор перемещается, как правило, при помощи системы винт-ходовая гайка. Если к надежности и герметичности перекрытия прохода предъявляются высокие требования, широко применяют вентили для перекрытия потоков газообразных или жидких сред в трубопроводах с диаметрами условных проходов до 300 мм (а в некоторых случаях и до 400 мм) при рабочих давлениях до 2 500 кгс/см² и температурах сред от –200 до +450 °С.

Иногда на базе вентилях (в отличие от задвижек и кранов) достаточно просто могут быть созданы дросселирующие устройства с любой расходной характеристикой.

По сравнению с другими видами запорной арматуры вентили имеют следующие преимущества: возможность работы при высоких перепадах давлений на золотнике и при больших величинах рабочих давлений; простота конструкции, обслуживания и ремонта в условиях эксплуатации; меньший ход золотника (по сравнению с задвижками), необходимый для полного перекрытия прохода (обычно $0,25 D_y$); относительно небольшие габаритные размеры и масса; применение при высоких и сверхнизких температурах рабочей среды; герметичность перекрытия прохода; использование в качестве регулирующего органа; установка на трубопроводе в любом положении (вертикальном или горизонтальном); исключение возможности возникновения гидравлического удара.

Для перекрытия потоков в трубопроводах с небольшими условными проходами (до 250 мм) и высокими перепадами давлений наряду с клапанами широко применяют вентили. Изготовление вентиля экономически целесообразно, т.к. их габаритные размеры, масса и стоимость при малых условных диаметрах ниже, чем аналогичных задвижек.

К недостаткам, общим для всех конструкций вентиля, относятся: высокое гидравлическое сопротивление (по сравнению с задвижками, дисковыми затворами и кранами); невозможность применения на потоках сильно загрязненных сред, а также на средах с высокой вязкостью; большая строительная длина (по сравнению с задвижками и дисковыми затворами); подача среды только в одном направлении, определяемом конструкцией вентиля.

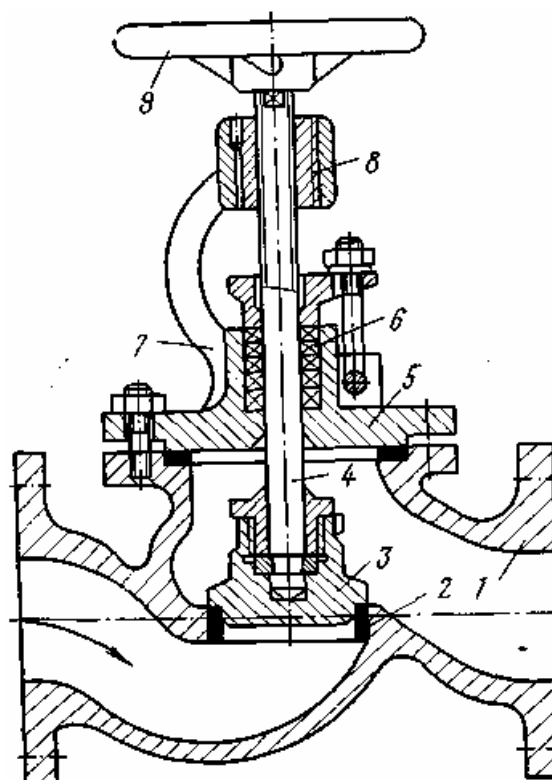
Если сравнивать вентили с другими видами запорной арматуры (задвижками, дисковыми затворами, кранами), применяемыми для перекрытия потоков сред в трубопроводах с диаметрами условных проходов 250 мм и более, то они имеют большую массу, габаритные размеры и, следовательно, большую стоимость.

Вследствие того, что усилия, возникающие на золотнике под действием перепада давлений, действуют по оси шпинделя, в вентилях с большим диаметром условного прохода возрастают усилия трения в резьбе и возникает необходимость применения мощных приводов. Кроме того, применение вентиля на магистральных трубопроводах из-за их большого гидравлического сопротивления вряд ли рационально, т.к. это требует повышения мощности перекачивающего оборудования для повышения давления на входе системы. Отсюда дополнительные затраты, повышение расхода электроэнергии и т. п.

Вентиль (рис. 12) состоит из корпуса 1, в котором смонтирован узел затвора, верхней крышки 5 с сальниковым устройством 6 и шпинделя 4.

Рис. 12. Проходной вентиль с золотником тарельчатого типа:

1 – корпус, 2 – седло, 3 – золотник, 4 – шпindelь, 5 – крышка, 6 – сальник, 7 – стойка, 8 – ходовая гайка, 9 – маховик



Внутренние поверхности корпуса 1 и верхней крышки 5 образуют рабочую полость вентиля. Корпус вентиля, представляющий собой литую конструкцию, симметричную относительно продольной плоскости, снабжен двумя соосными патрубками, имеющими фланцы для присоединения к трубопроводу.

Узел затвора, состоящий из золотника 3 и кольцевого седла 2, предназначен для перекрытия потока среды. Золотник по форме представляет собой тело вращения с плоским основанием, на котором закреплено уплотнительное кольцо, изготовленное из металла, резины или фторопласта.

Конструкция узла соединения золотника 3 со шпинделем 4 обеспечивает возможность смещения оси тарелки по отношению к оси шпинделя, что способствует плотному прилеганию уплотнительного кольца золотника к седлу. Рабочая среда подается через входной патрубок (в данном случае под золотник).

Уплотнение в месте выхода шпинделя из рабочей полости осуществляется сальником 6, конструкция которого не отличается от конструкции сальниковых устройств, применяемых в других видах запорной арматуры. Несмотря на то, что для полного закрытия вентиля приходится преодолевать усилия среды, такое конструктивное решение позволяет заменить набивку сальника без отключения линии (при закрытом положении затвора). Можно заменить сальниковую набивку и при открытом положении затвора. Для этой цели предусматривается верхнее уплотнение. В верхней части золотника имеется коническая лыска в крышке – соответствующая проточка, которая выполняет роль уплотнительного седла. Когда шпindelь полностью поднят, эти конические поверхности соприкасаются и прекращают доступ среды по шпинделю к сальнику. Когда сальник необходимо

перенабить без остановки технологического процесса, это уплотнение выполняют более тщательно. Уплотнительные поверхности наплавляют специальными сплавами, а затем при сборке вентиля притирают.

В качестве привода использован маховик 9, соединенный со шпинделем. При вращении маховика золотник приходит в движение и перекрывает проход.

Система винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения маховика привода в поступательное перемещение шпинделя. При монтаже вентиля предусматривают дополнительное свободное место с учетом хода шпинделя, а также защищают резьбовую часть шпинделя от загрязнений механических повреждений резьбы. Ходовая гайка жестко крепится в верхней части бугельной стойки. При этом шток (шпиндель), совершая поступательное движение, еще и вращается. Это несколько ухудшает работу сальникового уплотнения.

Конструкции вентиля классифицируют по нескольким признакам, т.к. при проектировании различных технологических установок и схем помимо гидравлических характеристик вентиля большое значение имеет способ его монтажа на трубопроводе.

По конструкции корпуса вентили подразделяют на проходные, прямо-точные угловые и смесительные. По назначению их классифицируют на запорные, запорно-регулирующие и специальные. В свою очередь регулирующие вентили подразделяют по конструкции дроссельных устройств на вентили с профилированными золотниками и игольчатые. Аналогично запорные вентили по конструкции затворов (золотников) подразделяют на вентили тарельчатые и диафрагмовые, а по способу уплотнения шпинделя – на сальниковые.

Приведенная классификация достаточно полно учитывает все остальные конструктивные типы вентиля. Ниже рассмотрены некоторые из наиболее часто встречающихся конструкций.

Проходные вентили

Проходными называют вентили, которые имеют корпус с соосными или параллельными патрубками. Они предназначены для установки в прямолинейных трубопроводах, широко применяются в практике и имеют преимущества, общие для всех вентиля.

Недостатки: относительно высокое гидравлическое сопротивление; наличие зоны застоя; большие строительные размеры; сложность конструкции корпуса и относительно большую массу.

Высокое гидравлическое сопротивление корпуса обуславливается тем, что поток рабочей среды делает, по крайней мере, два поворота. Это соответственно и увеличивает потери энергии. В нижней части корпуса, как правило, образуется зона застоя, которая является местом скопления

твердых частиц, различных включений и др. В современных конструкциях проходных вентилей образование зоны застоя пытаются исключить специальными закругленными формами внутренней полости корпуса.

Большие строительные размеры корпусов проходных вентилей обуславливаются их конструкцией. Корпусы в вентилях с фланцевым и линзовым присоединениями к трубопроводу имеют наибольшие диаметры.

Проходной вентиль (рис. 13) состоит из литого корпуса 1, на перемычке которого закреплено седло 2. К корпусу крепится крышка 4 отлитая вместе с бугельной стойкой. На крышке смонтированы сальник и ходовая гайка 6, в которую ввинчен шпindelь 5. Последний связан с золотником 3 тарельчатого типа. Герметизация прохода в закрытом положении осуществляется по торцовой поверхности седла 2 и уплотнительного кольца, закрепленного на золотнике. Маховик закрепляют на шпинделе, который при вращении маховика совершает винтовое движение. Конец шпинделя, связанный с золотником, закруглен и упирается в подпятник. Это обеспечивает самоустановку золотника по седлу, что устраняет перекосы и негерметичность и практически исключает вращение уплотняющего кольца по торцу седла после их соприкосновения. Ходовая гайка предохраняется от вращения при помощи неподвижного шпоночного соединения или винтовым стопором.

Для уплотнения между крышкой и корпусом устанавливают прокладку, закрепленную между фланцами корпуса и крышки.

Нижняя часть корпуса усилена ребром жесткости, что увеличивает его сопротивление моменту изгиба, возникающего обычно при неправильном монтаже вентилей на трубопроводе. В целях уменьшения гидравлического сопротивления внутренняя полость корпуса вентиля выполнена закругленной.

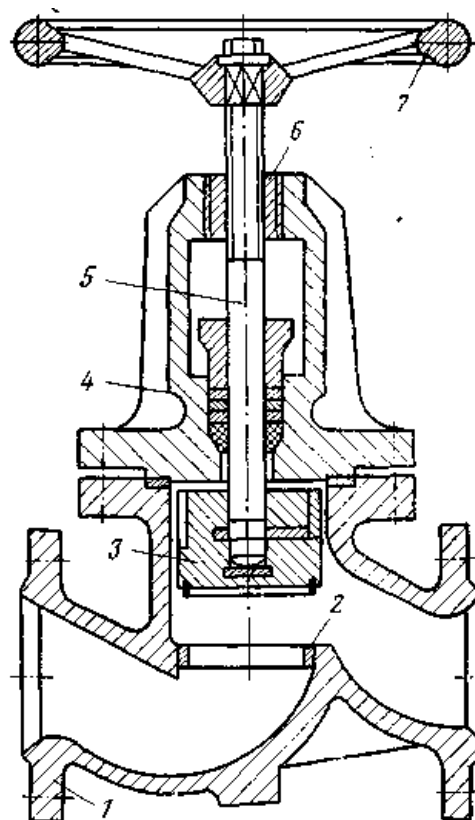


Рис. 13. Проходной запорный вентиль с усиленным золотником:

1 – корпус, 2 – седло, 3 – золотник, 4 – крышка со стойкой, 5 – шпindelь, 6 – ходовая гайка, 7 – маховик

Подобная конструкция проходных вентиляей наиболее распространена (за исключением золотника, конструкций которых очень много).

1.8. Краны

Кран – запорное устройство, в котором подвижная деталь затвора (пробка) имеет форму тела вращения с отверстием для пропуска погона, для перекрытия которого вращается вокруг своей оси.

Любой кран имеет две основные детали: неподвижную (корпус) и вращающуюся (пробку).

В зависимости от геометрической формы уплотнительных поверхностей пробки и корпуса (затвора) краны разделяют на три основных типа: конические (рис. 14, *а*), цилиндрические (рис. 14, *б*) и шаровые (или со сферическим затвором) (рис. 14, *в*).

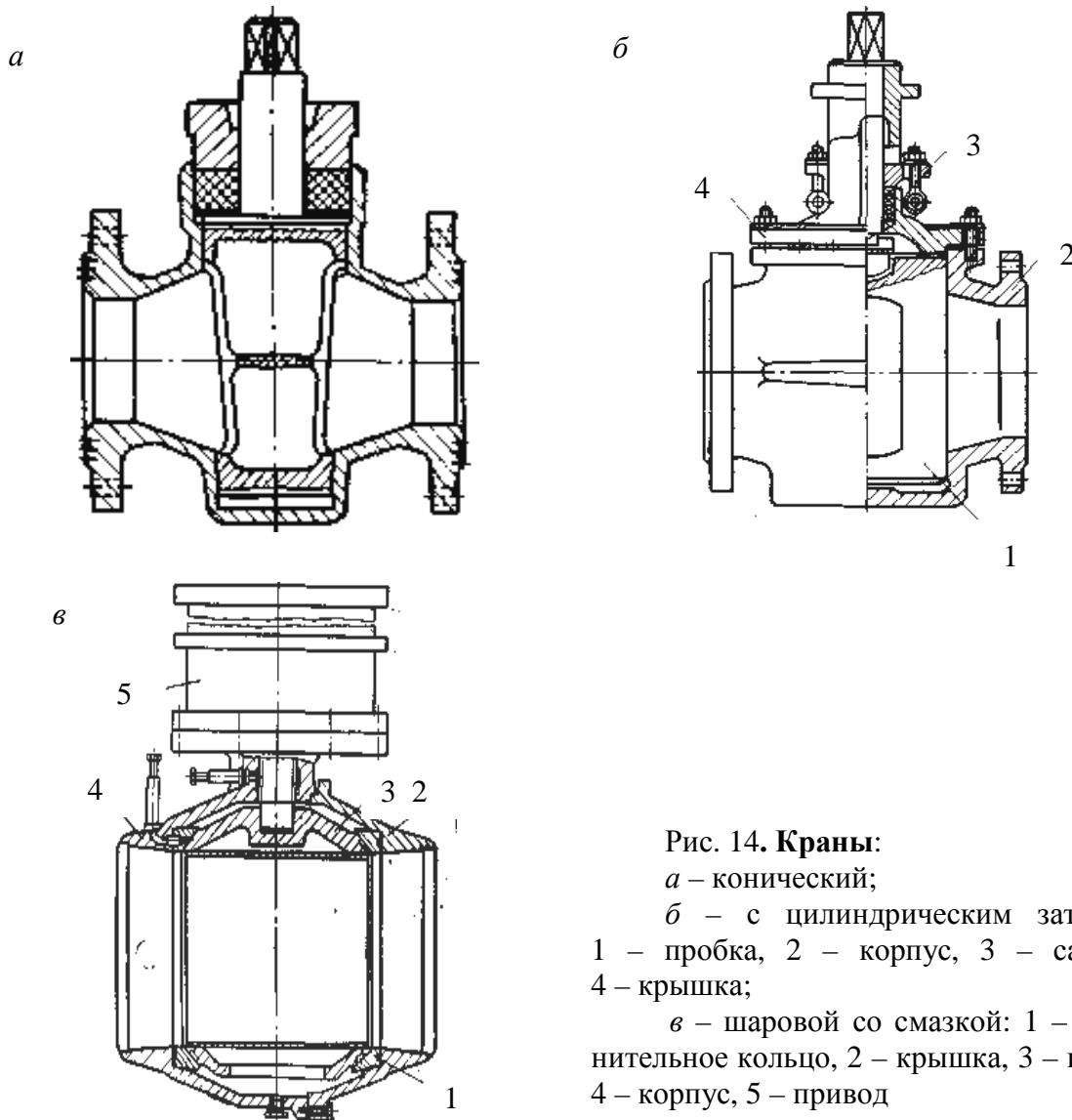


Рис. 14. Краны:
а – конический;
б – с цилиндрическим затвором:
 1 – пробка, 2 – корпус, 3 – сальник,
 4 – крышка;
в – шаровой со смазкой: 1 – уплотнительное кольцо, 2 – крышка, 3 – пробка, 4 – корпус, 5 – привод

Надо отметить, что конические краны – наиболее древний вид арматуры, известный еще во времена Римской империи. Правда, у современных кранов конусность пробки равна $8 - 10^\circ$, в то время как у античных бронзовых кранов она составляла примерно 2° .

Однако краны классифицируют и по другим конструктивным признакам, например: по способу создания удельного давления на уплотнительных поверхностях, форме окна прохода пробки, числу проходов, наличию или отсутствию сужения прохода, типу управления и привода, материалу уплотнительных поверхностей и т.д.

Конические краны

Конусность пробки (корпуса) конических кранов в практике отечественного и зарубежного арматуростроения принимают обычно 1:6 или 1:7. При назначении конусности руководствуются следующими соображениями: чем меньше угол конусности, тем меньшее осевое усилие вдоль пробки требуется для создания на уплотнительных поверхностях необходимого удельного давления, обеспечивающего герметичность. Однако при этом возрастает опасность заклинивания пробки в корпусе и возможность задира уплотнительных поверхностей. При увеличении угла конусности наблюдается обратная картина.

Поэтому краны из материалов, имеющих хорошие антифрикционные свойства (например, чугун, латунь, бронза), имеют конусность 1:7, при этом легче создать необходимое удельное давление на уплотнительных поверхностях и получить требуемую герметичность.

Краны, изготовленные из труднопритирающихся материалов, а также из материалов, склонных к задиранию, имеют, как правило, конусность 1:6.

Для достижения герметичности в затворе необходимо создать определенное удельное давление между корпусом и пробкой. В зависимости от способа создания этого давления краны с коническим затвором можно подразделить по основным конструктивным типам: натяжные, сальниковые, краны со смазкой и краны с прижимом (или с подъемом) пробки.

Натяжные краны

Натяжные краны – по своей конструкции простейшие из конических кранов. Их подразделяют по способу создания удельного давления между корпусом и пробкой. Кран с затяжкой и резьбовым соединением (рис. 15, а) состоит из корпуса 1, пробки 2, упорной шайбы 3 и натяжной гайки 4. Пробка сверху имеет хвостовик с квадратом, на который накидывается ключ для управления краном, снизу – ось с резьбой. Упорная шайба садится на ось пробки и вращается вместе с ней благодаря одной или двум лыскам, через которые передается вращение от пробки. При затяжке гайки

шайба образует опору, в которую упирается гайка, и передает усилие затяжки на нижний торец корпуса. Кроме того, на шайбе имеются обычно выступы 5, которые вместе с упорами 6 на корпусе крана ограничивают поворот пробки в пределах 90° (от открытого до закрытого положения).

Преимущество кранов с затяжкой через резьбу заключается в простоте конструкции, отсутствии такого сравнительно сложного в изготовлении и нестабильного по свойствам элемента, как пружина, а также удобстве и простоте регулировки усилия затяжки. Поэтому такие краны широко применяют и в быту (например, кухонные газовые краны).

В натяжном кране с пружиной (рис. 15, б) усилие затяжки создается пружиной 1, упирающейся в крышку 2.

Краны этой конструкции применяют, когда необходимо их часто обслуживать, подтягивать резьбовые соединения и поэтому выгоднее пойти на некоторое усложнение конструкции для облегчения эксплуатации.

В конструкции натяжного крана с затяжкой через упругую прокладку (рис. 15, в) сложно точно установить и отрегулировать усилие затяжки.

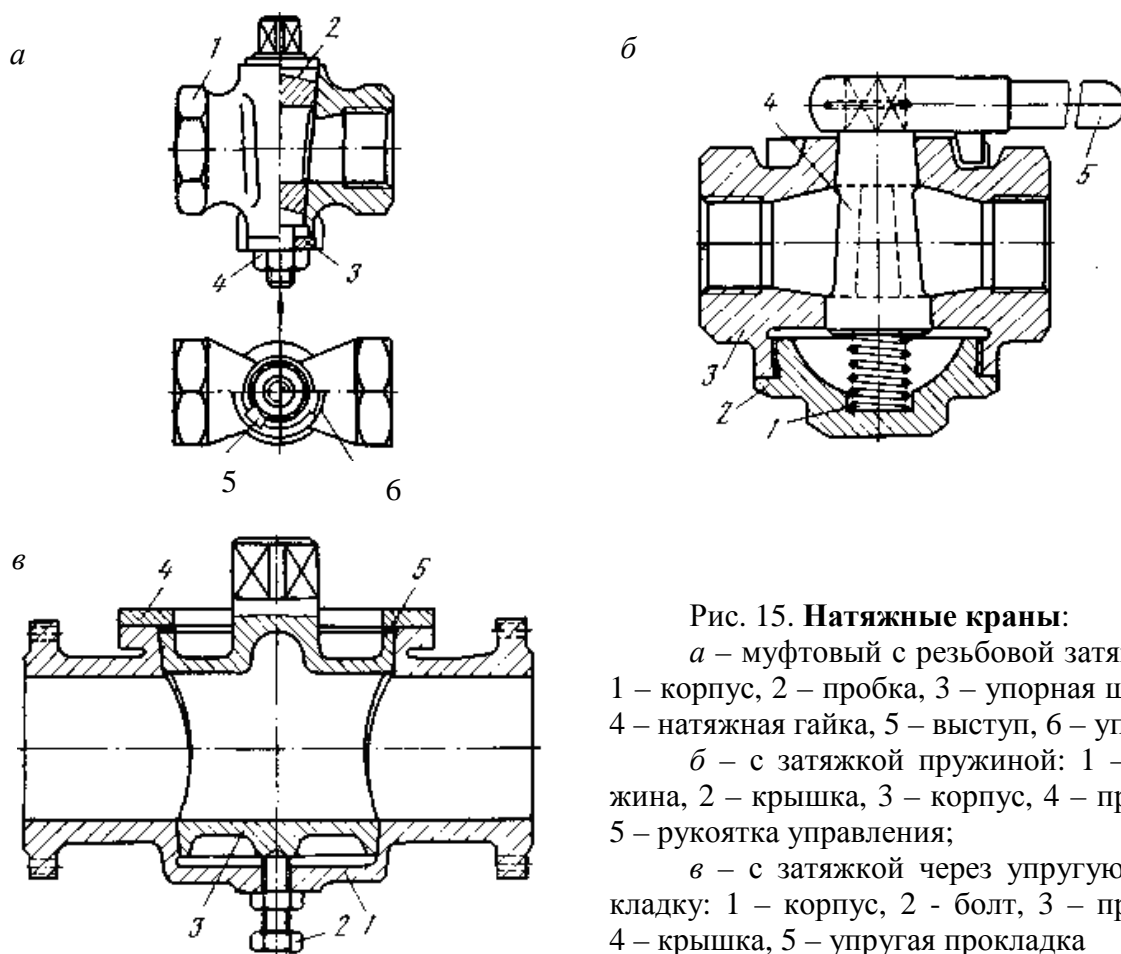


Рис. 15. Натяжные краны:

а – муфтовый с резьбовой затяжкой: 1 – корпус, 2 – пробка, 3 – упорная шайба, 4 – натяжная гайка, 5 – выступ, 6 – упор;

б – с затяжкой пружиной: 1 – пружина, 2 – крышка, 3 – корпус, 4 – пробка, 5 – рукоятка управления;

в – с затяжкой через упругую прокладку: 1 – корпус, 2 – болт, 3 – пробка, 4 – крышка, 5 – упругая прокладка

Поэтому такие краны применяют, главным образом, для сыпучих или вязких сред, где не требуется высокая герметичность, как для жидкости или газа. Для отжима пробки и регулировки затяжки используется болт 2.

Натяжные краны герметичны по отношению к окружающей среде в той же степени, как и в затворе, т.к. и та, и другая герметичность достигается путем создания удельного давления на уплотнительных поверхностях. Натяжные краны не имеют, как правило, специальных уплотнительных устройств, предохраняющих от пропуска рабочей среды в окружающее пространство. Вследствие этого натяжные краны применяют для низких рабочих давлений (до 10 кгс/см²) или для сред, пропуск которых в окружающую среду не опасен.

Сальниковые краны

Сальниковые краны характеризуются не наличием сальника вообще, а тем, что необходимые для герметичности удельные давления на конических уплотнительных поверхностях корпуса и пробки создаются при затяжке сальника. Усилие затяжки сальника передается на пробку, прижимая ее к седлу.

Конический сальниковый кран (рис. 16) состоит из корпуса 1, пробки 2, поднабивочной шайбы 3, набивки 4 и сальника 5.

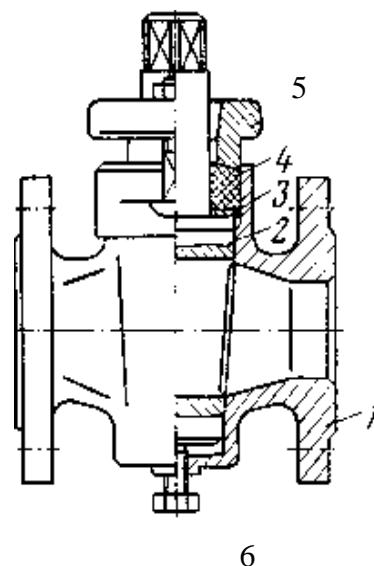


Рис. 16. Конический сальниковый кран:

1 – корпус, 2 – пробка, 3 – поднабивочная шайба, 4 – набивка, 5 – сальник, 6 – отжимной болт

Затвор и сальниковый узел герметизируют затяжкой гаек анкерных болтов. В сальниковых кранах с условным проходом 40 мм и выше обычно применяют отжимной болт 6. При слишком сильной затяжке сальника пробку трудно повернуть. Назначение болта – слегка отжать пробку для облегчения поворота.

Однако практически при перетяжке сальника отжать пробку болтом не всегда удается. При этом приходится ослаблять еще и затяжку сальниковых болтов. Поэтому отжимной болт в основном используют для отжима пробки при заклинивании или «прикипании» конической пары (такие случаи бывают, когда кран долго не срабатывает). Применение отжимного болта имеет недостаток: создается лишнее отверстие в корпусе, через которое возможен пропуск среды. Для повышения надежности конструкции иногда используют контргайку или цилиндрическую крышку с герметизирующей прокладкой.

Сальниковые краны обеспечивают более надежную защиту от утечки рабочей среды в атмосферу (благодаря сальнику), но имеют быстроизнашивающийся элемент – мягкую набивку. В связи с этим сальниковые краны применяют на более высокие параметры среды по сравнению с натяжными кранами. Однако сальниковые краны требуют более частого обслуживания (подтяжка сальника по мере износа набивки и смена набивки сальника при необходимости).

Основное принципиальное преимущество сальниковых кранов – соединение в одном элементе уплотнения хвостовика и средства затяжки пробки на герметичность. Однако соединение двух функций в одном элементе может стать и недостатком при неправильном выборе конструктивных параметров в процессе проектирования крана. Иногда бывает, что в кранах средних и больших проходов ширина сальниковой камеры настолько велика, что для затяжки сальника на герметичность требуется большое усилие. Это усилие (без учета сил трения) передается на пробку и создает значительные удельные давления на уплотнительных поверхностях. При этом момент, необходимый для поворота пробки, может оказаться настолько большим, что кран трудно будет открыть.

Сальниковые краны, как правило, широко применяют на жидких и газообразных средах при давлениях в трубопроводе 6 – 40 кгс/см².

Краны со смазкой

При давлениях среды свыше 40 кгс/см² на пробку крана действуют большие усилия, прижимающие ее к уплотнительной поверхности корпуса. Это усилие прямо пропорционально квадрату диаметра проходного сечения.

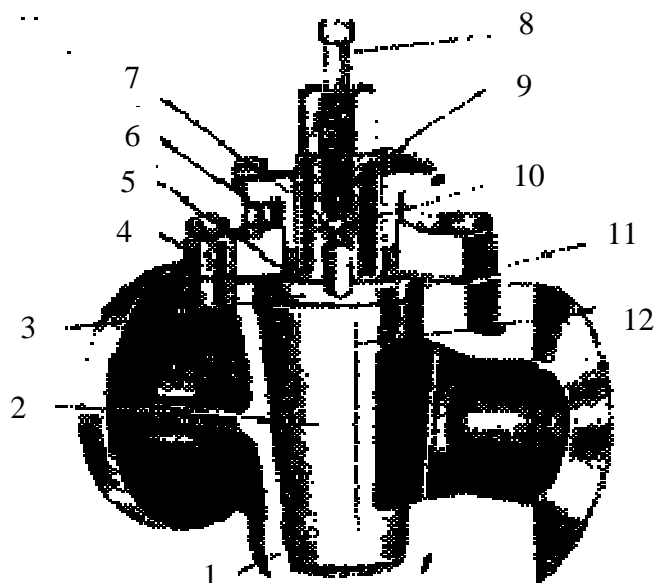
Поэтому при средних и больших проходах моменты, необходимые для управления краном, резко увеличиваются. Кроме того, при высоких давлениях среды удельные давления на уплотнительных поверхностях возрастают до таких значений, при которых задирающие контактирующих поверхностей при повороте становится серьезной опасностью. Эти причины,

а также необходимость в защите уплотнительных поверхностей от коррозии вызвали появление кранов со смазкой, изобретенных шведским инженером Нордштромом.

Конструкция такого крана (рис. 17) аналогична обычным сальниковым кранам и состоит из корпуса 1, пробки 2, крышки 4, поднабивочной шайбы 5, набивки 6 и сальника 7. Новым элементом является только система смазки.

Рис. 17. Кран со смазкой сальникового типа:

1 – корпус, 2 – пробка, 3 – вертикальная канавка в корпусе, 4 – крышка, 5 – поднабивочная шайба, 6 – набивка, 7 – сальник, 8 – болт для продавливания смазки, 9 – центральный смазочный канал, 10 – шариковый обратный клапан, 11 – горизонтальная уплотнительная проточка, 12 – вертикальная канавка в пробке



Смазку набивают в центральный канал 9 хвостовика пробки. При завинчивании болта 8 смазка через горизонтальное сверление продавливается в кольцевую уплотнительную проточку 11 на пробке, а оттуда через четыре вертикальные узкие канавки 3 на корпусе крана в канавки 12, расположенные по обе стороны окна пробки. При повороте пробки вертикальные канавки 12 разъединяются с горизонтальной проточкой 11. Поэтому рабочая среда под давлением не может выдавить смазку из системы при прохождении канавки 12 через окно прохода в корпусе крана.

В процессе работы крана смазка частично выдавливается в проход и вымывается средой, поэтому ее необходимо периодически добавлять. Для предотвращения выдавливания смазки через канал 9 при вывинчивании болта 8 используют шариковый обратный клапан 10.

Чтобы продавить высоковязкую смазку через длинную систему узких канавок, необходимо высокое давление. На кранах больших проходов, где длина смазочных канавок особенно велика, для подачи смазки к уплотнительным поверхностям иногда применяют мультипликаторы давления.

Недостатком кранов со смазкой по сравнению с другими кранами, кроме сложности конструкции, является необходимость периодической

набивки смазки. Однако при качественном изготовлении уплотнительных поверхностей и необходимых свойствах смазки обслуживание таких кранов не представляет трудностей.

Нельзя не отметить, что изготовление и применение кранов со смазкой при проходе свыше 300 мм уже нерационально из-за технологических трудностей подгонки конусов больших размеров. При таких размерах выгодно использовать шаровые краны.

Краны для магистральных трубопроводов

Краны, устанавливаемые на магистральных газопроводах, предназначены в основном для перекрытия участков трубопроводов при аварии или ремонтных работах. Как правило, срабатывают они редко. В настоящее время магистральные газопроводы строят из труб большого диаметра (700 мм и выше).

До недавнего времени на газопроводах применялись конические краны со смазкой. В последнее время они вытесняются более прогрессивным видом запорной арматуры – шаровыми кранами. Применяемые на магистральных газопроводах конструкции кранов в основном соответствуют описанным выше. Иногда для снижения усилий при открывании путем выравнивания давлений по обе стороны пробки краны снабжают обводными линиями. Все краны, как конические со смазкой, так и шаровые, имеют пневмоприводы с дистанционным управлением. Рабочая среда пневмопривода – транспортируемый газ, осушенный и очищенный от твердых примесей. Давление газа в приводе равно давлению в газопроводе. Все краны, как правило, снабжаются ручными дублерами для местного перекрытия при необходимости. Все краны на газопроводах монтируются при помощи сварки.

Основные параметры кранов для магистральных газопроводов регламентируются ГОСТ 9702-67, ГОСТ 12114-66 и ГОСТ 13343-67.

Выбор кранов

Для правильного выбора крана, обеспечения его работоспособности, надежности и долговечности необходимо знать условия, в которых будет работать данная конструкция, и требования, которые предъявляются к крану как к запорному устройству.

Конкретные рекомендации по выбору типа кранов в зависимости от условий работы следующие.

Состояние среды. Газообразные и легкотекучие жидкие среды требуют надежного уплотнения, поэтому здесь обычно применяют конические краны (натяжные и сальниковые). Для создания более надежной герметичности часто используют краны со смазкой. Для вязких сред можно применять цилиндрические краны, как наиболее простые в изготовлении.

При наличии в среде взвесей и абразивных частиц (среда в виде пульпы) не рекомендуется применять краны с подъемом пробки, т.к. твердые частицы, попадая между корпусом и пробкой в момент ее подъема, способствуют задиранию уплотнительных поверхностей и потере герметичности крана.

Рабочее давление среды. Чем выше рабочее давление среды, тем более сложной будет конструкция крана. При низких давлениях среды (до 10 кгс/см²) обычно применяют натяжные краны, при давлении до 40 кгс/см² – сальниковые, а при давлениях свыше 40 кгс/см² – краны со смазкой. В кранах для магистральных газопроводов на давление 64 кгс/см² применяют специальные приспособления для принудительной смазки уплотнительных поверхностей – мультипликаторы и лубрикаторы.

Условный проход. С увеличением условного прохода возрастает контактирующая поверхность пробки и корпуса, необходимая для создания герметичности. Совершенно очевидно, что на кранах с малым условным проходом получить необходимую герметичность легче. Обычно для малых условных проходов применяют краны конические, натяжные или сальниковые без смазки. Для больших условных проходов – краны со смазкой, которая заполняет микронеровности обработки и создает герметичность, или краны шарового типа, которые менее чувствительны к неточностям изготовления.

Температура рабочей среды. Обычно с повышением температуры вязкость среды уменьшается и, следовательно, затвор должен иметь более высокую герметичность. С другой стороны, при колебании температуры изменяются и линейные размеры деталей. Поэтому при больших температурных колебаниях лучше применять краны с подъемом пробки, т.к. устройство для принудительного подъема пробки перед поворотом и для опускания ее после поворота создает необходимые для герметичности удельные давления на контактирующих поверхностях пробки и корпуса.

Герметичность затвора. Необходимую герметичность затвора определяют в первую очередь свойствами среды. Так, взрывоопасные и токсичные среды, а также среды, имеющие большую жидкотекучесть, требуют большей надежности затвора, что приводит к усложнению конструкции в целом. При прочих равных условиях сальниковые краны обладают большей герметичностью, чем натяжные, а краны со смазкой – большей герметичностью, чем сальниковые. Наименьшую герметичность имеют краны цилиндрического типа, а наибольшую – шарового.

Способ управления краном. Способ управления краном также во многом влияет на выбор его конструктивного типа.

Наибольшие усилия требуются для управления кранами с коническим затвором, особенно натяжными и сальниковыми. Это объясняется тем, что сравнительно большие металлические уплотнительные поверхности контактируют без смазки. Для управления кранами со смазкой требуются сравнительно меньшие усилия, т.к. смазка уменьшает коэффициент трения контактирующих поверхностей.

1.9. Дисковые поворотные затворы

Дисковые поворотные затворы (английское butterfly valve и французское vanne papillon – в переводе означают «мотыльковые клапаны») – один из наиболее современных видов арматуры. Их стали широко применять в последнее десятилетие.

Запорный элемент арматуры – диск диаметром, приблизительно равным внутреннему диаметру трубопровода. Затвор открывается и закрывается вращением диска вокруг оси, перпендикулярной (или почти перпендикулярной) оси трубопровода. Проточная часть корпуса затвора по форме близка к отрезку трубопровода.

Благодаря простой геометрической форме корпуса и запорного элемента дисковые поворотные затворы просты по конструкции и невелики по габаритным размерам. В центральной части корпуса дискового затвора расположены подшипники вала, на котором вращается диск. Диск в открытом положении размещается в центральной и периферийной частях корпуса, причем в качестве последней может быть использован трубопровод. Это позволяет выполнять дисковые затворы с очень малыми строительными длинами (наименьшими среди всех видов арматуры).

Запорный элемент (диск) затвора размещают по диаметру внутри проходной части трубопровода (благодаря этому высота затворов также минимальна). Диск имеет небольшую площадь и толщину, что обеспечивает легкость затворов и их низкую металлоемкость. Дисковые поворотные затворы позволяют соединить в одной конструкции две основные функции трубопроводной арматуры – регулирование и полное перекрытие (запирание) потока, что обуславливает экономичность их использования. Отличие дисковых затворов от подобных им по конструкции дроссельных (регулирующих) заслонок (регулирующих дисковых клапанов), применяющихся уже многие десятилетия, состоит в том, что затворы обеспечивают герметичность в закрытом положении. Это отличие является принципиальным, т.к. именно герметизация в закрытом положении – наиболее сложная конструктивная проблема для арматуры данного типа.

Дисковые поворотные затворы – один из наиболее старых видов арматуры. Однако, несмотря на их максимальную простоту, наименьшие по сравнению с другими типами арматуры габаритные размеры и массу, дисковые затворы ранее были мало распространены. Это объясняется трудностью создания и обеспечения на достаточно длительный срок их надежной герметичности.

Ранее не существовало материалов, которые удовлетворяли бы требованиям, предъявляемым к эластичным седлам дисковых затворов, – сохранение формы и упругих свойств в течение длительного времени при сдавливании в них кромки диска после многих тысяч циклов срабатывания, а также теплостойкость и химическая стойкость. В последние годы благодаря синтетическим резинам (эластомерам) эта проблема решена.

Затворы общепромышленного применения обычно имеют упругое уплотнительное кольцо или седло, устанавливаемое в корпусе (кольцо может быть на диске), либо резиновую рубашку в корпусе. Характеристики синтетических резин, используемых для уплотнений, пока еще ограничивают область применения дисковых затворов. Самое нежелательное для дисковых затворов свойство резин – набухание в рабочей среде, что увеличивает крутящий момент при открывании и закрывании затвора и приводит к преждевременному выходу уплотнения из строя.

Для работоспособности затвора важное значение имеет профиль диска, особенно точность размеров и качество отделки взаимодействующих поверхностей диска и седла.

Основные преимущества дисковых затворов по сравнению с другими типами запорной арматуры (задвижками, вентилями и кранами) – простота конструкции, малые габаритные размеры и масса – дают тем больший эффект, чем больше условный проход арматуры. Поэтому дисковые затворы уже давно используют в качестве запорной арматуры в водоводах турбин гидроэлектростанций, где диаметры проходного сечения порядка 3 – 5 м делают практически неприменимой арматуру других типов.

Область применения дисковых затворов до начала 60-х годов ограничивалась в основном водоводами и воздуховодами средних и больших проходов (начиная от 400 – 600 мм и до нескольких метров). Это объясняется тем, что небольшие протечки воды и воздуха, возможные при недостаточно надежном уплотнении затвора, обычно не опасны. Область применения дисковых затворов сужена по сравнению с другими типами запорной арматуры из-за того, что их конструкция плохо приспособлена для работы при средних и высоких давлениях рабочей среды. Причины заключаются в следующем. Во-первых, трудность герметизации прохода при

значительных перепадах давления на затворе вследствие невозможности (или большой конструктивной сложности) использования эффекта самоуплотнения под действием рабочего давления. У дисковых затворов принципиальная сложность герметизации связана с тем, что запорный элемент вращается (как у кранов), поэтому основное рабочее перемещение запорного элемента нельзя использовать для герметизации. В то же время запорный элемент не может свободно перемещаться вдоль оси трубопровода. Поступательное перемещение («плавание») под нагрузкой от рабочей среды диска или седла вдоль оси трубопровода в дисковых затворах (в отличие от кранов) очень трудно осуществить в конструкции. Для этого нужен специальный механизм, не связанный с механизмом поворота диска. Применение такого механизма значительно усложняет и удорожает конструкцию, поэтому такие конструкции почти не применяют.

Усложнение герметизации дисковых затворов при повышенных рабочих давлениях связано с низкой прочностью и (особенно!) малой жесткостью диска. Последний представляет собой плиту с опорой посередине и длинными консолями (в отличие, например, от запорного элемента задвижки, который представляет собой ту же плиту, но с опорой по периферии, без консолей, что повышает ее прочность и жесткость). Для повышения прочности и жесткости диска его выполняют толстым (при больших диаметрах – полым с внутренними ребрами) или двойным (с промежуточными ребрами). Однако большое увеличение толщины диска увеличивает его массу и снижает пропускную способность затвора. Малая жесткость краев диска, наиболее удаленных от ступицы вала, приводит к неравномерной деформации периферии диска и расположенной на ней уплотнительной поверхности, что отрицательно сказывается на герметичности затвора.

Эти конструктивные особенности дисковых затворов в большинстве случаев указывают на необходимость достижения их герметизации не прижатием диска к торцовой поверхности седла (как в вентилях, задвижках и шаровых кранах), а созданием натяга между диском и седлом в радиальном направлении. В зависимости от размещения упругого элемента, создающего необходимый для герметизации натяг, выделяются два основных типа дисковых затворов – с эластичными уплотнениями на диске и в корпусе. Кроме того, когда не требуется высокая герметичность, применяют затворы с уплотнением «металл по металлу».

Задача герметизации затворов осложняется также тем, что в дисковых затворах простейшей формы (с соосным расположением диска и вала) цапфы, на которых вращается диск, пересекают периферию диска

и, следовательно, уплотнительную поверхность, нарушая целостность последней. Поэтому во многих конструкциях диск (и уплотнительную поверхность) располагают эксцентрично относительно цапф вала или наклоняют ось вала по отношению к оси диска. Это, в свою очередь, усложняет конструкцию затвора, а в тех случаях, когда ось вала наклонена к оси трубопровода – и технологию обработки корпуса затвора и самого диска. При размещении уплотнения на диске оно подвергается сильному динамическому воздействию турбулентного потока рабочей среды, приводящему часто к преждевременному разрушению уплотнения. Чтобы защитить уплотнение в открытом положении затвора, в затворах большого диаметра (в гидросистемах) иногда применяют обтекатели, усложняющие конструкцию затвора, увеличивающие его массу и габаритные размеры.

При размещении эластичного уплотнения в корпусе (в виде седла или сплошной футеровки) края диска вдавливаются в седло, которое должно работать в условиях высоких местных напряжений и сохранять при этом свою форму и упругость в течение длительного времени независимо от положения затвора (открытого или закрытого).

Большое значение для работы дискового затвора имеет конструкция подшипников, которые воспринимают значительные усилия от давления рабочей среды на диск. Подшипники должны быть гарантированы от заедания, и трение в них должно быть небольшим. Подшипники часто изготовляют из пористой бронзы, пропитанной графитом (что устраняет необходимость их смазки), из политетрафторэтилена с наполнителями. Для малых условных проходов (D_y до 150 мм) применяют покрытие металлических подшипников политетрафторэтиленом. Применяют также подшипники качения (игольчатые или шариковые). На цапфы вала иногда наносят антифрикционное покрытие на основе дисульфида молибдена.

Для особых условий работы затворы могут иметь сальники с удлиненной горловиной (для затворов, снабжаемых теплоизоляцией), с ребристой горловиной (обеспечивающей их охлаждение при высокой температуре рабочей среды), с подачей смазки или нейтральной среды в набивочную камеру для лучшей герметизации затвора по отношению к окружающей среде.

Характерная особенность дисковых затворов – возникновение в открытом положении гидродинамического момента на валу, стремящегося закрыть затвор. Для уменьшения этого момента применяют специальную профилировку диска различного вида, создающую добавочные реактивные силы, частично уравнивающие гидродинамический момент на валу затвора.

Указанные выше недостатки дисковых затворов тормозили их широкое внедрение в промышленность. Однако в настоящее время все эти проблемы в основном разрешены. Благодаря невысокой стоимости, небольшим массе и габаритным размерам дисковые затворы успешно применяют как на неагрессивных, так и агрессивных средах: в нефтяной, нефтехимической и химической промышленности (в частности, в производстве удобрений и инсектицидов); коммунальных газораспределительных системах, а также системах водоснабжения и канализации; противопожарных системах; авиации; вакуумных системах; судостроении; системах кондиционирования воздуха; сахарной и пищевой промышленности; на установках пневмотранспорта сыпучих материалов; в бумажной промышленности; на трубопроводах морской воды и рассолов; в горнообогатительной промышленности и промышленности строительных материалов; текстильной промышленности; в гидротехнике и мелиорации; системах промышленного водоснабжения и сточных вод и т.д.

Дисковые затворы можно классифицировать по следующим признакам:

- по конструкции и расположению уплотнений различают затворы с металлическим уплотнением, с эластичными уплотнениями на диске и в корпусе. Последние, в свою очередь, могут быть с эластичным уплотнительным кольцом, эластичным седлом и эластичной рубашкой в корпусе;
- по расположению вала и диска затворы могут быть с соосным расположением вала и диска, с наклонным диском и наклонным валом;
- по типу присоединения к трубопроводу затворы разделяют на фланцевые и бесфланцевые (так называемой «вафельной» конструкции). Другие типы присоединений в дисковых затворах применяются редко.

Привод дисковых затворов бывает ручной, с механическим редуктором, пневматический, гидравлический и электрический. Диск в затворах может быть одностворчатый (обычно) и многостворчатый (как правило, с двумя створками).

Основные параметры металлических дисковых поворотных затворов регламентированы ГОСТ 12521-67 (табл. 9): условное давление до 16 кгс/см²; условный проход до 2 000 мм для жидких и газообразных неагрессивных сред; температура до 80 °С.

Приборы и средства автоматизации, отвечающие современным требованиям, создаются в соответствии с единой Государственной системой приборов и средств автоматизации (ГСП).

По своей структуре ГСП подразделяется на несколько самостоятельных ветвей в зависимости от вида вспомогательной энергии – пневматическую, электрическую аналоговую, электрическую дискретную, гидравлическую, а также ветвь регуляторов без вспомогательного источника энер-

гии. В свою очередь, устройства каждой ветви ГСП подразделяются по функциональному признаку. Одни из них служат для получения информации, другие – для ее передачи и переработки, третьи используют эту информацию для воздействия на процесс.

Таблица 9

Основные параметры дисковых поворотных затворов по ГОСТ 12521-67

Давление P_y , кгс/см ²	Проход условный D_y , мм										
	200	300	400	500	600	800	1 000	1 200	1 400	1 600	2 000
2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
10	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	–
16	–	+	+	+	+	+	+	+	–	–	–

1.10. Исполнительные устройства регулирования

Устройство системы автоматического управления или регулирования (САУ), воздействующее на процесс в соответствии с получаемой командной информацией, называется исполнительным устройством. Воздействие на процесс осуществляется изменением расхода проходящей через исполнительное устройство среды (управляющего расхода) таким образом, чтобы это изменение соответствующим образом повлекло за собой изменение регулируемого параметра. Вход исполнительного устройства – выходной сигнал управляющего устройства, выход – расход протекающей среды.

Исполнительные устройства состоят из двух основных функциональных блоков: регулирующего органа – собственно клапана или заслонки (исполнительного органа), непосредственно воздействующего на процесс путем изменения пропускной способности, и исполнительного механизма (привода), предназначенного для управления исполнительным органом в соответствии с командной информацией, получаемой от управляющего устройства.

Исполнительные устройства устанавливаются непосредственно на трубопроводах (как технологических, так и магистральных), сосудах и различных аппаратах. Они регулируют или поддерживают в заданных пределах параметры среды (температуру, расход, давление, уровень и т.п.), непосредственно или косвенно связанные с изменением расхода среды через исполнительное устройство.

В нефтяной, нефтеперерабатывающей, нефтехимической, газовой и других отраслях промышленности широко применяют пневматические исполнительные устройства.

Следует учесть, что перед вводом в процесс регулирующего воздействия осуществляется большое число операций по сбору информации о состоянии параметров процесса и по обработке этой информации с целью формирования воздействия на исполнительное устройство. Эти операции выполняются элементами САР, характеризующимися определенными статическими и динамическими свойствами и точностными характеристиками. Чем сложнее система, тем большее число различных режимных и технико-экономических факторов она учитывает; чем сложнее алгоритм формирования управляющего сигнала, тем выше должны быть требования к исполнительному устройству. Следовательно, правильный выбор исполнительного устройства – одна из необходимых предпосылок эффективного использования современных систем управления.

Наиболее распространенное исполнительное устройство – двухседельный сальниковый регулирующий клапан с пневматическим мембранным пружинным исполнительным механизмом (рис. 18).

Оно состоит из регулирующего органа *I* и прямоходного мембранно-пружинного пневмопривода прямого действия *II*. Пневмопривод может быть укомплектован дополнительными блоками – позиционером *III*, ручным дублером *IV* или одновременно и тем и другим.

При работе регулирующего клапана без позиционера мембранная камера исполнительного механизма соединяется пневмотрассой непосредственно с автоматическим регулятором или другим управляющим устройством. При работе регулирующего клапана с позиционером последний устанавливается на исполнительном устройстве и он воспринимает сигнал от управляющего устройства.

Регулирующий орган *I* двухседельного клапана имеет фланцевую проходную конструкцию. Регулирующий орган состоит из корпуса *13*, верхней *10* и нижней *14* крышек, затвора *9*. Верхняя и нижняя крышки установлены на корпусе. В корпус ввинчены два седла *12*, образующие вместе с затвором проходное сечение для регулируемой среды. В верхнюю и нижнюю крышки запрессованы втулки *11*, являющиеся направляющими для поступательно перемещающегося затвора. Шток *8* затвора при помощи специальной соединительной гайки *7* жестко связан со штоком *6* исполнительного механизма. Уплотнение штока осуществляется при помощи сальника *3*, выполненного из шевронных фторопластовых колец, опирающихся на пружину. В процессе эксплуатации сальник может быть подтянут гайками *5*. Конструкция и размеры сальниковой камеры клапана позволяют заменить набивку из фторопластовых колец асбестовой. При этом вместо

пружины в сальниковой камере устанавливают промежуточный фонарь, а в резьбовое отверстие сальниковой камеры вместо пробки помещают лубрикатор для подачи смазки.

Пневматический мембранно-пружинный исполнительный механизм прямого действия II устанавливают на верхней крышке 10 регулирующего органа I и закрепляют шлицевой гайкой 4.

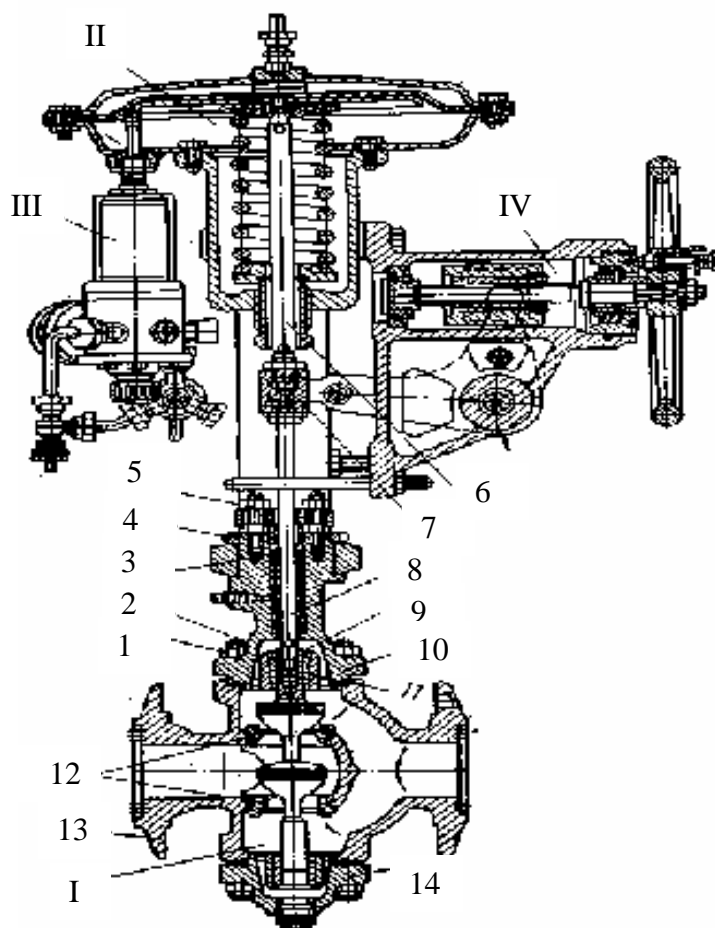


Рис. 18. Двухседельный сальниковый регулирующий клапан:

I – регулирующий орган, II – исполнительный механизм, III – позиционер, IV – боковой ручной дублер;

1 – гайка, 2 – шпилька, 3 – сальник, 4 – шлицевая гайка, 5 – гайка сальника, 5 – шток исполнительного механизма, 7 – соединительная гайка, 8 – шток затвора, 9 – затвор, 10 – верхняя крышка, 11 – втулка, 12 – седла, 13 – корпус, 14 – нижняя крышка

При работе регулирующего клапана без позиционера командный сигнал (давление сжатого воздуха от 0,2 до 1,0 кгс/см²) подается непосредственно на мембрану исполнительного механизма. При этом создается усилие, которое, действуя на возвратную пружину привода и сжимая ее, перемещает шток 6 исполнительного механизма и соответственно шток 8 с

затвором 9 регулирующего органа. Затвор 9, поступательно перемещаясь относительно неподвижных седел 12, изменяет проходное сечение, а следовательно, и пропускную способность исполнительного устройства. В результате этого по определенной зависимости изменяется расход транспортируемой через исполнительное устройство среды.

Основной недостаток большинства исполнительных устройств (в частности, и двухседельных регулирующих клапанов) – трудность получения герметичности в закрытом положении, что приводит к необходимости установки обводного трубопровода параллельно исполнительному устройству (рис. 19).

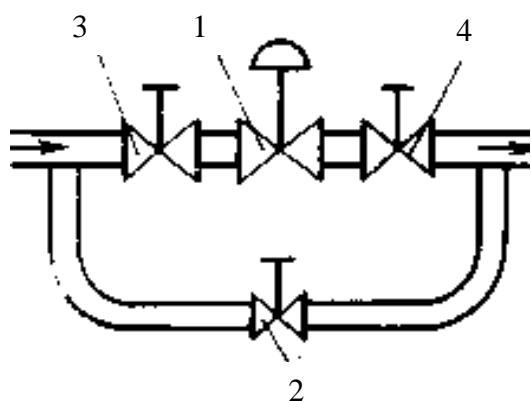


Рис. 19. Схема установки клапана на обводном трубопроводе:

1 – регулирующий клапан, 2 – регулирующий вентиль, 3 и 4 – запорные вентили (или задвижки)

В месте его установки трубопровод разветвляется на два параллельных участка. На одном из них установлено исполнительное устройство 1, на другом – регулирующий вентиль 2. Последовательно с исполнительным устройством (до и после него) устанавливаются запорные вентили (или задвижки) 3 и 4. Обводную линию используют для надежного перекрытия потока или при ремонте или демонтаже исполнительного устройства как запасную для направления потока через регулирующий вентиль.

Основные параметры

Исполнительное устройство является элементом системы автоматического регулирования (САР), устанавливаемым непосредственно на технологическом или магистральном трубопроводе. Поэтому его основные параметры должны соответствовать как требованиям, предъявляемым к трубопроводной арматуре, так и требованиям, предъявляемым к устройствам автоматики.

Основные параметры исполнительных устройств систем автоматического регулирования следующие:

- условное давление P_y , кгс/см²;
- условный проход D_y , мм;

- тип присоединения к трубопроводу;
- допустимые условия вибрации;
- допустимый интервал температур регулируемой среды;
- допустимый перепад давления регулируемой среды;
- допустимый интервал температур и соответствующая относительная влажность окружающего воздуха;
- показатели надежности;
- срок службы;
- вид управляющей энергии;
- диапазон изменения входного сигнала;
- параметры питания;
- вид действия – нормальное положение затвора исполнительного устройства при отсутствии воздействия на него входного сигнала.

Классификация исполнительных устройств

Исполнительные устройства в основном классифицируют в зависимости от условной пропускной способности. По этому признаку их делят на четыре группы:

- исполнительные устройства больших расходов – регулирующие заслонки с условной пропускной способностью от 40 до 25 000 м³/ч (условные проходы от 50 до 1 000 мм);
- исполнительные устройства средних расходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью от 2 до 5 000 м³/ч (условные проходы от 10 до 300 мм);
- исполнительные устройства малых расходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью от 0,1 до 4,0 м³/ч (условные проходы от 6 до 25 мм);
- исполнительные устройства микрорасходов – регулирующие клапаны с условной пропускной способностью 0,1 м³/ч и менее и условным проходом 10 мм и менее.

Исполнительные устройства средних расходов – регулирующие клапаны: двухседельные; односедельные; трехходовые; шланговые; диафрагмовые; шаровые; клеточные.

В зависимости от вида управляющей энергии исполнительные устройства делят на пневматические, гидравлические и электрические. При этом один и тот же регулирующий орган можно комплектовать как пневматическим, так и электрическим исполнительным механизмом (приво-

дом). В условиях пожаро- и взрывоопасных производств наиболее широко применяют исполнительные устройства с пневматическими приводами (пневматические исполнительные устройства).

По принципу действия исполнительные устройства делятся на регулирующие и запорно-регулирующие.

В зависимости от вида пропускной характеристики исполнительные устройства могут быть с равнопроцентной пропускной характеристикой и линейной пропускной характеристикой.

По величине условного давления исполнительные устройства делятся на группы: низких давлений – до 16 кгс/см²; средних – от 25 до 160 кгс/см² и высоких – от 200 до 1 500 кгс/см².

В зависимости от допустимой температуры регулируемой среды исполнительные устройства могут быть: для низких температур – до –225 °С; нормальных – до +225 °С и высоких – до +450 °С.

В зависимости от материала основных деталей регулирующего органа исполнительные устройства применяют чугунные, стальные (из углеродистой стали), нержавеющей (из различных марок нержавеющей сталей) и специальные.

В зависимости от способа уплотнения выходного штока регулирующего органа исполнительные устройства делятся на сальниковые и бессальниковые (например, с сильфонным уплотнением штока).

В зависимости от взаимного расположения входного и выходного патрубков исполнительные устройства могут быть проходными и угловыми.

В зависимости от вида подсоединения к трубопроводу исполнительные устройства делятся на фланцевые, муфтовые, линзовые, цапковые и приварные.

В зависимости от вида действия ИУ могут быть: нормально открытые (НО), в которых при прекращении подвода энергии, создающей перестановочное усилие, проходное сечение полностью открывается; нормально закрытые (НЗ), в которых при прекращении подвода энергии, создающей перестановочное усилие, проходное сечение полностью перекрывается.

По защищенности от воздействия окружающей среды исполнительные устройства могут быть в обыкновенном и взрывозащищенном исполнениях. В обыкновенном исполнении они предназначены для работы в условиях воздействия окружающей среды, в которой допускаются загрязняющие соединения в концентрациях, ограниченных определенными нормами.

В зависимости от устойчивости к воздействию температуры и влажности окружающего воздуха при эксплуатации исполнительные устройства делятся на группы:

Группа исполнительного устройства	Интервал температур, °С	Относительная влажность по всему интервалу температур, %
I	От –50 до +50	30 – 80
II	От –30 до +50	30 – 80
III	От –15 до +50	30 – 80

Исполнительные устройства групп I и II должны быть также устойчивы к воздействию относительной влажности до 95 % при температуре 35 °С.

Односедельные клапаны

Односедельные регулирующие клапаны в последнее время благодаря своим преимуществам начали вытеснять двухседельные клапаны.

Односедельные клапаны подразделяются на регулирующие и запорно-регулирующие. Каждая из этих групп делится на клапаны с сильфонным и сальниковым уплотнениями штока. Кроме того, односедельные клапаны бывают проходными и угловыми.

Односедельные клапаны могут иметь линейную или равнопроцентную пропускную характеристику. Как правило, односедельные регулирующие клапаны применяют, когда необходимо полностью перекрыть поток при закрытии клапана, а также при регулировании потоков вязких жидкостей и неоднородных сред (взвесей, растворов, пульп и др.). Односедельные клапаны применяют также при малых условных проходах трубопровода.

Односедельный клапан, предназначенный для регулирования потоков сред с большой вязкостью или сред, содержащих твердые частицы (рис. 20), состоит из регулирующего органа и мембранного пружинного исполнительного механизма, укомплектованного пневматическим позиционером. Клапан также может быть укомплектован боковым или верхним дублером для ручного управления.

Конструктивная особенность регулирующего органа – отсутствие в нем «мертвых» пространств, в которых возможно оседание твердых частиц.

Корпус 1 клапана представляет собой изогнутый отрезок трубы, в котором закреплено седло 2 и установлен затвор 4. Он снабжен привариваемой распоркой для придания жесткости изогнутому отрезку трубы. Седло 2 доступно для осмотра и ремонта, т.к. оно зажато между фланцем корпуса 1 и контрфланцем 3, приваренным к трубопроводу. Затвор клапана состоит из дросселирующего каплеобразного золотника 4 и цилиндрического стержня 5, жестко скрепленных на резьбе. Дроссельные поверхности затвора и седла клапана наплавлены твердым сплавом для защиты от абразивного износа.

Во избежание вибрации при больших перепадах давления цилиндрическая часть затвора перемещается в длинной направляющей втулке б.

Через одно из резьбовых отверстий крышки 7 в полость над стержнем подводится промывочная жидкость, предотвращающая попадание твердых частиц в зазоры между стержнем 5 и втулкой б. Второе отверстие с конической резьбой предусмотрено на случай применения лубриката.

Сальник клапана состоит из фторопластовых колец 9, которые поджимаются пружиной 8.

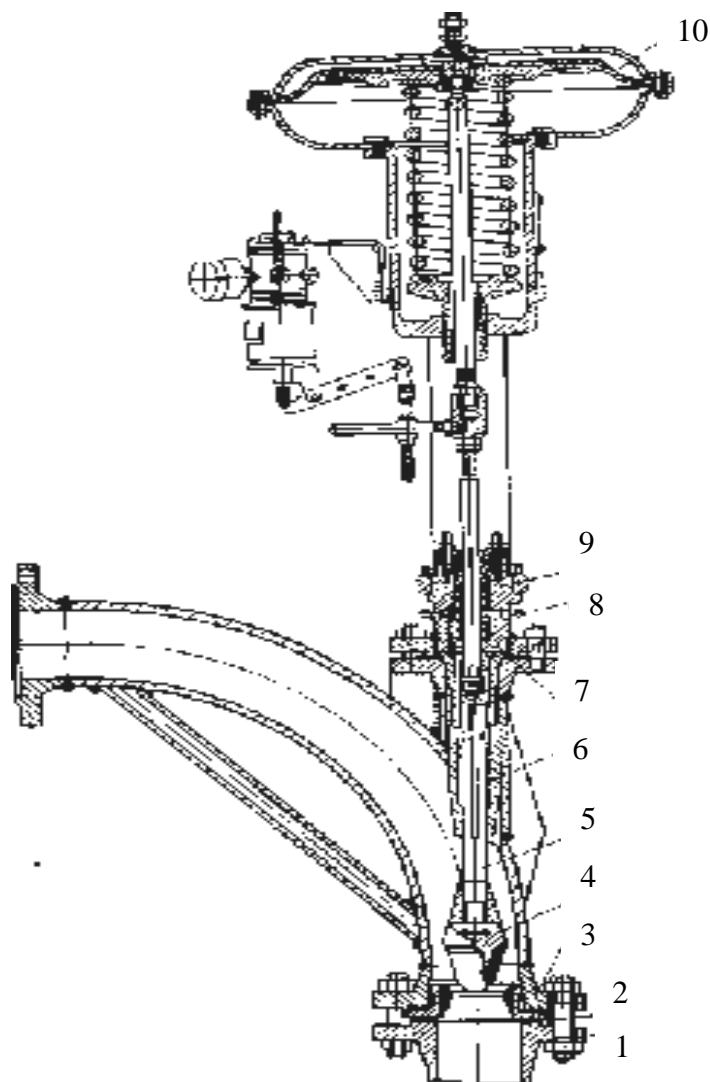


Рис. 20. Односедельный угловой регулирующий клапан для вязких сред: 1 – фланец, 2 – седло, 3 – корпус, 4 – затвор, 5 – шток, 6 — втулка, 7 – крышка, 8 – пружина сальника, 9 – сальниковое кольцо, 10 – исполнительный механизм

Для сред с температурой до 200 °С клапаны выполняются с обычной крышкой, а для сред с температурой выше 200 °С – ребристой рубашкой охлаждения.

Корпус и крышку изготавливают из углеродистой стали, подвижные детали, соприкасающиеся со средой, – из нержавеющей стали.

Односедельный регулирующий клапан, предназначенный для регулирования с повышенной точностью потоков агрессивных жидкостей и газов (рис. 21), – двойной. Шток 2 клапана жестко связан с затвором 1 (малого сечения) точной регулировки. Седло 3 этого затвора составляет одно целое с затвором 5 грубой регулировки. Для устранения самопроизвольного перемещения затвора служит сальниковое устройство. В корпусе сальника имеется отверстие с трубкой для стока среды, просачивающейся через сальник.

Присоединение клапана к трубопроводу – фланцевое. Седло большого затвора имеет четыре треугольных отверстия общей площадью 9 см^2 . Седло крепится в корпусе клапана на резьбе. Затвор грубой регулировки имеет четыре отверстия для выхода среды, поступающей через седло малого затвора точной регулировки.

Клапан работает следующим образом. При передвижении штока 2 затвор 1 перемещается относительно седла 3, уменьшая или увеличивая проходное сечение. Нижний затвор 5 при этом затормаживается сальником 4. Если же перемещения штока 2 будут настолько большими, что затвор 1 полностью откроет или закроет седло 3, то затвор 1, нажимая на упор затвора 5, увеличит или уменьшит проходное сечение в седле.

Таким образом, при небольших перемещениях штока 2 регулирование осуществляется только затвором малого сечения, а, следовательно, более точно. При значительных перемещениях штока действует затвор большего сечения (грубой регулировки).

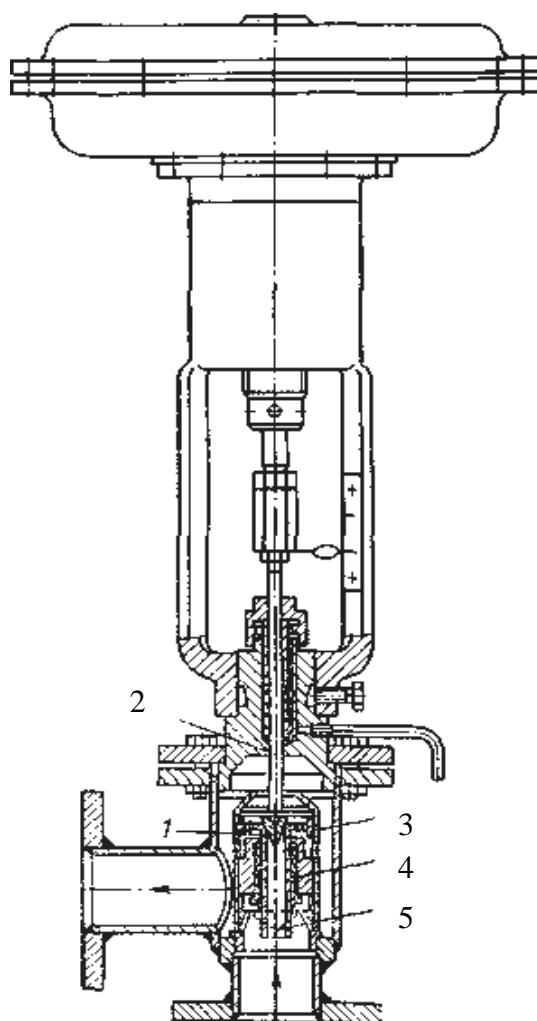


Рис. 21. Односедельный регулирующий клапан повышенной точности для агрессивных сред:

1 – затвор точной регулировки, 2 – шток, 3 – седло точной регулировки, 4 – сальник, 5 – затвор грубой регулировки

Односедельные клапаны могут быть запорно-регулирующими. Они имеют на затворе уплотняющее фторопластовое кольцо, поэтому их можно применять для регулирования потоков сред с температурой до 120 °С. Конструкция односедельных проходного и углового запорно-регулирующих клапанов показаны на рис. 22.

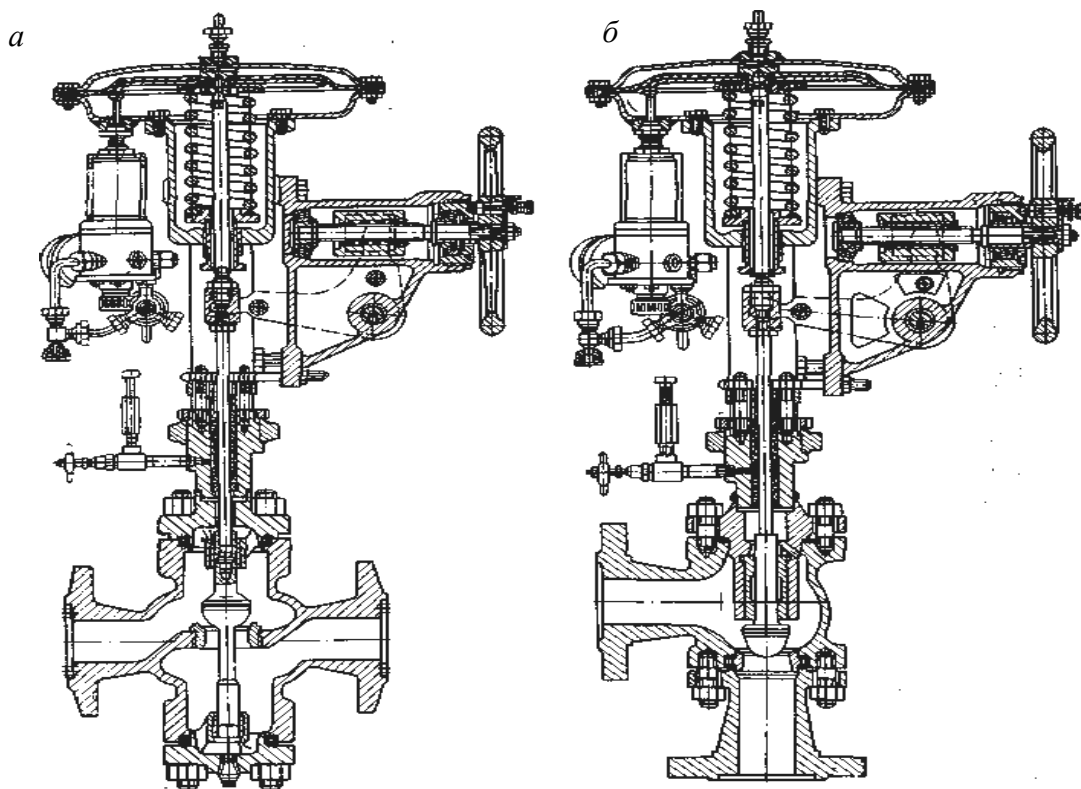


Рис. 22. Односедельные запорно-регулирующие клапаны:
a – проходной, *б* – угловой

В приведенных односедельных регулирующих клапанах – затвор неразгруженный, т.е. во всех этих конструкциях увеличение перепада давления на клапане влечет за собой увеличение неуравновешенного усилия, действующего на затвор. Поэтому такие клапаны могут успешно работать только при небольших перепадах давления регулируемой среды.

В последнее время созданы односедельные регулирующие клапаны с разгруженным затвором.

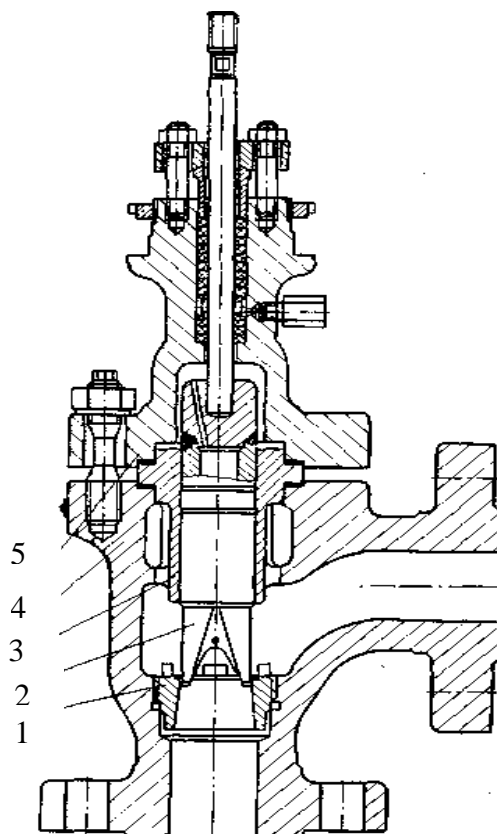
Они могут успешно регулировать потоки сред при больших перепадах давления. Разгрузка затвора 2 в таком клапане (рис. 23) обеспечивается наличием в нем каналов, соединяющих полости над затвором и под ним, благодаря чему давления над затвором и под ним равны. Затвор имеет две направляемые цилиндрические поверхности – одна из них направляется седлом 1, другая – направляющей втулкой 3, зажимаемой между корпусом 4 и

верхней крышкой. Благодаря большой площади направляющих поверхностей в клапане даже при высоких перепадах давления не возникают вибрации и шумы. Клапаны имеют ряд исполнений и рассчитаны на условное давление 320 кгс/см^2 для регулирования сред с температурой от -10 до $+450^\circ\text{C}$. Детали корпуса изготовляют либо из углеродистой, либо из нержавеющей стали, затвор и седло – из нержавеющей стали или из стеллита.

Затвор обеспечивает равнопроцентную пропускную характеристику клапана при диапазоне изменения пропускной способности, равном 50 %. Негерметичность регулирующих клапанов с уравновешенным затвором не превышает 0,5 % максимальной пропускной способности.

Рис. 23. Регулирующий орган однонедельного клапана с разгруженным затвором:

1 – седло, 2 – затвор, 3 – направляющая втулка, 4 – корпус, 5 – верхняя крышка



Клапаны комплектуют пневматическими, электрическими или гидравлическими приводами с необходимыми дополнительными блоками.

Трехходовые клапаны

Трехходовые клапаны предназначены для смешения двух потоков в один или для разделения одного потока среды на два.

По этому признаку трехходовые клапаны разделяют на смесительные и разделительные.

У смесительного клапана к двум его патрубкам подводятся потоки различных сред или однородная среда, но с разными температурами; у разделительного – к одному из его патрубков подводится поток среды, который разделяется этим клапаном на два самостоятельных потока, выходящих через другие патрубки.

Трехходовые регулирующие клапаны отличаются величиной пропускной способности от соответствующих двухседельных клапанов. Основ-

ные детали смесительных и разделительных клапанов унифицированы, но поскольку корпуса клапанов этих двух типов имеют неодинаковую форму и различные гидравлические сопротивления, то пропускная способность смесительных и разделительных клапанов также различна.

В смесительный трехходовой клапан с сильфонным уплотнением штока (рис. 24) смешивающиеся потоки поступают через патрубки 1 и 3, а общий поток выходит из клапана через патрубок.

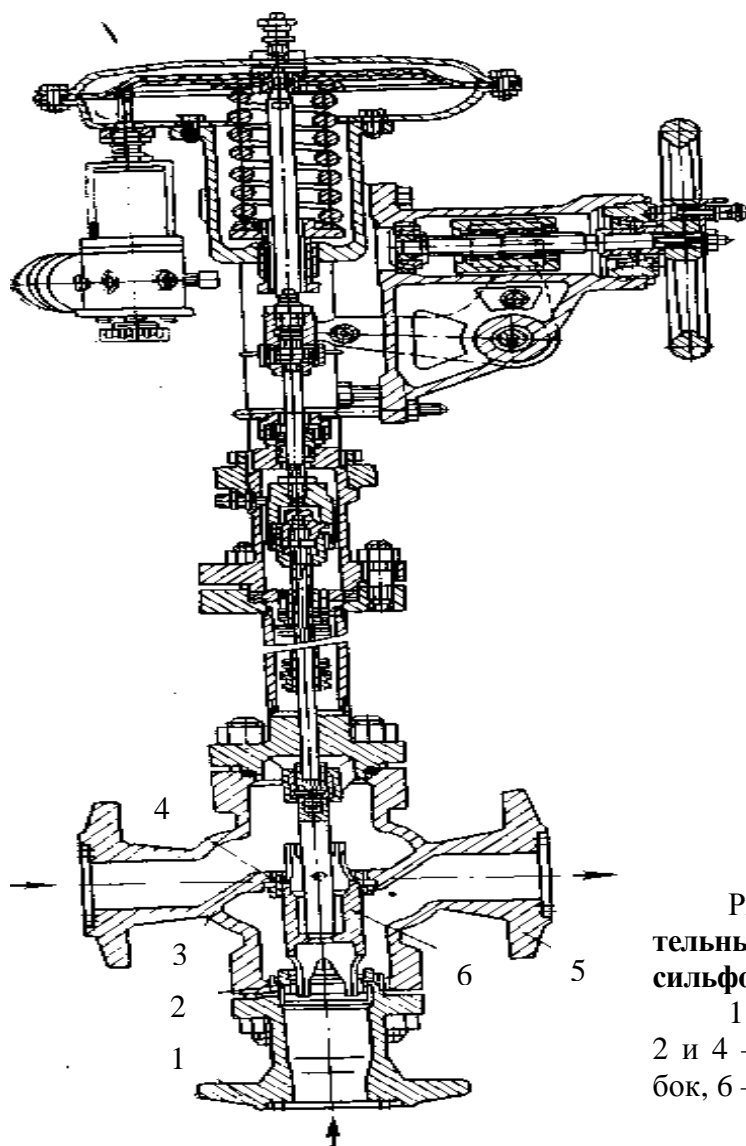


Рис. 24. Трехходовой смесительный регулируемый клапан с сильфонным уплотнением штока:

1 и 3 – входные патрубки, 2 и 4 – седла, 5 – выходной патрубок, 6 – затвор

Клапан имеет два седла. Седло 4 закреплено непосредственно в корпусе клапана, а седло 2 – в патрубке 1. Затвор 6 юбочного типа перемещается одновременно в обоих седлах. При перемещении затвора увеличивается проходное сечение в одном из седел и одновременно уменьшается в другом. При этом общий расход потока через клапан остается постоянным независимо от положения затвора, а изменяется лишь верхнее и нижнее седла.

В разделительном трехходовом регулирующем клапане с сальниковым уплотнением штока (рис. 25) поток, подведенный к патрубок, разделяется на два, которые выходят через патрубки 4 и 8. Оба седла клапана 2 и 6 закреплены непосредственно в корпусе.

Затвор 5 имеет две юбки 3 и 7, которые регулируют распределение входящего потока среды между двумя выходными патрубками, оставляя общий расход среды через клапан постоянным.

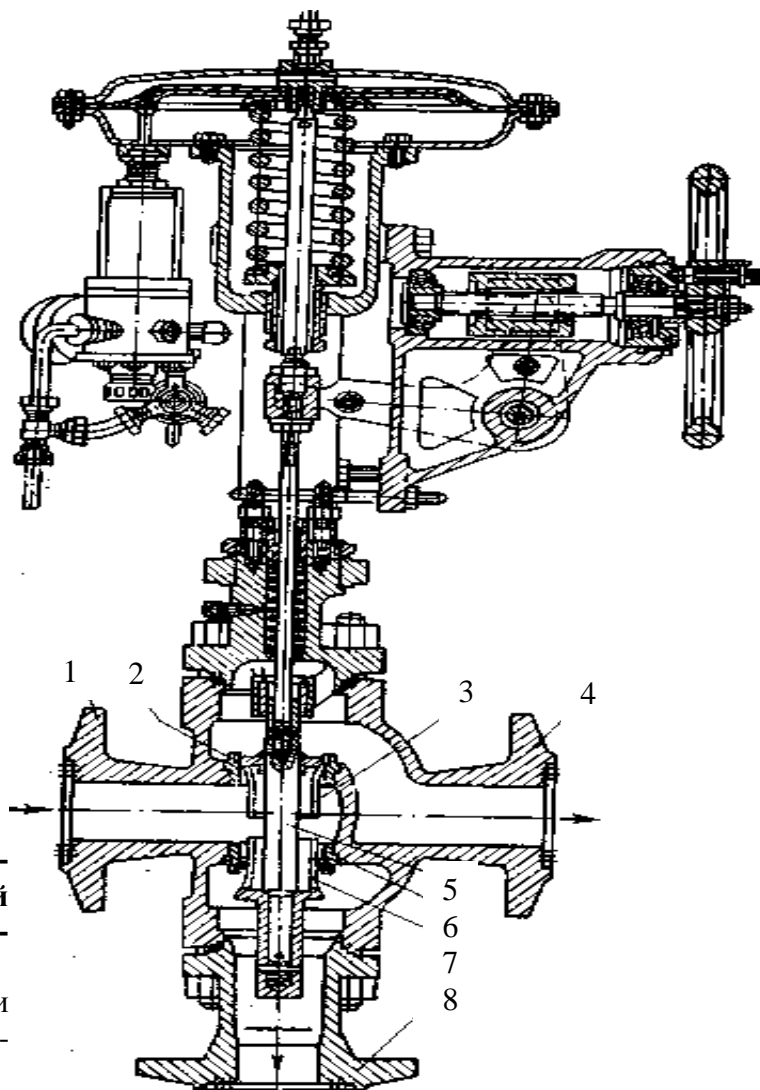


Рис. 25. Трехходовой разделительный регулирующий клапан с сальниковым уплотнением штока:

1 – входном патрубков, 2 и 6 – седла, 3 и 7 – юбки, 5 – затвор, 4 и 8 – выходные патрубки

Как правило, трехходовые регулирующие клапаны смесительного и разделительного типов выпускают только с линейными пропускными характеристиками.

Шланговые клапаны

Шланговые регулирующие клапаны отличаются от перечисленных тем, что регулируемая среда проходит в них через эластичный патрубок

(шланг) который, деформируясь под действием исполнительного механизма, изменяет площадь проходного сечения, а следовательно, и расход.

Шланговые клапаны могут регулировать потоки самых разнообразных сред. В зависимости от среды их эластичные патрубки изготавливают из бензостойких, маслостойких, маслобензостойких, химически стойких, эрозионно-стойких материалов, а также из материалов, пригодных для пищевых продуктов. При этом применение резиновых или пластмассовых эластичных патрубков вместо дорогостоящих нержавеющей сталей дает большой экономический эффект.

Шланговые регулирующие клапаны имеют следующие преимущества:

- исключают застой продукта (конструкция клапана прямоточная с малым гидравлическим сопротивлением);
- выполнены без уплотнения штока, т.к. дроссельная часть клапана, ограниченная эластичным патрубком, полностью герметизирована;
- в закрытом положении эластичный патрубок надежно перекрывает проход, отсекая подачу среды в отводящий трубопровод;
- возможна быстрая и удобная замена эластичного патрубка при выходе его из строя.
- Основными недостатками шланговых клапанов являются:
- невысокая температура регулируемых сред (80 °С) и небольшое рабочее давление (до 10 кгс/см²);
- значительная неуравновешенность регулирующего органа, что делает невозможным его применение без позиционера;
- сравнительно небольшой срок службы эластичного патрубка.

Шланговый регулирующий клапан (рис. 26) состоит из шлангового пережимного затвора, мембранно-пружинного исполнительного механизма повышенной мощности типа МИМП и пневматического позиционера.

Необходимость в применении механизма МИМП и позиционера вызвана тем, что исполнительный механизм должен развивать большие усилия, так как затвор этого клапана неразгруженный.

Клапаны можно комплектовать ручными дублерами. Затвор клапана представляет собой эластичный патрубок 1, пережимаемый двумя валиками-траверсами и помещенный в герметичный кожух. Последний образован металлическими корпусом 3 и крышкой 4, уплотняемыми прокладками 5. На случай разрыва патрубка в крышке 4 предусмотрено сальниковое уплотнение штока 6. Эластичный патрубок в корпусе зажимается при помощи уплотнительных конусов-фланцев 2. Верхняя траверса 7 жестко соединена ее штоком 6; нижняя 11 прикреплена к верхней при помощи роликов-втулочной цепи 8, переброшенной через зубчатое колесо 9, вращающееся

на оси 10. При перемещении штока 6 с прикрепленной к нему траверсой 7 вниз нижняя траверса 11 поднимается и таким образом патрубок перекрывается (сжимается).

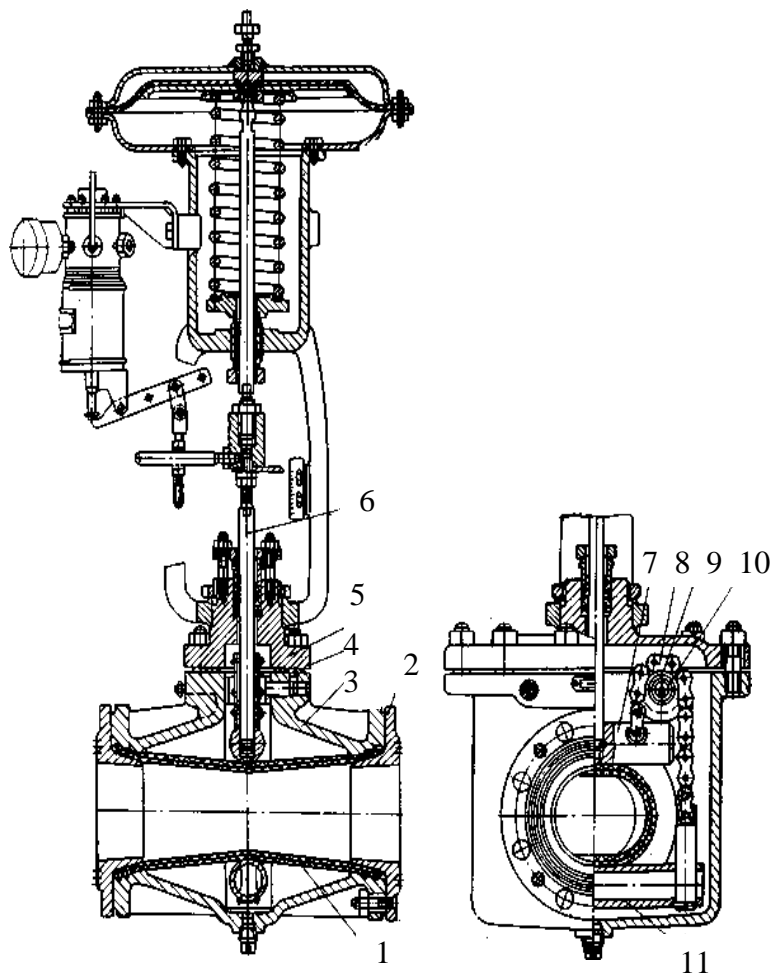


Рис. 26. Шланговый регулирующий клапан:

1 – эластичный патрубок, 2 – уплотнительный конус (фланец), 3 – корпус, 4 – крышка, 5 – прокладка, 6 – шток, 7 – верхняя траверса, 8 – роliko-втулочная цепь, 9 – зубчатое колесо, 10 – ось, 11 – нижняя траверса

Для сжатия эластичного патрубка, находящегося под давлением среды, требуется значительное усилие. Оно необходимо и для герметичного перекрытия прохода, т.е. для создания надежного контакта между пережимаемыми поверхностями патрубка.

Расход среды через шланговый клапан меняется в основном только в начале подъема штока. Зависимость между увеличением расхода и подъемом штока при раскрывании патрубка в первой половине хода примерно линейная, поэтому для пропорционального регулирования целесообразно использовать только эту часть хода. При двухпозиционном регулировании

(открыто-закрыто) для уменьшения износа целесообразно раскрывать патрубков полностью. В клапанах предусмотрена возможность настройки на определенный ход.

Поскольку в шланговых клапанах среда не контактирует с металлическими частями (корпусом и крышкой), их можно изготавливать из низкосортных металлов, а применение их в агрессивных средах обуславливается только химической стойкостью материала эластичного патрубка.

От химического состава среды также зависит материал зажимных конусов-фланцев, которые изготавливают из углеродистой, хромоникелевой и хромомолибденовой легированных сталей, титанового сплава, а также из углеродистой стали с последующей гуммировкой или эмалированием.

В шланговых регулирующих клапанах минимальный регулируемый расход составляет 10 – 12 % максимального. Это объясняется тем, что при большом перепаде давления патрубков, близкий к полностью закрытому положению, начинает самопроизвольно закрываться и открываться, т.е. вступает в режим автоколебаний. Это объясняется следующим. При большом перепаде давления в узкой щели, равной 6 – 8 % площади полного диаметра патрубка, в полости за дроссельной щелью давление резко понижается и образуется разрежение. Под атмосферным давлением патрубков сплющивается и перекрывает проход. Но как только движение среды прекращается, давление восстанавливается и патрубок раскрывается. Патрубок вступает в режим автоколебаний тем быстрее, чем больше величина перепада давления, чем уже дроссельная щель и чем меньше жесткость патрубка.

Диафрагмовые клапаны

Диафрагмовые регулирующие клапаны применяют, как правило, для регулирования потоков агрессивных сред. Корпус диафрагмового клапана изготавливают из чугуна, а внутри покрывают кислотостойкими материалами.

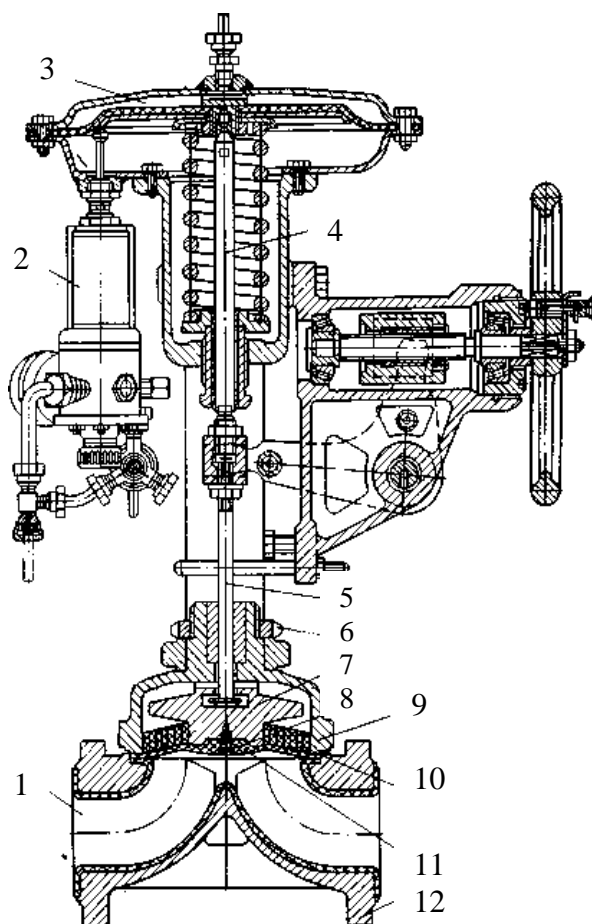
Температурный предел применения диафрагмовых клапанов определяется температурной стойкостью материалов покрытия и диафрагмы и составляет: 60 °С – для клапанов, футерованных полиэтиленом; 80 °С – футерованных резиной; 110°С – футерованных фторопластом 42; 120 °С – клапанов фаолитированных и эмалированных; 135 °С – футерованных фторопластом 30; 150 °С – футерованных фторопластом 40.

Основные преимущества диафрагмовых регулирующих клапанов – возможность применения дешевых антикоррозионных материалов взамен дорогостоящих нержавеющей сталей, а также бессальниковая конструкция.

Недостатки – неразгруженность затвора и ограниченные величины давления и температуры регулируемых сред.

Рис. 27. Диафрагмовый регулирующий клапан:

1 – регулирующий орган, 2 – позиционер, 3 – пневмопривод, 4 – шток привода, 5 – шток регулирующего органа, 6 – гайка, 7 – крестовина, 8 – винт, 9 – крышка, 10 – телескопическая опора, 11 – диафрагма, 12 – корпус



Проходной корпус *12* диафрагмового регулирующего клапана (рис. 27) по внутренней поверхности футерован химически стойкими материалами. На корпусе болтами закреплена крышка *9*, а между крышкой и корпусом зажата диафрагма *11*, которая винтом *8* привинчена к крестовине *7* и, кроме того, соединена со штоком *5* клапана. На крышке *9* гайкой *6* закреплен мембранно-пружинный исполнительный механизм *3*, шток *4* которого также соединен со штоком клапана. На крышке мембранной камеры исполнительного механизма *3* крепится позиционер *2*. Регулирующие клапаны с условным проходом *10* и *15* мм и отсечные клапаны для двухпозиционного регулирования поставляют без позиционера.

Чтобы предупредить разрушение диафрагмы от действия рабочей среды, в крышке *9* регулирующего органа расположена телескопическая опора *10*, набранная из колец, на которые опирается диафрагма.

Крепление клапана к трубопроводу – фланцевое. Клапаны могут иметь дублирующий (аварийный) сальник. Для обнаружения утечки среды в атмосферу в крышке клапана предусмотрено отверстие, к которому крепится сигнализатор прорыва диафрагмы. Положение диафрагмы определяют по указателю, установленному на штоке исполнительного механизма.

В зависимости от параметров среды клапаны различаются футеровкой корпуса и диафрагмой, которые могут быть выполнены из различных химически стойких материалов.

1.11. Регулирующие заслонки

Принцип действия регулирующих заслонок, предназначенных для регулирования больших расходов, заключается в изменении их пропускной способности при повороте диска в соответствии с входным сигналом, поступающим от управляющего устройства (управляющей вычислительной машины, автоматического регулятора, панели дистанционного управления и т.п.).

Типовая конструкция регулирующей заслонки с плоским диском и пневматическим мембранно-пружинным приводом показана на рис. 28. Основным узлом заслонки – кольцевой корпус 1, внутри которого расположен поворотный диск 2, смонтированный на валу 3 и зафиксированный коническими штифтами 4. Вал вращается на четырех опорах, из которых две (ближайшие к диску) являются подшипниками скольжения 5, а две другие представляют собой спаренные радиальные шарикоподшипники 6. Внутренние подшипники смонтированы непосредственно в гнездах корпуса, а внешние – кронштейнах 7, которые крепятся к корпусу. Сальниковые уплотнения 8 расположены непосредственно в корпусе 1. Конструкция сальникового уплотнения позволяет продувать подшипники скольжения или смазывать сальниковые кольца и подшипники при помощи лубрикатора. Пропускная способность заслонки изменяется в результате поворота диска. Вал заслонки приводится в движение при помощи мембранного пневматического привода через кривошипный механизм.

Заслонка предназначена для регулирования потоков среды с температурой не выше 200 °С. Когда заслонка работает в средах с температурой 200 – 400 °С, вал заслонки должен проходить через ребристую рубашку охлаждения. В этих же рубашках следует располагать и сальниковые уплотнения.

Кривошипный передаточный механизм позволяет изменять величину угла и начало поворота диска. Узкий корпус заслонки зажимается между контрфланцами трубопровода при помощи длинных стягивающих шпилек. Заслонку можно комплектовать не только мембранным приводом, но и поршневым пневматическим, который развивает большие усилия.

Для управления заслонкой при аварийном прекращении снабжения привода сжатым воздухом ее комплектуют ручным дублером. Последний можно устанавливать в различных положениях непосредственно на месте монтажа. В зависимости от условий эксплуатации предусмотрен целый ряд исполнений заслонок, отличающихся типом исполнительного механизма, а также наличием и расположением ручного дублера.

Основные детали заслонки в зависимости от коррозионных свойств и температуры регулируемых сред могут быть изготовлены из серого чугуна Сч18-36, углеродистой стали 25Л-П, сталей Х18Н9ТЛ и Х17Н13МЗТЛ или других специально указанных материалов.

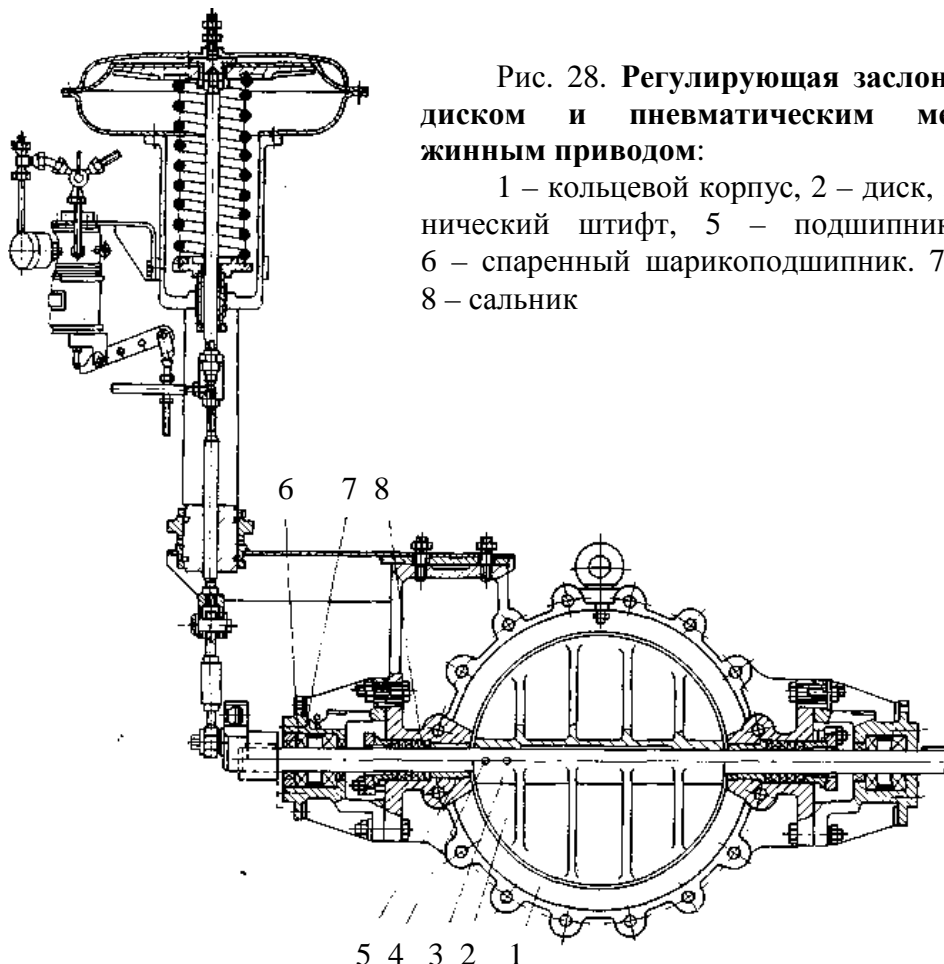


Рис. 28. Регулирующая заслонка с плоским диском и пневматическим мембранно-пружинным приводом:

1 – кольцевой корпус, 2 – диск, 3 – вал, 4 – конический штифт, 5 – подшипник скольжения, 6 – спаренный шарикоподшипник. 7 – кронштейн, 8 – сальник

Регулирующие заслонки по сравнению с регулирующими клапанами имеют следующие преимущества:

1. В открытом положении их гидравлическое сопротивление значительно ниже, чем у регулирующих клапанов, следовательно, при одних и тех же технологических параметрах условный проход регулирующей заслонки может быть меньше условного прохода регулирующего клапана.

2. Нет зон, в которых могут скапливаться механические частицы и грязь.

3. Поток регулируемой среды незначительно изменяет свое направление, поэтому сопряженные дросселирующие поверхности изнашиваются меньше, чем в регулирующих клапанах.

4. Сравнительно несложная конструкция, небольшие габаритные размеры, масса и стоимость.

Основные недостатки регулирующих заслонок – трудность обеспечения плотного перекрытия регулируемого потока; наличие значительных неразгруженных усилий, действующих на диск заслонки; трудность получения расчетных пропускных характеристик.

Принципиальная сложность создания плотного перекрытия потока регулируемой среды связана с тем, что запорный элемент заслонки (диск) вращается и его рабочее перемещение нельзя использовать для герметизации.

Диск не может свободно перемещаться вдоль трубопровода. Поступательное перемещение (плавание) диска вдоль оси трубопровода в заслонках очень трудно выполнить, т.к. для этого необходимо специальное устройство, отдельное от привода заслонки, что сильно усложнило бы и удорожило конструкцию заслонки. Однако в последнее время разработан целый ряд конструкций запорно-регулирующих заслонок, которые, кроме своей основной функции – регулирования потока среды, выполняют и функцию перекрытия потока.

Значительные неразгруженные усилия, действующие на диск заслонки, вызваны формой характеристики крутящего момента в диапазоне углов поворота затвора от 60° до 90° . При переходе диска в эту зону из-за неравномерного распределения скорости динамический крутящий момент резко возрастает и достигает максимума в зоне $75 - 80^\circ$, а затем резко падает до нуля в момент полного открытия. Кроме того, в диапазоне углов $60 - 90^\circ$ одной величине крутящего момента соответствуют два разных угла поворота диска, т.е. работа заслонки в этой зоне неустойчива, что отрицательно сказывается на работоспособности исполнительного механизма. Возрастание крутящего момента пропорционально увеличению перепада давления, ограничивает применение заслонок с плоским диском весьма небольшими значениями перепадов давления.

Трудность получения расчетных пропускных характеристик заслонок связана с тем, что при углах поворота диска больше 60° расход среды не увеличивается пропорционально углу поворота диска. Учитывая, что в этом же диапазоне значительно возрастает крутящий момент, применение традиционных конструкций заслонок ограничивается, как правило, углом поворота диска, равным 60° . Целесообразнее применить заслонку с большим условным проходом и углом поворота диска на 60° , чем использовать более мощный привод для поворота диска на больший угол, получая при этом плохую пропускную характеристику и неустойчивую работу. При этом следует отметить, что ограничение поворота диска углом 60° снижает потенциальную пропускную способность заслонки (при угле поворота на 90°) приблизительно в 2 раза.

Первые конструкции заслонок были разработаны сравнительно давно, но в течение долгого времени их применяли только для регулирования потоков газообразных сред при статическом давлении, не превышающем $2,5 \text{ кгс/см}^2$, перепаде давления на затворе не более $0,1 - 0,2 \text{ кгс/см}^2$ и температуре до $+100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Однако при увеличении производительности установок и внедрении крупнотоннажных производств повышались требования к регулирующим устройствам. Так, необходимо было перейти к созданию регулирующих и запорно-регулирующих устройств для жидких, газообразных и парообразных агрессивных и неагрессивных сред на условные давления и перепады давления, достигающие десятков, а порой и сотен атмосфер, на температуру среды от -50 до $+600 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуру окружающего воздуха от -50 до $+50 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом непрерывно возрастали диаметры условных проходов регулирующих устройств. Стало очевидным, что в большинстве случаев, когда условный проход трубопровода превышает 150 мм , становится единственным возможным применением заслонок. Это объясняется тем, что себестоимость изготовления регулирующего клапана с диаметром условного прохода свыше 150 мм во много раз превышает себестоимость изготовления заслонки. А если говорить о регулирующих клапанах с условным диаметром выше $300 - 350 \text{ мм}$, то их создание становится не только нерацональным, но и практически невозможным.

Классификация заслоночных исполнительных устройств

Существующие конструкции заслоночных исполнительных устройств могут быть классифицированы по нескольким признакам:

- по форме диска заслонки – с плоским или профильным диском;
- по принципу действия заслонки – регулирующие и запорно-регулирующие;
- по взаимному расположению осей диска и вала заслонки – с соосным расположением осей диска и вала и несоосным;
- по конструкции корпуса заслонки – фланцевые и бесфланцевые (так называемые «вафельные»);
- по виду применяемого привода заслонки – пневматические, электрические, гидравлические и ручные.

1.12. Предохранительные клапаны и устройства

Широкое применение в нефтяной и химической промышленности процессов, протекающих под высоким давлением, а также тенденция к дальнейшему его повышению, предъявляют высокие требования к безо-

пасной работе с оборудованием, находящимся под этим давлением, тем более что используемые среды, как правило, взрыво- и пожароопасны, а также иногда и токсичны.

Для защиты сосудов аппаратов, емкостей, трубопроводов и другого технологического оборудования от разрушения при чрезмерном превышении давления чаще всего применяют предохранительные клапаны. Предохранительный клапан обеспечивает безопасную эксплуатацию оборудования в условиях повышенных давлений газа или жидкости. При повышении в системе давления выше допустимого предохранительный клапан автоматически открывается и сбрасывает необходимый избыток рабочей среды, тем самым предотвращая возможность аварии. После окончания сброса давление снижается до величины, меньшей начала срабатывания клапана, предохранительный клапан автоматически закрывается и остается закрытым до тех пор, пока в системе вновь не увеличится давление выше допустимого.

В зарубежной практике, кроме названия «предохранительный клапан», часто встречаются названия «перепускной» и «предохранительно-перепускной» клапан.

Предохранительный клапан – автоматическое устройство для сброса давления, приводимое в действие статическим давлением, возникающим перед клапаном, и отличающееся быстрым полным подъемом золотника за счет динамического действия выходящей из сопла струи сбрасываемой среды. Предохранительные клапаны используют для газов и паров.

Перепускной клапан – автоматическое устройство для сброса давления, приводимое в действие статическим давлением, возникающим перед клапаном, и отличающееся постепенным подъемом золотника пропорционально увеличению давления сверх давления открывания. Перепускные клапаны используют, главным образом, для жидкостей.

Предохранительно-перепускной клапан – автоматическое устройство, которое можно использовать в качестве либо предохранительного, либо перепускного клапана в зависимости от вида применения. Эти клапаны, как правило, на газах работают как предохранительные, а на жидкостях – как перепускные.

Основные требования к предохранительным клапанам стандартизированы и соблюдаются в законодательном порядке.

Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, определяют область обязательного применения предохранительных клапанов и требования к ним, а также основные правила их установки и обслуживания.

Документы, определяющие требования к предохранительным клапанам в некоторых странах, приведены в табл. 11. По предохранительным клапанам основные положения этих правил близки друг к другу.

Таблица 11

**Документы, определяющие требования
к предохранительным клапанам**

Страна	Документы, определяющие требования к предохранительным клапанам
США	Код по сосудам Правила Американского общества инженеров-механиков и Американского нефтяного института
Англия	Британский стандарт 759. Регистр Ллойда
Германия	Инструкция по расчету предохранительных клапанов
Япония	Промышленный стандарт В-8210
Италия	Правила Итальянской национальной Ассоциации по контролю за нагревательными приборами

Основные положения этих правил:

– **Технологическое давление** в сосуде (аппарате, трубопроводе и т.п.) – максимально избыточное давление, которое может возникнуть при нормальном режиме процесса.

– **Расчетное (рабочее) давление сосуда** – давление, на которое рассчитаны стенки корпуса или узлов сосуда. Величина расчетного давления должна превышать технологическое давление в аппарате, чтобы исключить нежелательное срабатывание предохранительных клапанов.

– **Максимально допустимое рабочее давление** – давление, превышение которого недопустимо из соображений безопасности. Это давление зависит от материала, его толщины и условий эксплуатации, положенных в основу расчета.

– **Установочное давление (давление срабатывания)** – давление, при котором открывается предохранительный клапан.

– **Продув или гистерезис** – разность между давлением срабатывания и давлением закрытия клапана, выражаемая в процентах от давления срабатывания. Подъем – перемещение золотника клапана при его срабатывании. Как правило, выражается отношением высоты подъема золотника к диаметру сопла.

– **Статическое противодействие** – давление в выкидной трубе или коллекторе при закрытом клапане.

– **Динамическое противодействие** – давление в выкидной трубе или коллекторе при сбросе из предохранительного клапана.

Пример соотношения между вышеприведенными давлениями приведен на рис. 29.

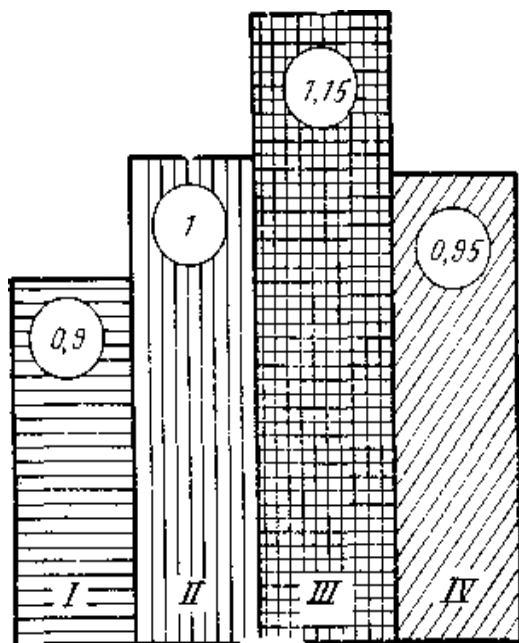


Рис. 29. Соотношения между различными давлениями:

I – технологическое, II – рабочее и установочное, III – максимально допустимое, IV – давление закрытия

Основной характеристикой предохранительных клапанов является их пропускная способность, определяемая количеством сбрасываемой жидкости в единицу времени при открытом клапане.

Общие требования к предохранительным клапанам:

- автоматическое и безотказное срабатывание клапана при заданном давлении;
- пропуск такого количества среды при открытом положении клапана, чтобы давление в сосуде не превысило установленные пределы;
- автоматическое и безотказное закрытие клапана при давлении, не нарушающем технологический процесс в защищаемой системе;
- сохранение необходимой герметичности затвора клапана в закрытом состоянии даже после неоднократных сбросов среды.

Необходимо учитывать, что безотказность открытия предохранительных клапанов и их необходимая пропускная способность – основные требования, которым должны быть подчинены все остальные. Предохранительный клапан должен сработать при определенном предварительно рассчитанном давлении и оставаться полностью открытым (без колебания запорного органа), чтобы пропустить среду в таком количестве, при котором давление в системе в дальнейшем не будет повышаться. Установочное давление должно быть практически постоянным при неоднократных сбросах. В Правилах Госгортехнадзора допустимое отклонение от установоч-

ного давления при многократных срабатываниях не регламентируется, однако в технических условиях на полноподъемные пружинные предохранительные клапаны для нефтяной промышленности отклонение давления срабатывания может быть $\pm 0,5\%$.

Малая величина продува предохранительного клапана является положительным качеством, т.к. при запаздывании закрытия клапана давление в системе может упасть ниже предела, при котором возможно нормальное течение технологического процесса. Это недопустимо, т.к. не всегда срабатывание клапана вызывается причинами, требующими остановки системы и ее ремонта. Иногда клапан срабатывает из-за случайных причин, например, неправильного управления технологическим процессом. Кроме того, недостаточно быстрое закрытие клапана не в состоянии прервать пленку протекающей между уплотнительными поверхностями затвора среды. При этом герметичность затвора при рабочем давлении не восстанавливается и происходит постоянное дросселирование среды через уплотнение, что приводит к эрозии уплотнительных поверхностей и выходу клапана из строя.

Классификация предохранительных клапанов

В простейшем виде предохранительный клапан может быть представлен в виде штуцера, выходное отверстие которого закрыто плоской пластиной, масса которой противодействует силе давления среды, предотвращая ее выход наружу. Однако такой клапан имеет существенные недостатки, которые удается устранить в современных конструкциях предохранительных клапанов. Существующие конструкции предохранительных клапанов можно классифицировать по нескольким признакам.

По виду нагрузки на золотник

1. **Предохранительные клапаны грузового типа с непосредственной нагрузкой на золотник** (рис. 30, а). Они очень просты по конструкции. Однако их применяют только для низких давлений с небольшим сечением сопла из-за невозможности приложения к золотнику груза большой массы. Кроме того, эти клапаны склонны к вибрациям и очень восприимчивы к посторонним влияниям. Вследствие чего не могут быть применены для подвижных систем.

2. **Предохранительные клапаны грузового типа с непрямым нагружением золотника** (рис. 30, б). К ним относятся рычажные предохранительные клапаны. Основное их преимущество – нагрузка на золотник при его подъеме остается постоянной (это относится и к предыдущим клапанам). Кроме того, настройка рычажного предохранительного клапана на давление, при котором он должен открываться (установочное давление), довольно точна и осуществляется перемещением груза на рычаге.

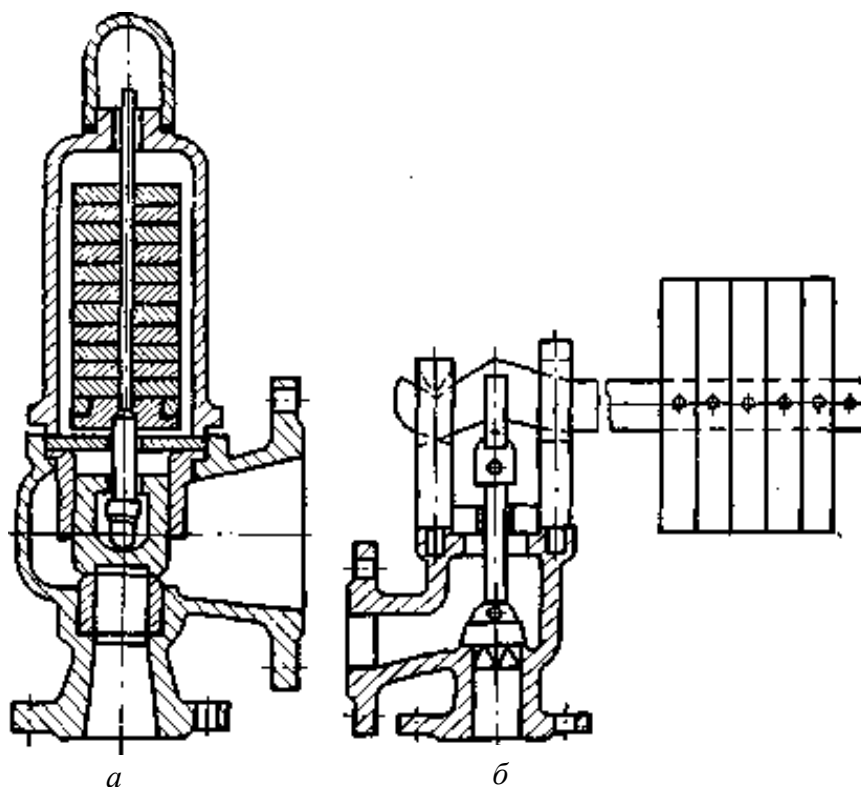


Рис. 30. Предохранительные клапаны:
a – грузовой, *б* – рычажный

Однако рычажные предохранительные клапаны имеют и существенные недостатки, которые значительно ограничивают область их возможного применения. Использование таких клапанов недопустимо на подвижных установках; установках, способствующих возникновению вибрации; установках, где давление резко пульсирует, т.к. наличие длинного рычага с грузом способствует усилению пульсации.

Кроме того, недостатками являются их большие габаритные размеры и несоответствие между размерами клапанов и значительными габаритами груза и рычажного механизма. Нагрузку на клапан не ограничивают, но если усилие на золотник превышает 700 кгс, необходимо специальное приспособление, обеспечивающее подъем груза усилием одного человека. Рычажные предохранительные клапаны в основном применяют на стационарных паровых котлах теплосиловых установок.

3. Пружинные предохранительные клапаны. В пружинных предохранительных клапанах давлению среды на золотник противодействует сила пружины. Клапан настраивают большим или меньшим поджатием пружины. Пружинные предохранительные клапаны можно применять на всех, без исключения, аппаратах и установках, где необходимо ограничение давления. Предохранительные клапаны устанавливают как в верти-

кальном, так и в горизонтальном положении, хотя необходимо стремиться к установке их вертикально.

Существенное преимущество пружинных предохранительных клапанов – относительно малые габаритные размеры при больших проходных сечениях. Это достигается применением сильных пружин.

Недостатки пружинных предохранительных клапанов: с увеличением высоты подъема золотника соответственно возрастает усилие пружины вследствие ее сжатия; трудность изготовления пружин, надежно работающих при высоких температурах и в агрессивных средах.

По высоте подъема золотника

Высота подъема золотника – одна из основных характеристик предохранительных клапанов, т.к. она определяет его пропускную способность.

Стандартом каждой страны установлены схемы расчета пропускной способности предохранительных клапанов. В основу этих расчетов положены теоретические формулы адиабатического истечения потока через капиллярное сопло. Поэтому пропускную способность определяют в зависимости от давления на входе в клапан, площади прохода клапана и состояния сбрасываемой среды. Следовательно, пропускная способность предохранительного клапана, применяющегося для одной и той же среды и при одном и том же давлении, пропорциональна площади прохода. Площадь прохода для предохранительного клапана при небольшом подъеме золотника выражается функцией от диаметра сопла d_c и высоты подъема золотника h . При этом площадь прохода среды будет равна площади кольца:

$$F_c = \pi d_c h . \quad (1)$$

Если золотник поднимается на четверть диаметра сопла, т.е. когда $h > 1/4 d_c$, площадь сечения сопла становится меньше площади кольца, образующегося при подъеме золотника. Поэтому при расчете пропускной способности определяют площадь сопла

$$F_c = \frac{\pi d_c^2}{4} , \quad (2)$$

т.к. в данном случае именно она будет «узким» местом при выбросе среды.

Следовательно, пропускная способность предохранительного клапана находится в прямой зависимости от высоты подъема золотника. Поэтому на практике часто употребляют выражение «подъемность клапана», которое определяется отношением величины высоты полного подъема золотника к диаметру сопла h/d_c (где h – высота подъема золотника; d_c – диаметр сопла).

1. **Низкоподъемные предохранительные клапаны**, у которых отношение высоты подъема золотника к диаметру сопла равно $1/20 : 1/40$, т.е. сечение щели, через которую проходит среда, будет значительно меньше сечения сопла. К ним относятся простейшие предохранительные клапаны, которые применяют, главным образом, для жидкостей, когда не требуется большая пропускная способность.

2. **Среднеподъемные предохранительные клапана**, имеющие отношение высоты подъема золотника к диаметру сопла $1/6 : 1/10$.

Такие клапаны применяют редко, т.к. они, несмотря на усложненную конструкцию, имеют низкую производительность

3. **Полноподъемные предохранительные клапаны**, отличающиеся высокой производительностью, т.к. сечение щели при подъеме золотника равно или больше сечения сопла клапана, т.е. высота подъема золотника равна или больше $1/4$ диаметра сопла.

Очень важно, чтобы «подъемность» предохранительных клапанов учитывалась при расчетах, т.к. многие считают, что любой предохранительный клапан при открывании обеспечивает свободный выход среды по всей площади сечения сопла. Это может привести к грубейшим ошибкам, поскольку предохранительные клапаны разной «подъемности» с одинаковым диаметром сопла имеют разную производительность.

По связи с окружающей атмосферой

1. **Предохранительные клапаны открытого типа**, которые при открывании сбрасывают среду непосредственно в атмосферу. Их применяют на нетоксичных средах. Такие клапаны просты и надежны в работе, т.к. практически даже при их работе отсутствует противодействие, отрицательно влияющее как на начало срабатывания, так и на производительность клапанов.

2. **Предохранительные клапаны закрытого типа**, пропускающие среду при открывании в трубопровод и герметичные по отношению к окружающей атмосфере.

По влиянию противодействия

Соединение линий сброса предохранительных клапанов в общий коллектор привело к тому, что при срабатывании одного из клапанов на остальные действует противодействие, которое необходимо учитывать при их работе.

1. **Предохранительные клапаны неуравновешенного типа** не имеют устройств, устраняющих действие противодействия. В этих клапанах – повышенное установочное давление. В то же время, если постоянное

противодавление можно учесть и точно подсчитать разницу между давлениями срабатывания предохранительного клапана без противодавления и с ним, то при переменном противодавлении этого сделать нельзя.

2. **Предохранительные клапаны уравновешенного типа**, в которых противодавление практически не влияет на работу клапана. Конструктивно это достигается применением поршня того же диаметра, что и сопло клапана (рис. 31, *а*) или сильфона, внутренний диаметр которого равен диаметру сопла (рис. 31, *б*). Вторая конструкция клапана более надежна, ее применяют чаще, особенно в связи с тем, что сильфон предохраняет пружину и другие детали клапана от воздействия среды, что играет большую роль при работе клапана с агрессивными средами.

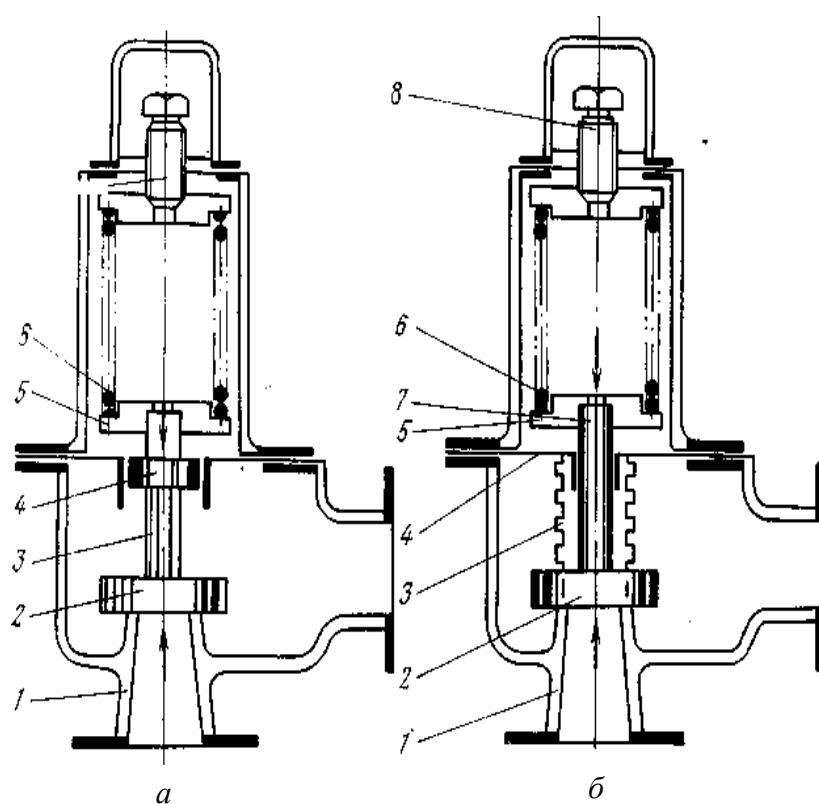


Рис. 31. Уравновешенный пружинный предохранительный клапан:
а – балансировка при помощи поршня: 1 – сопло, 2 – золотник, 3 – шток, 4 – поршень, 5 – шайба опорная, 6 – пружина, 7 – винт регулировочный;
б – балансировка при помощи сильфона: 1 – сопло, 2 – золотник, 3 – сильфон, 4 – перегородка с направляющей втулкой, 5 – шайба опорная, 6 – пружина, 7 – шток, 8 – винт регулировочный

По способу открывания клапана

1. **Предохранительные клапаны прямого действия**, у которых давление среды воздействует непосредственно на золотник, поднимая его при установочном давлении. Этот принцип действия надежнее, но он со-

вершено неприемлем для предохранительных клапанов больших диаметров па высокое давление.

2. Предохранительные клапаны со вспомогательным и устройством, срабатывающие только после срабатывания вспомогательного устройства (импульсного клапана).

В одной из конструкций такого клапана (рис. 32) сила пружины рассчитана на величину большую, чем сила давления среды. Таким образом, в закрытом состоянии золотник плотно прилегает к соплу, обеспечивая надежную герметичность. При установочном давлении срабатывает импульсный клапан, и сбрасываемая среда подается под поршень предохранительного клапана. Сила, создаваемая поршнем, и сила давления под золотником преодолевают силу пружины, предохранительный клапан открывается. Полной пропускной способности у такого клапана достигают при незначительном превышении установочного давления.

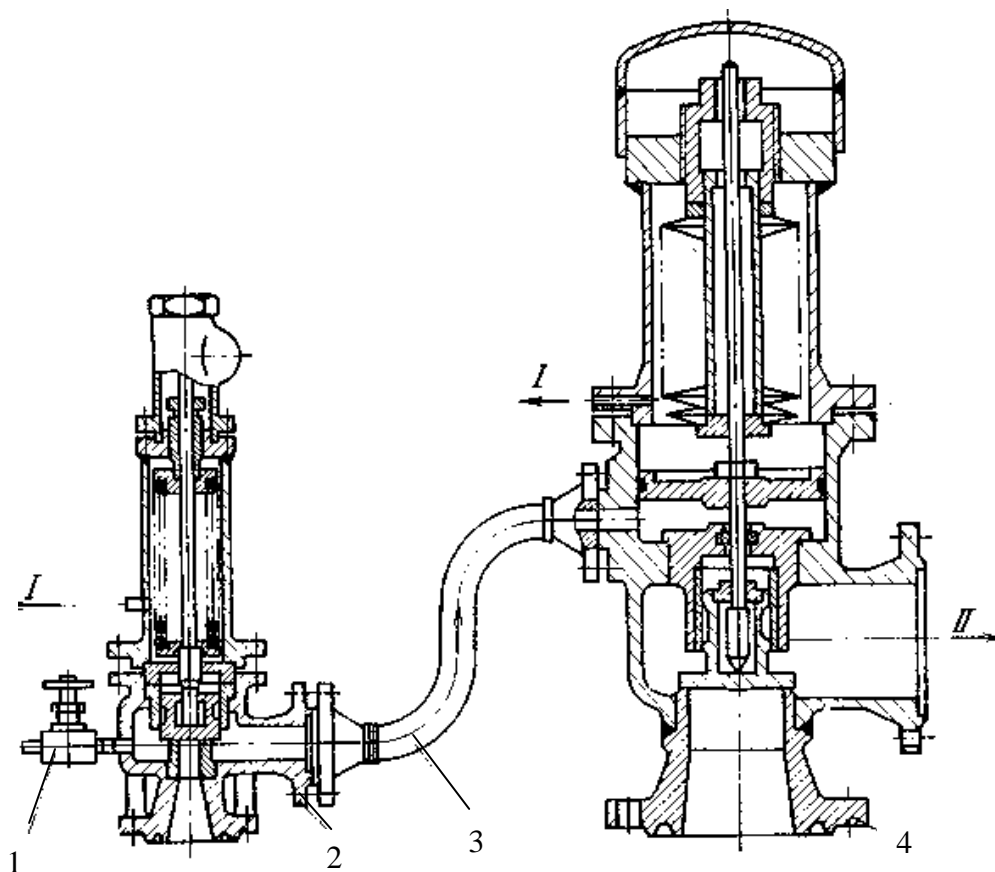


Рис. 32. Предохранительный клапан со вспомогательным устройством:
I – сброс в линию атмосферного давления, II – сброс в линию низкого давления;
1 – игольчатый вентиль, 2 – импульсный клапан, 3 – соединительная труба,
4 – предохранительный клапан

Такой предохранительный клапан может иметь и другую конструкцию, когда давление среды действует на золотник сверху, создавая тем самым надежное герметичное уплотнение. Площадь поршня в данном случае больше площади золотника, поэтому сброшенная импульсным клапаном среда, попадая под поршень, откроет предохранительный клапан.

Основное преимущество предохранительных клапанов со вспомогательным устройством – возможность получения высокой пропускной способности за счет увеличения диаметра сопла. При этом необходимо учитывать, что надежность такого клапана зависит от работоспособности двух клапанов – основного и вспомогательного, что, конечно, является его недостатком.

По числу сопел

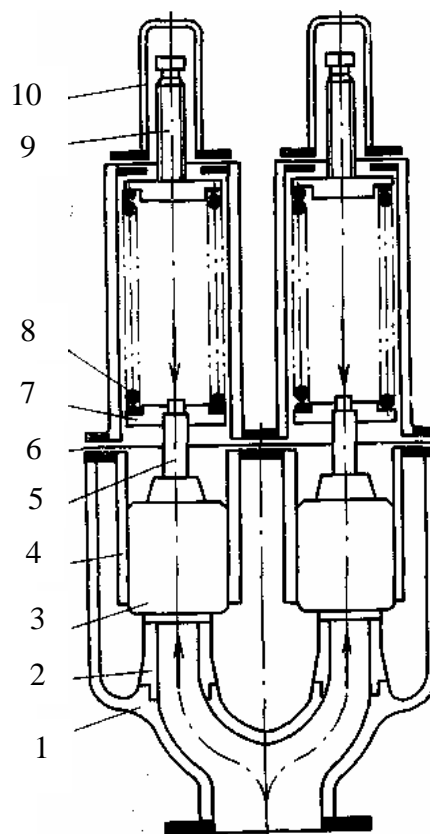
1. **Одинарные предохранительные клапаны** имеют одно сопло и золотник. Как правило, в промышленности используют именно такие клапаны.

2. **Двойные предохранительные клапаны** – в одном корпусе расположены два сопла и два золотника (рис. 33).

Такая конструкция создана в связи с укрупнением установок, требующих увеличения производительности предохранительных клапанов. При этом создать высокопроизводительные клапаны за счет увеличения диаметра сопла трудно из-за того, что следует учитывать большие нагрузки на золотник. Как отмечалось выше, сила, которую можно приложить на золотник, у грузовых клапанов ограничена, поэтому клапаны с большим диаметром сопла могут быть только пружинными. Пружина такого клапана должна создать силу примерно 2 000 – 3 000 кгс, иметь достаточный запас прогиба в рабочем состоянии, необходимый для полного подъема золотника, и в то же самое время быть «мягкой».

Рис. 33. Двойной пружинный предохранительный клапан:

1 – корпус, 2 – сопло, 3 – золотник, 4 – направляющая втулка, 5 – шток, 6 – перегородка, 7 – опорная шайба, 8 – пружина, 9 – регулировочный винт, 10 – колпак



Все это ограничивает возможности со здания предохранительных клапанов с диаметром сопла больше 100 мм.

3. **Тройные предварительные клапаны** – в одном корпусе находятся три сопла и три золотника. Существует мнение, что при использовании тройного клапана на средах с высокой температурой происходит неравномерное тепловое расширение корпуса, что отрицательно сказывается на его нормальной работе.

1.13. Обратные клапаны

Обратные клапаны предназначены для предотвращения обратного потока среды в трубопроводе и, тем самым, предупреждения аварии, например, при внезапной остановке насоса и т.д. Они являются автоматическим самодействующим предохранительным устройством. Затвор – основной узел обратного клапана. Он пропускает среду в одном направлении и перекрывает ее поток в обратном.

По принципу действия в основном обратные клапаны разделяют на подъемные (рис. 34, а) и поворотные (рис. 34, б).

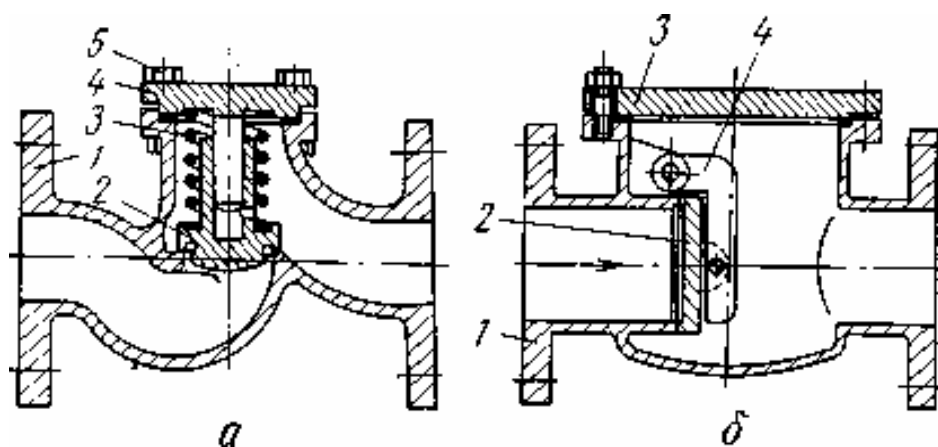


Рис. 34. **Обратные клапаны:**

- а – подъемный: 1 – корпус, 2 – золотник, 3 – пружина, 4 – крышка, 5 – болт;
б – поворотный: 1 – корпус, 2 – захлопка, 3 – крышка, 4 – серьга

Преимущество поворотных клапанов заключается в том, что они имеют меньшее гидравлическое сопротивление. Это очень важно при проектировании больших трубопроводов с применением обратных клапанов.

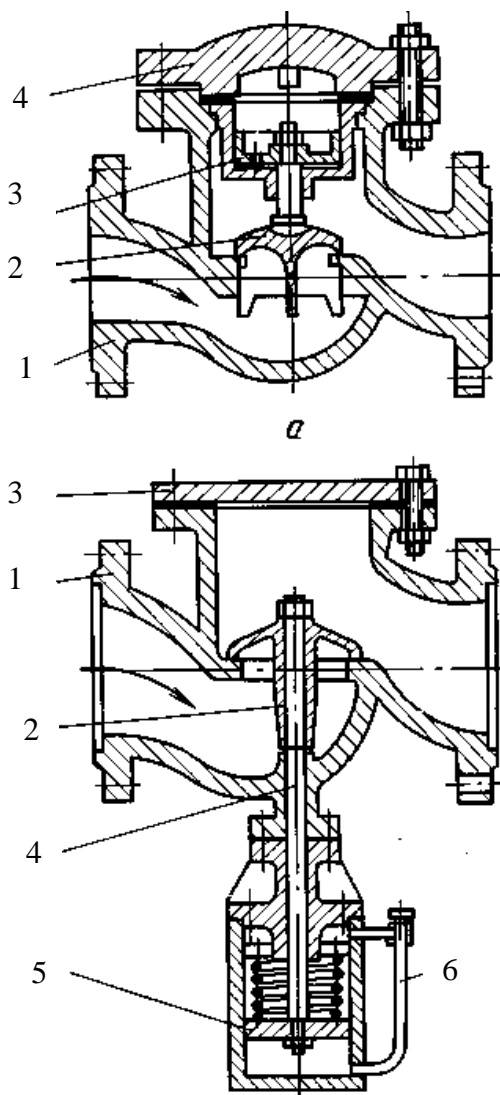
Подъемные клапаны более просты и надежны. Они могут быть угловыми и проходными, причем для их изготовления можно использовать корпуса вентиля.

При большом условном проходе в обратных клапанах при закрытии может возникнуть гидравлический удар, поэтому при установке таких клапанов иногда применяют обводную линию с задвижкой, которую необходимо закрывать при срабатывании клапана. Но целесообразнее использовать специальные обратные клапаны с демпфером, который обеспечивает плавную посадку затвора при срабатывании клапана. При этом демпфер может быть простым, в виде поршня, помещаемого внутри корпуса над запорным органом (рис. 35, а), а при очень больших условных проходах демпфер выносится за корпус клапана и имеет более сложную конструкцию (рис. 35, б).

Рис. 35. Обратные клапаны с демпфером:

а – демпфер внутри клапана:
1 – корпус, 2 – подъемный золотник, 3 – поршень, 4 – крышка;

б – демпфер снаружи клапана:
1 – корпус, 2 – подъемный золотник, 3 – крышка, 4 – шток, 5 – поршень, 6 – перепускная трубка с регулирующим вентилем



Для упрощения конструкции и облегчения массы запорного органа для больших условных проходов рекомендуют применять многодисковые обратные поворотные клапаны (рис. 36), у которых вместо одной массивной захлопки имеется несколько захлопок малого диаметра, что уменьшает инерционность этого устройства.

В последнее время были разработаны обратные клапаны нового типа – клапаны с обтекателем (рис. 37). Этот клапан состоит из корпуса 2 с обтекателем 3. Между корпусом и крышкой 1 зажата эластичная резиновая манжета 4.

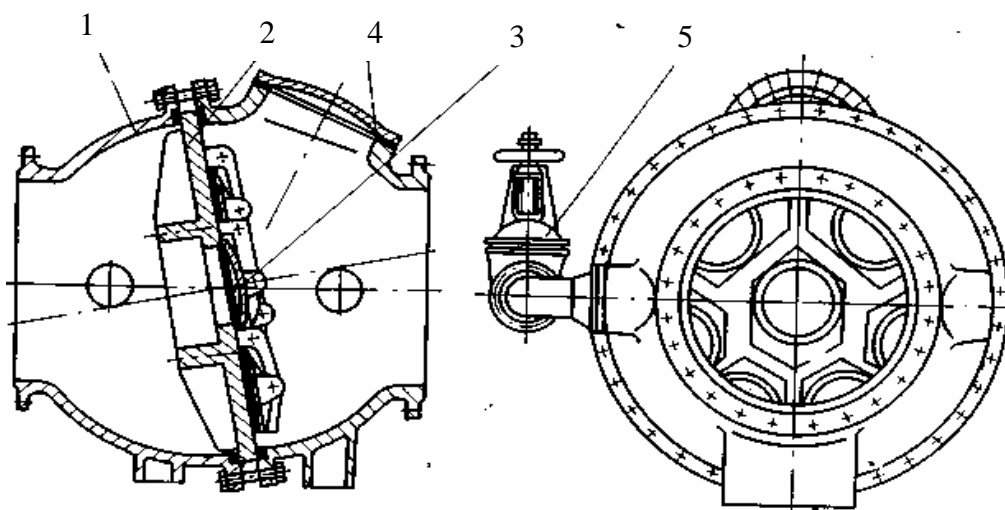


Рис. 36. Многодисковый обратный клапан:
1 – корпус, 2 – плита, 3 – захлопка, 4 – крышка, 5 – перепускная задвижка

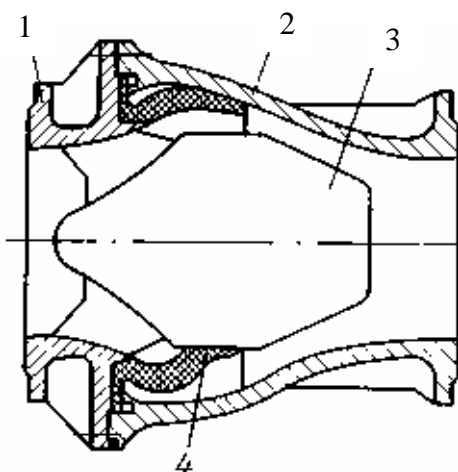


Рис. 37. Обратный клапан:
1 – крышка, 2 – корпус,
3 – обтекатель, 4 – манжета

При прямом потоке среды манжета отходит к стенке корпуса (верхняя часть рисунка), не препятствуя движению потока, а при обратном токе за счет упругих свойств прижимается к обтекателю (нижняя часть рисунка). Обратное движение потока прижимает манжету, создавая, таким образом, герметичность.

Преимущества такой конструкции заключаются в том, что клапан прост в изготовлении, бесшумно работает и монтируется на трубопроводе в любом положении.

Клапаны обратные поворотные фланцевые КОП (рис. 38) предназначены для работы на установках по переработке, транспорту и хранению жидких и газообразных нефтяных и химических сред различной коррозионной активности. Корпус таких клапанов выполняют из стали: марки 25Л или 20Л (для неагрессивных сред с температурой не более 450 °С);

хромомолибденовой Х5М-Л (для слабоагрессивных сред с температурой не более 550 °С); хромоникелевой 1Х18Н9Т-Л (для сильно агрессивных сред с температурой не более 600 °С).

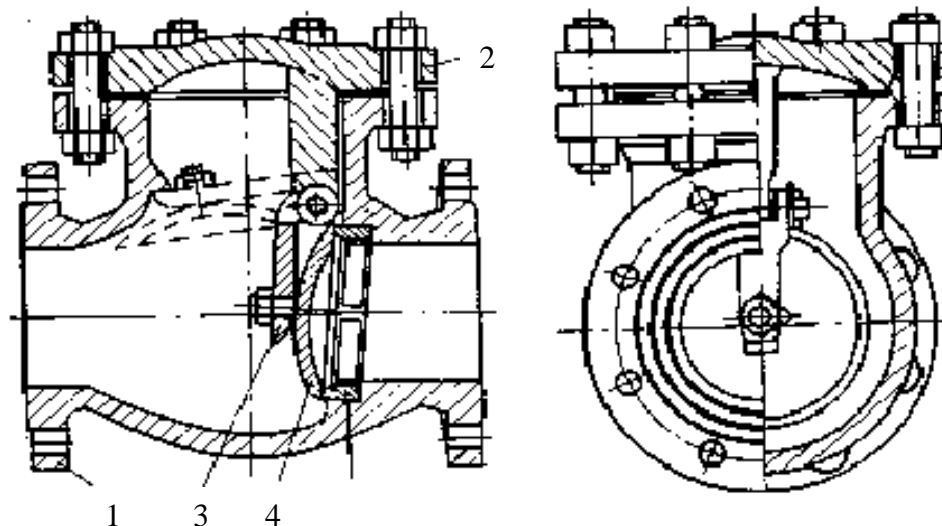


Рис. 38. Обратный поворотный клапан типа КОП:
1 – корпус, 2 – крышка, 3 – серьга, 4 – захлопка, 5 – кольцо

Литой корпус 1 обратного клапана – фланцевый, имеет бочкообразную форму. Крышка 2 соединена с корпусом болтами. Кронштейн крепления серьги 3 захлопки можно отливать вместе с крышкой 2 клапана или же прикреплять болтами к приливам корпуса.

Шарнирное соединение захлопки 4 с серьгой позволяет захлопке самоустанавливаться при закрытии обратного клапана. Для обеспечения герметичности уплотнительная поверхность корпуса наклонена к вертикали под углом 5°. Уплотнительные поверхности колец 5 в зависимости от материала корпуса наплавляются сталью 2Х13 или твердыми сплавами.

Условное давление – до 160 кгс/см²,
условный проход – до 600 мм.

Клапаны обратные подъемные приемные 16ч42р (рис. 39) применя-

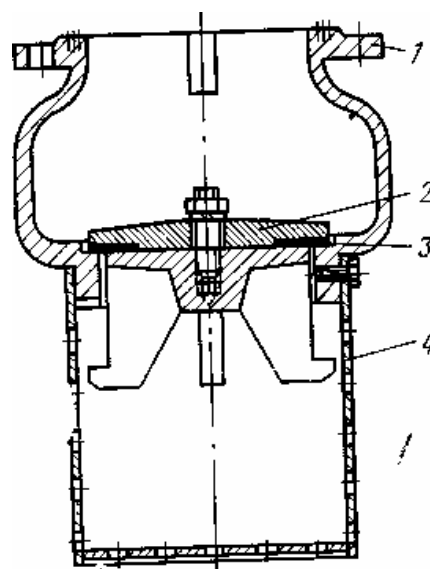


Рис. 39. Приемный обратный клапан типа 16ч42р:

1 – корпус, 2 – подъемный золотник, 3 – резиновое уплотнение, 4 – защитный кожух

ют в насосных установках на конце всасывающего трубопровода для воды, нефти и других жидких сред с температурой до 50 °С.

Основные детали клапана: корпус, захлопка, плита, тарелка – выполнены из чугуна; уплотнение затвора представляет собой резиновое кольцо.

2. Термины, определения и используемые сокращения

Трубопроводная арматура – разнообразные устройства, предназначенные для управления потоками рабочей среды (жидкой, газообразной, газожидкостной, порошкообразной, суспензиями и т.д.), транспортируемой по трубопроводам.

Условное давление P_y – давление, соответствующее допустимому для данного изделия рабочему давлению при нормальной температуре.

Пропускная способность K_V – расход жидкости (в м³/ч) с плотностью, равной 1 000 кг/м³, проходящей через регулирующий орган, при перепаде давления на нем в 1 кгс/см²; текущее значение пропускной способности при заданной величине хода в процентах указывается соответствующим индексом, например, K_{V5} или K_{V15} .

Условная пропускная способность K_{Vy} – номинальное значение величины пропускной способности при условном ходе затвора в м³/ч.

Начальная пропускная способность K_{V0} – номинальное значение пропускной способности в момент открытия затвора.

Минимальная пропускная способность K_{VM} – номинальное значение минимальной пропускной способности при сохранении пропускной характеристики регулирующего органа в м³/ч.

Максимальная пропускная способность (K_{V100}) – пропускная способность при максимальном действительном ходе затвора в м³/ч.

Диапазон изменения пропускной способности (K_{Vy}/K_{VM}) – отношение условной пропускной способности к минимальной пропускной способности.

Коэффициент критического расхода (C_f) – безразмерная величина, характеризующая степень восстановления давления в регулирующем органе.

Пропускная характеристика – зависимость пропускной способности от перемещения затвора.

Рабочая расходная характеристика – зависимость расхода в рабочих условиях от перемещения затвора.

Ходовая характеристика – зависимость перемещения затвора исполнительного устройства от командной информации.

Конструктивная характеристика – зависимость площади прохода между затвором и седлом регулирующего органа при перемещении затвора.

Негерметичность – расход через закрытое исполнительное устройство, выраженный в процентах от условной пропускной способности.

Условный ход – номинальное значение величины полного хода затвора исполнительного устройства.

Действительный ход – ход, обеспечиваемый данным исполнительным устройством при заданной величине командного сигнала.

Приведенный ход – ход, рассчитанный пропорционально изменению командного сигнала исходя из максимального действительного хода.

Основная статическая приведенная погрешность – абсолютная величина отношения наибольшей разности действительного и приведенного ходов к величине условного хода при незаполненном регулирующем органе и сальнике, затянутом усилием, обеспечивающим герметичность штока в рабочих условиях, выраженная в процентах.

Класс точности – точностная характеристика, определяемая наибольшей величиной основной погрешности.

Вариация хода – отношение наибольшей разности между значениями хода, соответствующими одному и тому же значению командного сигнала при прямом и обратном ходе к величине условного хода, выраженное в процентах.

Порог чувствительности – отношение наименьшего значения величины изменения командного сигнала, вызывающее начало перемещения, к диапазону командного сигнала, выраженное в процентах.

Рассогласование хода – абсолютная величина отношения разности действительного и приведенного ходов к величине условного хода в рабочих условиях, выраженная в процентах

Предохранительный клапан – автоматическое устройство для сброса давления, приводимое в действие статическим давлением, возникающим перед клапаном, и отличающееся быстрым полным подъемом золотника за счет динамического действия выходящей из сопла струи сбрасываемой среды.

Перепускной клапан – автоматическое устройство для сброса давления, приводимое в действие статическим давлением, возникающим перед клапаном, и отличающееся постепенным подъемом золотника пропорционально увеличению давления сверх давления открывания.

Предохранительно-перепускной клапан – автоматическое устройство, которое можно использовать в качестве либо предохранительного, либо перепускного клапана в зависимости от вида применения.

Технологическое давление в сосуде (аппарате, трубопроводе и т.п.) – максимально избыточное давление, которое может возникнуть при нормальном режиме процесса.

Расчетное (рабочее) давление сосуда – давление, на которое рассчитаны стенки корпуса или узлов сосуда. Величина расчетного давления должна превышать технологическое давление в аппарате, чтобы исключить нежелательное срабатывание предохранительных клапанов.

Максимально допустимое рабочее давление – давление, превышение которого недопустимо из соображений безопасности.

Установочное давление (давление срабатывания) – давление, при котором открывается предохранительный клапан.

Продув или гистерезис – разность между давлением срабатывания и давлением закрытия клапана, выражаемая в процентах от давления срабатывания.

Статическое противодействие – давление в выкидной трубе или коллекторе при закрытом клапане.

Динамическое противодействие – давление в выкидной трубе или коллекторе при сбросе из предохранительного клапана.

3. Материалы, использованные в процессе обучения и контроля

3.1. Материалы к лекциям

План лекций

Лекция 1

1. Основные сведения по трубопроводной арматуре.
2. Текстовые и графические условные обозначения трубопроводной арматуры.
3. Способы присоединения арматуры к трубопроводу.
4. Техническое обслуживание и ремонт запорной арматуры:
 - контроль работоспособности арматуры;
 - типовой объем работ по техническому обслуживанию;
 - типовой объем работ при текущем ремонте;
 - типовой объем работ при капитальном ремонте;
 - нормативы технического обслуживания и ремонта.
5. Выбор типа запорной арматуры в зависимости от условий работы.

Лекция 2

1. Задвижки:
 - клиновые задвижки;
 - задвижки с цельным клином;
 - задвижки с упругим клином;
 - задвижки с составным клином.

- 1.2. Параллельные задвижки:
 - однодисковые задвижки;
 - двухдисковые задвижки.
- 1.3. Задвижки с эластичным уплотнением затвора.
- 1.4. Задвижки с выдвижным и невыдвижным шпинделями.
- 1.5. Выбор типа задвижек.
2. Вентили:
 - проходные вентили.
3. Краны:
 - конические краны;
 - натяжные краны;
 - сальниковые краны;
 - краны со смазкой;
 - краны для магистральных трубопроводов;
 - выбор кранов.
4. Дисковые поворотные затворы.
5. Исполнительные устройства регулирования:
 - основные параметры работы исполнительных устройств;
 - классификация исполнительных устройств;
 - односедельчатые клапаны;
 - трехходовые клапаны;
 - шланговые клапаны;
 - диафрагмовые клапана.
6. Регулирующие заслонки.
7. Предохранительные клапаны и устройства.
 - 7.1. Классификация предохранительных клапанов:
 - по виду нагрузки на золотник;
 - по высоте подъема золотника;
 - по связи с окружающей атмосферой;
 - по влиянию противодействия;
 - по способу открывания клапана;
 - по числу сопел.
8. Обратные клапаны:
 - клапаны обратные поворотные;
 - клапаны обратные подъемные.

3.2. Задания к практическим занятиям

Провести проверку пропускной способности клапана. Исходные данные приведены в табл. 12:

Таблица 12

Тип сосуда	ПС-100-1-0
Продукт	Пропан
Номинальный внутренний объем сосуда V_n , м ³	100
Полезный внутренний объем сосуда V_n , м ³	85
Рабочее давление в сосуде P_p , МПа	1,60
Технологическая скорость наполнения сосуда $Q_{нан}$, м ³ /ч	85
Тип клапана	СППК 4
Давление настройки клапана $P_{кл}$, МПа	1,84
Площадь сечения седла, мм ²	1256
Условный проход D_y , мм	80
Коэффициент расхода клапана α	0,8

Определение пропускной способности клапана

Определим характеристики газовой фазы пропана.

Приведенная температура газа пропана \hat{T} определяется по формуле

$$\hat{T} = \frac{T_1}{T_{кр}},$$

где T_1 – температура газа перед клапаном при давлении P_1 ;
 $T_{кр} = 369,8$ К – критическая температура газа пропана.

Расчет произведем для различных температур атмосферного воздуха:

$$\hat{T}_{-20^{\circ}} = \frac{T_{-20^{\circ}}}{T_{кр}} = \frac{253}{369,8} = 0,6842,$$

$$\hat{T}_{-0^{\circ}} = \frac{T_{-0^{\circ}}}{T_{кр}} = \frac{273}{369,8} = 0,7382,$$

$$\hat{T}_{20^{\circ}} = \frac{T_{20^{\circ}}}{T_{кр}} = \frac{293}{369,8} = 0,7923,$$

$$\hat{T}_{40^{\circ}} = \frac{T_{40^{\circ}}}{T_{кр}} = \frac{313}{369,8} = 0,8464.$$

Приведенное давление газа пропана \hat{P} определяется по формуле

$$\hat{P} = \frac{P_1}{P_{кр}},$$

где $P_1 = 1,84$ МПа – наибольшее избыточное давление перед клапаном (избыточное давление до клапана, равное давлению полного открытия);
 $P_{кр} = 4,264$ МПа – критическое давление пропана.

Максимальное давление в резервуаре ограничивается давлением настройки клапана, поэтому для всех условий значение приведенного давления пропана:

$$\widehat{P}_{(-20^0 \dots +40^0)} = \frac{1,84}{4,264} = 0,4315.$$

Коэффициент сжатия газа пропана z определяется по формуле

$$z = 1 - 0,4273 \cdot \widehat{P} \cdot \widehat{T}^{-3,668}.$$

Для заданных условий:

$$z_{-20^0} = 1 - 0,4273 \cdot 0,4315 \cdot 0,6842^{-3,668} = 0,2582,$$

$$z_{0^0} = 1 - 0,4273 \cdot 0,4315 \cdot 0,7382^{-3,668} = 0,4386,$$

$$z_{20^0} = 1 - 0,4273 \cdot 0,4315 \cdot 0,7923^{-3,668} = 0,5669,$$

$$z_{40^0} = 1 - 0,4273 \cdot 0,4315 \cdot 0,8464^{-3,668} = 0,6601.$$

Плотность газа ρ перед клапаном при параметрах T_1 и P_1 определяется по формуле

$$\rho = \frac{(P_1 + 0,1) \cdot 10^6}{z \cdot R \cdot T_1},$$

где $R = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ – газовая постоянная.

Для заданных условий:

$$\rho_{-20^0} = \frac{(1,84 + 0,1) \cdot 10^6}{0,2582 \cdot 189 \cdot 253} = 157,1315 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$$\rho_{0^0} = \frac{(1,84 + 0,1) \cdot 10^6}{0,4386 \cdot 189 \cdot 273} = 85,7252 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$$\rho_{20^0} = \frac{(1,84 + 0,1) \cdot 10^6}{0,5669 \cdot 189 \cdot 293} = 61,7968 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$$\rho_{40^0} = \frac{(1,84 + 0,1) \cdot 10^6}{0,6601 \cdot 189 \cdot 313} = 49,6805 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Пропускная способность предохранительного клапана G для пропана, находящегося в газовой фазе, рассчитывается по формуле

$$G = 3,16 \cdot B_3 \cdot \alpha_1 \cdot F \cdot \sqrt{(P_1 + 0,1) \cdot \rho},$$

где F – площадь сечения клапана, равная наименьшей площади сечения в проточной части седла, $F = 1256 \text{ мм}^2$;

α_1 – коэффициент расхода, соответствующий площади F для газообразных сред, $\alpha_1 = 0,8$;

P_2 – наибольшее избыточное давление за клапаном (избыточное давление за клапаном в положении его полного открытия), $P_2 = 0 \text{ МПа}$;

$\beta_{кр} = 0,576$ – критическое отношение давлений;

$$\beta = \frac{0,1 + P_2}{0,1 + P_1} = \frac{0,1}{0,1 + 1,84} = 0,0515 \text{ – отношение давлений;}$$

$B_3 = 1,14$ – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства газа и паров при рабочих параметрах при $\beta \leq \beta_{кр}$.

Для различных заданных условий, номинальная пропускная способность предохранительного клапана составит:

$$\begin{aligned} G_{-20^\circ} &= 3,16 \cdot 1,14 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 + 0,1) \cdot 157,1315} = \\ &= 63198,1046 \text{ кг/ч} = 17,555 \text{ кг/с}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{0^\circ} &= 3,16 \cdot 1,14 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 + 0,1) \cdot 85,7252} = \\ &= 46679,5520 \text{ кг/ч} = 12,9665 \text{ кг/с}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{20^\circ} &= 3,16 \cdot 1,14 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 + 0,1) \cdot 61,7968} = \\ &= 39632,8605 \text{ кг/ч} = 11,0091 \text{ кг/с}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{40^\circ} &= 3,16 \cdot 1,14 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 + 0,1) \cdot 49,6805} = \\ &= 35535,7433 \text{ кг/ч} = 9,8710 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Определение требуемой пропускной способности клапана

При суточном изменении температуры атмосферного воздуха изменится температура пропана в резервуаре. При положительном изменении температуры атмосферного воздуха давление газовой фазы пропана начнет возрастать, пока не достигнет давления настройки клапана $P_{кл}$. Дальнейший процесс является изобарическим, т.к. клапан будет поддерживать постоянное давление в сосуде, равное $P_{кл}$.

Объем газовой фазы V_2 в сосуде составляет разницу номинального V_n и полезного V_n объемов сосуда:

$$V_2 = V_n - V_n = 100 - 85 = 15 \text{ м}^3.$$

Объем газовой фазы V_2 будет оставаться постоянным, т.к. через клапан будет стравливаться весь избыточный газ.

Из уравнения состояния реального газа выразим массу газа:

$$\frac{PV}{m} = z\bar{R}T \Rightarrow m = \frac{PV}{z\bar{R}T},$$

где m – масса газа, кг;

P – давление газа, Па;

V – объем газа, м³;

z – коэффициент сжатия реального газа;

\bar{R} – газовая постоянная, для пропана $\bar{R} = 189$ Дж/кг·град;

T – температура, К.

Определим массу стравившегося газа:

$$\Delta m = m_{нач} - m_{кон} = \frac{P_{нач} V_{нач}}{z_{нач} \bar{R} T_{нач}} - \frac{P_{кон} V_{кон}}{z_{кон} \bar{R} T_{кон}}, \text{ кг.}$$

Т.к. $P = \text{const} = P_{кл}$ и $V = \text{const} = V_2$, то уравнение примет вид:

$$\Delta m = \frac{P_{кл} \cdot V_2}{\bar{R}} \left(\frac{1}{z_{нач} T_{нач}} - \frac{1}{z_{кон} T_{кон}} \right).$$

Требуемая пропускная способность клапана определится как

$$G_{пр} = \frac{\Delta m}{t_{сум}}, \text{ кг/с,}$$

где $t_{сум}$ – время, за которое изменяется температура, выраженное в секундах (12 ч = 43 200 с).

Определение требуемой пропускной способности клапана произведем для условий:

- а) изменения температуры атмосферного воздуха с -20 °С до 0 °С;
- б) изменения температуры атмосферного воздуха с 0 °С до 20 °С;
- в) изменения температуры атмосферного воздуха с 20 °С до 40 °С.

а. При изменении температуры атмосферного воздуха с -20 °С до 0 °С за 12 ч:

$$\Delta m = \frac{1,84 \cdot 10^6 \cdot 15}{189} \left(\frac{1}{0,2582 \cdot 253,15} - \frac{1}{0,4386 \cdot 273,15} \right) = 1\,015,23 \text{ кг.}$$

Требуемая пропускная способность:

$$G_{пр} = \frac{\Delta m}{t_{сум}} = \frac{1\,015,23}{43\,200} = 0,0235 \text{ кг/с.}$$

б. При изменении температуры атмосферного воздуха с 0 °С до 20 °С за 12 ч:

$$\Delta m = \frac{1,84 \cdot 10^6 \cdot 15}{189} \left(\frac{1}{0,4386 \cdot 273,15} - \frac{1}{0,5669 \cdot 293,15} \right) = 340,21 \text{ кг.}$$

Требуемая пропускная способность:

$$G_{mp} = \frac{\Delta m}{t_{cym}} = \frac{340,21}{43\,200} = 0,0079 \text{ кг/с.}$$

в. При изменении температуры атмосферного воздуха с 20 °С до 40 °С за 12 ч:

$$\Delta m = \frac{1,84 \cdot 10^6 \cdot 15}{189} \left(\frac{1}{0,5669 \cdot 293,15} - \frac{1}{0,6601 \cdot 313,15} \right) = 172,26 \text{ кг.}$$

Требуемая пропускная способность:

$$G_{mp} = \frac{\Delta m}{t_{cym}} = \frac{172,26}{43\,200} = 0,0040 \text{ кг/с.}$$

Проверка пропускной способности клапана

Производим проверку пропускной способности клапана для различных условий.

Определим коэффициент запаса для каждого случая работы клапана:

$$\varepsilon = \frac{G_n}{G_{mp}},$$

где G_n – номинальная пропускная способность, кг/с;

G_n – требуемая пропускная способность, кг/с.

Для каждого диапазона температур используем наихудшую номинальную пропускную способность клапана:

$$\varepsilon_{-20^{\circ} \ 0^{\circ}} = \frac{G_{0^{\circ}}}{G_{mp}} = \frac{12,9665}{0,0235} = 551,751,$$

$$\varepsilon_{-0^{\circ} \ 20^{\circ}} = \frac{G_{20^{\circ}}}{G_{mp}} = \frac{11,0091}{0,0079} = 1\,397,959,$$

$$\varepsilon_{20^{\circ} \ 40^{\circ}} = \frac{G_{40^{\circ}}}{G_{mp}} = \frac{9,8710}{0,0040} = 2\,475,417.$$

Поскольку во всех случаях $\varepsilon \gg 1$, то запас пропускной способности обеспечен.

Определение номинальной пропускной способности клапана

Пропускная способность предохранительного клапана G для сброса жидкого пропана рассчитывается по формуле

$$G = 5,03 \cdot \alpha \cdot F \cdot \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho'}$$

где P_2 – наибольшее избыточное давление за клапаном (избыточное давление за клапаном в положении его полного открытия), $P_2 = 0$ МПа;

ρ' – плотность жидкого пропана.

Плотность ρ' жидкого пропана в зависимости от температуры и определяется по формуле

$$\rho' = \rho'_{0^{\circ}} \cdot [1 + \xi \cdot (20 - T_1)],$$

где $\rho'_{0^{\circ}} = 814,8 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкого пропана при нормальных условиях;

$\rho'_{20^{\circ}} = 799,8 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкого пропана при стандартных условиях;

$\xi = 0,000937 \text{ } 1/0^{\circ}\text{C}$ – коэффициент объемного расширения пропана.

Тогда

$$\rho'_{-20^{\circ}} = 799,8 \cdot [1 + 0,000937 \cdot (20 - (-20))] = 829,78 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho'_{40^{\circ}} = 799,8 \cdot [1 + 0,000937 \cdot (20 - 40)] = 784,81 \text{ кг/м}^3.$$

Для заданных условий

$$G_{-20^{\circ}} = 5,03 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 - 0) \cdot 829,78} = 197\,486,7689 \text{ кг/ч} = 54,8574 \text{ кг/с};$$

$$G_{0^{\circ}} = 5,03 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 - 0) \cdot 814,8} = 195\,696,038 \text{ кг/ч} = 54,36 \text{ кг/с};$$

$$G_{20^{\circ}} = 5,03 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 - 0) \cdot 799,8} = 193\,886,3446 \text{ кг/ч} = 53,8573 \text{ кг/с};$$

$$G_{40^{\circ}} = 5,03 \cdot 0,8 \cdot 1256 \cdot \sqrt{(1,84 - 0) \cdot 784,81} = 192\,060,8237 \text{ кг/ч} = 53,3502 \text{ кг/с}.$$

Определение требуемой пропускной способности клапана

Наполнение сосуда происходит со скоростью объемной подачи, равной $\vartheta = 85 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,0236 \text{ м}^3/\text{с}$). Массовая подача жидкого пропана определяется по формуле

$$\dot{G} = \vartheta \cdot \rho',$$

где ρ' – плотность сжиженного пропана при соответствующей температуре.

Для различных условий:

$$\dot{G}_{-20^{\circ}} = 85 \cdot 829,78 = 70\,531,3 \text{ кг}/\text{ч} = 19,592 \text{ кг}/\text{с};$$

$$\dot{G}_{0^{\circ}} = 85 \cdot 814,8 = 69\,258 \text{ кг}/\text{ч} = 19,2383 \text{ кг}/\text{с};$$

$$\dot{G}_{20^{\circ}} = 85 \cdot 799,8 = 67\,983 \text{ кг}/\text{ч} = 18,8842 \text{ кг}/\text{с};$$

$$\dot{G}_{40^{\circ}} = 85 \cdot 784,81 = 66\,708,85 \text{ кг}/\text{ч} = 18,5302 \text{ кг}/\text{с}.$$

Проверка пропускной способности клапана

Определим коэффициент запаса для каждого случая работы клапана:

$$\varepsilon = \frac{G_n}{G_{тр}},$$

где G_n – номинальная пропускная способность, кг/с;

$G_{тр}$ – требуемая пропускная способность, кг/с.

$$\varepsilon_{-20^{\circ}} = \frac{G_{-20^{\circ}}}{\dot{G}_{-20^{\circ}}} = \frac{54,8574}{19,592} = 2,8;$$

$$\varepsilon_{0^{\circ}} = \frac{G_{0^{\circ}}}{\dot{G}_{0^{\circ}}} = \frac{54,36}{19,2383} = 2,83;$$

$$\varepsilon_{20^{\circ}} = \frac{G_{20^{\circ}}}{\dot{G}_{20^{\circ}}} = \frac{53,8573}{18,8842} = 2,85;$$

$$\varepsilon_{40^{\circ}} = \frac{G_{40^{\circ}}}{\dot{G}_{40^{\circ}}} = \frac{53,3502}{18,5302} = 2,88.$$

Поскольку во всех случаях $\varepsilon \gg 1$, то запас пропускной способности обеспечен.

3.3. Вопросы к контрольной работе

1. Классификация трубопроводной арматуры по назначению.
2. Как расшифровать следующее условное обозначение трубопроводной арматуры: 11БЗ21бк1?
3. Какое присоединение арматуры к трубопроводам называется цапковым?
4. Назначение, принцип действия и устройство клиновых задвижек.
5. Назначение, принцип действия и устройство двухседельных регулирующих клапанов.
6. Назначение и классификация предохранительных клапанов.
7. Назначение, принцип действия и устройство обратных поворотных клапанов.
8. Назначение, принцип действия и устройство кранов.
9. Способы присоединения арматуры к трубопроводу.
10. Как расшифровать следующее условное обозначение трубопроводной арматуры: 19кч01Бр?
11. Арматура считается работоспособной, если ...?
12. Условное графическое обозначение обратного клапана.
13. Как расшифровать следующее условное обозначение трубопроводной арматуры: 14С22ГМ2?
14. Назначение, принцип действия и устройство вентиляей.
15. Назначение и устройство параллельных задвижек.
16. Назначение дисковых поворотных затворов.
17. Назначение, принцип действия и устройство предохранительного клапана СППК.

Литература

1. Лурье, М.В. Сборник задач по трубопроводному транспорту нефти, нефтепродуктов и газа / М.В. Лурье. – М.: ГАНГ, 1995.
2. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа: справ. пособие / под общ. ред. Ю.М. Костелевского. – М.: Недра, 1976.
3. Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А.П. Мороз [и др.]. – М.: Недра, 1979.
4. Справочник работника магистрального газопровода / под ред. С.Ф. Бармина. – Л.: Недра, 1974.
5. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы: ОНТП 51-185. – Введ. 29.08.85. – Мингазпром СССР. – Ч. 1. Газопроводы.
6. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности: ГОСТ 12.2.085-2002.
7. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: ОАО Гипротрубопровод, 2002.

Вопросы к зачету

1. Классификация гидравлических машин по принципу действия, виду перемещаемой среды и развиваемому давлению.
2. Типы нагнетателей: центробежные, осевые, поршневые, шестеренчатые, пластинчатые, струйные, диаметральные, вихревые. Схемы и принципы действия нагнетателей различного типа, их достоинства и недостатки, область использования.
3. Классификация задвижек и вентиляей.
4. Кавитация. Защита насосов от кавитации.
5. Классификация кранов. Выбор кранов.
6. Основные параметры работы центробежного насоса.
7. Характеристика лопастного насоса.
8. Последовательное соединение центробежных насосов.
9. Параллельное соединение центробежных насосов.
10. Изменение насосных характеристик изменением диаметра рабочего колеса.
11. Изменение насосных характеристик изменением числа оборотов ротора нагнетателя.
12. Устройство и принцип действия задвижки с цельным клином.
13. Изменение насосных характеристик методом байпасирования.
14. Устройство и принцип действия задвижки с составным клином.
15. Пересчет характеристик центробежных насосов при изменении вязкости перекачиваемой жидкости.
16. Устройство и принцип действия однодисковой (шиберной) задвижки.
17. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя.
18. Устройство и принцип действия двухдисковой параллельной задвижки.
19. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса.
20. Устройство и принцип действия задвижки с эластичным уплотнением затвора.
21. Влияние угла β_i выхода потока на напор нагнетателя.
22. Устройство и принцип действия проходного вентиля.
23. Контроль работоспособности насосных агрегатов.
24. Характеристика центробежных компрессоров.
25. Устройство и принцип действия конического крана.
26. Характеристика сети трубопроводов. Работа центробежных компрессоров на сеть трубопроводов.

27. Устройство и принцип действия односедельного регулирующего клапана.
28. Регулирование подачи центробежных компрессоров.
29. Устройство и принцип действия трехходового смесительного регулирующего клапана.
30. Помпаж. Защита компрессоров от помпажа.
31. Устройство и принцип действия обратного клапана.
32. Электрические двигатели для привода компрессоров.
33. Двигатели внутреннего сгорания для привода компрессоров.
34. ГТУ для привода компрессоров.
35. Определение потерь напора в трубопроводе.
36. Коэффициент гидравлического сопротивления.
37. Устройство и принцип действия центробежного компрессора.
38. Эквивалентные трубопроводы.
39. Устройство и принцип действия поршневого компрессора.
40. Определение рабочих режимов насосов при работе на трубопровод.
41. Условные обозначения трубопроводной арматуры.
42. Выбор типа запорной арматуры в зависимости от условий работы.
43. Упрощенная формула Л.С. Лейбензона.
44. Гидравлический уклон в магистрях и на участках с лупингами и вставками.
45. Регулирование работы лопастных нагнетателей.
46. Конструкции, установка и испытание центробежных вентиляторов.
47. Классификация центробежных вентиляторов по величине развиваемого давления, назначению, значению коэффициента быстроходности.
48. Соединение вентилятора с электродвигателем.
49. Классификация осевых вентиляторов. Конструктивные и эксплуатационные особенности осевых вентиляторов.

**Методические указания
к выполнению контрольной работы
для студентов специальности 1-70 04 02 з**

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЁТЫ
И ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ НАСОСОВ**

В начале записки даётся оглавление с наименованием всех разделов задания и указанием страниц. Расчёты выполняются по пунктам, которые приведены в заданиях в конце каждого раздела методических указаний.

На первой странице записки вычерчивается расчётная схема с буквенными обозначениями всех заданных размеров. Под схемой выписываются все числовые данные, включая данные, выбранные из таблиц приложений.

Числовые варианты для каждого задания устанавливаются самим студентом по последней цифре зачётной книжки.

Введение

Насосы применяются практически во всех отраслях промышленности и не только как самостоятельные агрегаты, но и как узлы сложных машин.

Нередко в процессе эксплуатации насосы работают на режимах, отличающихся от оптимальных. Бывают случаи, когда из-за отсутствия необходимой марки насоса приходится ставить насос, не отвечающий требуемым условиям.

И в том, и в другом случаях необходимо:

- владеть методами гидравлического расчёта насосов в сети;
- знать способы регулирования производительности;
- уметь оценить преимущества параллельного и последовательного включения двух насосов с различной комбинацией трубопроводов сети.

Решение этих вопросов и предусмотрено в контрольной работе.

1. Общие указания к выполнению контрольной работы

В ходе выполнения контрольной работы студенты должны овладеть расчётами, необходимыми для анализа работы центробежных насосов в системе, и способами регулирования их производительности.

Пояснительная записка выполняется на листах А4. На всех листах должны быть оставлены поля шириной: 30 мм слева, 15 мм сверху, по 10 мм справа и снизу. Титульный лист расчётно-пояснительной записки оформляется по форме, изложенной в прил. 1.

Все расчёты должны выполняться в пояснительной записке и сопровождаться пояснительным текстом.

Все схемы и графическая часть должны быть изображены четко и в крупном масштабе.

Там, где на одном графике несколько характеристик, следует наносить их различным цветом. Все графики выполняются только на миллиметровой бумаге.

2. Исследование режимов работы центробежного насоса в системе и расчет допустимой высоты всасывания

При работе центробежных насосов в системе на практике встречаются разнообразные схемы их включения с разной комбинацией нагнетательного и всасывающего трубопроводов.

Например, один насос может работать на один или два нагнетательных трубопровода. Существуют схемы параллельного и последовательного соединительного насосов и т.д.

В контрольной работе эти условия predeterminedены исходными данными и поэтому студентам предоставляется возможность путем решения ряда конкретных взаимосвязанных задач произвести анализ работы различных гидравлических систем с параллельным и последовательным соединением насосов.

2.1. Определение режима работы одного насоса, работающего на один нагнетательный трубопровод

Эта задача решается графоаналитическим способом, путем отыскания рабочей точки А, находящейся на пересечении напорной характеристики насоса $H = f(Q)$, и характеристики сети $H_{II} = f(Q)$, состоящей из всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

В общем случае потери напора в сети определяются по уравнению

$$H_n = H_{cm} + \sum h_n, \quad (1)$$

где H_{cm} – статический напор установки, равный разности пьезометрических уровней в резервуарах;

$\sum h_n$ – сумма гидравлических потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

$$H_{cm} = H_z + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}, \quad (2)$$

где H_z – геометрическая высота подъема жидкости;
 P_1, P_2 – давление над свободной поверхностью жидкости в приемном и напорном резервуарах.

$$\sum h_n = \left(\sum \xi + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} = S \cdot Q^2 = 0,0827 \lambda \frac{l}{d^5} Q^2, \quad (3)$$

где $\sum h_n$ – потери в трубопроводе в м. ст. ж.;
 $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местного сопротивления;
 λ – коэффициент гидравлического трения;
 l – длина трубопровода, м;
 d – диаметр трубопровода, м;
 S – гидравлическая характеристика сети, $\text{с}^2/\text{м}^5$;
 Q – объём перекачки, $\text{м}^3/\text{с}$.

Когда давление над свободной поверхностью жидкости в резервуарах равно атмосферному, статистический напор установки представляет собой разность уровней жидкости в резервуарах, т.е.

$$H_{cm} = H_z.$$

В этом случае уравнение (1) будет иметь вид

$$H_n = H_z + \sum h_n \quad (4)$$

или

$$H_n = H_z + S Q^2, \quad (5)$$

$$S = S_{bc} + S_n.$$

При расчете длинных трубопроводов, в которых доминируют потери на трение по длине, целесообразна замена местных сопротивлений эквивалентными длинами по соотношению

$$l_e = \frac{\xi d}{\lambda}.$$

При такой замене расчетное уравнение (5) можно представить в форме, отвечающей трубопроводу без местных сопротивлений:

$$H_n = H_z + 0,0827 \lambda \frac{L}{d^5} Q^2, \quad (6)$$

где $L = l + \sum l_e$ – приведенная длина трубопровода.

Для получения не менее 5 – 6 точек характеристики сети необходимо задаться расходами (в пределах заданной характеристики насоса $H = f(Q)$) и для них рассчитать по уравнениям (1), (6) потери напора H_n .

Расчет необходимо вести в следующей последовательности:

1. Для заданного расхода определяется средняя скорость V_0 .
2. Определяется число Рейнольдса Re .
3. Определяются зона сопротивления и коэффициент гидравлического трения λ .
4. Определяется сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$.
5. Определяются потери напора H_n .

Все расчеты сводятся в табл. 1.

Таблица 1

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$					
$V, \text{ м/с}$					
R					
λ					
$\sum \xi$					
$H_n, \text{ м}$					

По каталогам подобрать насос, выписать его характеристики и вычертить их по лекалам в увеличенном масштабе на миллиметровке (формат А3). На этом же чертеже строят кривую $H_n = f(Q)$ и определяют рабочую точку А. Затем находят величины Q, H, N и η , которые записывают в пояснительную записку.

Определяют показатели оптимального режима работы насоса, для этого необходимо сравнить η и η_{\max} : если $\Delta\eta = \eta_{\max} - \eta \leq 5 \%$, то насос работает в области целесообразного использования; если $\Delta\eta > 5 \%$, то необходимо подобрать другой насос и вновь определить $\Delta\eta$.

2.2. Определение режима работы одного насоса, работающего на два нагнетательных трубопровода

Эта задача решается графоаналитическим способом путем отыскания рабочей точки A_1 , находящейся на пересечении напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики трубопровода $H_n = f(Q)$.

При расчете характеристики сети надо учитывать, что при двух нагнетательных трубопроводах с одинаковым гидравлическим сопротивлением расчетная гидравлическая сеть состоит из одного всасывающего трубопровода, через который проходит расход Q , и двух нагнетательных трубопроводов с расходом $Q/2$.

Все расчеты гидравлической характеристики сети делается по тем же уравнениям, как и в разделе 2.1, и сводятся в табл. Поскольку при заданном расходе Q потери в нагнетательном трубопроводе будут рассчитываться для $Q/2$, а во всасывающем трубопроводе при Q , то будет две таблицы: одна для потерь во всасывающем трубопроводе $h_{вс}$, вторая для потерь в нагнетательном – h_n , при этом – H_n определяется по уравнению

$$H_n = H_c + h_{вс} + h_n = H_c + \sum h_n. \quad (7)$$

По полученным значениям H_n строится характеристика сети и находится рабочая точка A_1 . По этой точке определяются показатели режима работы одного насоса на два нагнетательных трубопровода, т.е. величины Q_1, H_1, N_1 и η .

В конце необходимо сделать вывод о целесообразности работы одного насоса на два нагнетательных трубопровода.

2.3. Анализ работы параллельного и последовательного соединения двух одинаковых насосов

При параллельной работе двух одинаковых насосов совместная характеристика $H = f(2Q)$ получается сложением абсцисс производительностей для одного и того же значения напора ($H = \text{const}$). Для построения гидравлической характеристики сети потери напора H_n определяются по тем же зависимостям, как и в разделе 2.1.

При этом необходимо учитывать, что при параллельном соединении двух одинаковых насосов расчетная гидравлическая сеть состоит из двух всасывающих трубопроводов, через каждый из которых проходит расход $Q/2$ и одного нагнетательного трубопровода с расходом Q .

Следовательно, общие гидравлические потери в сети будут складываться из потерь в нагнетательном трубопроводе h_n при расходе Q и потерь в одной ветке всасывающего трубопровода $h_{вс}$ с расходом $Q/2$. Потерями до узловой точки соединения двух нагнетателей пренебречь.

Все расчеты гидравлической характеристики сети сводятся в две таблицы, при этом H_n определяется по уравнению (7).

По полученным значениям H_n строится характеристика сети и определяется рабочая точка A_2 , находящаяся на пересечении характеристики совместной работы для двух насосов $H = f(2Q)$ и гидравлической характеристики трубопровода $H_n = f(Q)$.

Для этой точки определяется расход Q_2 .

При последовательной работе двух одинаковых насосов на один трубопровод необходимо построить совместную характеристику работы насо-

сов. В этом случае производительность насосов остается без изменения, а напор увеличивается пропорционально числу насосов. Для нахождения рабочей точки A_3 считать, что гидравлическая характеристика сети будет такой же, как и для одного насоса, работающего на один трубопровод.

Продолжив характеристику $H_n = f(Q)$ до пересечения с характеристикой для двух последовательно включенных насосов, найти точку A_3 . Для этой точки найти величины Q_3 , H_3 , N_3 и η_3 , которые записывают в пояснительную записку. После чего сравнить Q_3 и Q_2 и дать заключение о целесообразности использования схем обвязки насосов для работы на данную сеть.

2.4. Регулирование режима работы насосов

Данной характеристике насоса и сети соответствует только одна рабочая точка A . Между тем, величина требуемой подачи может меняться. Чтобы изменить режим работы насосной установки, необходимо изменить либо характеристику насоса, либо характеристику сети.

Изменение характеристик для обеспечения требуемых параметров называется регулированием. Регулирование режима работы осуществляется либо с использованием запорной арматуры (меняется характеристика сети), либо изменением характеристики насоса (числом оборотов, обточкой рабочих колёс, байпасированием).

2.4.1. Регулирование запорной арматуры

Если требуется подавать насосом расход Q_n меньше, чем расход, соответствующий рабочей точке A , необходимо изменить характеристику сети. Это осуществляется прикрытием регулировочной арматуры на напорном трубопроводе.

Если потребный напор $Q_n < Q_A$, то, задаваясь различной степенью закрытия запорной арматуры, можно рассчитать и построить несколько дроссельных кривых (характеристик сети), которые будут пересекать характеристику насоса $H = f(Q)$ в различных точках. Если точка на кривой $H_n = f(Q)$, соответствующая потребному расходу Q_n , окажется между дроссельными кривыми, то можно проинтерполировать и установить необходимую степень закрытия арматуры. Дроссельные кривые рассчитываются по методике расчета трубопроводов.

Регулирование работы насосов дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, что снижает КПД установки. При этом теряемая при регулировании мощность определяется по уравнению

$$\Delta N = \gamma Q_n h_q / \eta_n,$$

где h_q – напор, теряемый в дроссельной задвижке;
 η_n – КПД насоса, соответствующий Q_n .

Этот способ регулирования неэкономичен. Однако благодаря простому техническому исполнению способ регулирования дросселированием достаточно широко используется в промышленности.

2.4.2. Регулирование изменением числа оборотов

Изменение числа оборотов насоса ведет к изменению его характеристик и, следовательно, изменению рабочего режима. Регулирование работы насосов изменением числа его оборотов более экономично, чем регулирование дросселированием.

Для определения необходимого числа оборотов n_n , при котором насос должен обеспечить потребный расход Q_n , строят новую характеристику насоса $H = f(Q)$, используя формулы подобия:

$$Q_A/Q_n = n_A/n_n, \quad (8)$$

$$H_A/H_n = (n_A/n_n)^2, \quad (9)$$

$$N_A/N_n = (n_A/n_n)^3. \quad (10)$$

В формулах (8) – (10) неизвестно только n_n , которое можно определить по этим же уравнениям.

После выполнения этого пункта необходимо дать анализ с указанием достоинств и недостатков каждого из способов регулирования режимов работы насоса.

2.5. Определение допустимой высоты всасывания центробежного насоса

Высотой всасывания называется расстояние по вертикали от уровня жидкости в приемном резервуаре до оси насосов.

Эта высота определяется из уравнения Бернулли, составленного для двух сечений: 0-0 по границе раздела фаз в приёмном резервуаре и I-I по оси насоса:

$$H_B = \frac{P_a - P_n}{\rho g} - h_{n.bc} - \Delta h_q, \quad (11)$$

$$H_{\min} = \frac{P_a - P_n}{\rho g} - \Delta h_q + \frac{V^2}{2g},$$

где P_n – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, Па;
 P_a – атмосферное давление, Па;

H_{\min} – минимально допустимый напор на всасе насоса, м. ст. ж.;

Δh_q – допустимый кавитационный запас насоса, м. ст. ж.

При работе насоса во всасывающей трубе происходит понижение давления до величины $P_1 < P_a$.

Если давление P_1 будет меньше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости P_n , то в насосе возникает кавитация и произойдет срыв работы насоса.

Поэтому минимальное давление в насосе должно быть больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости. Полная удельная энергия при входе в насос должна обеспечивать создание скорости входа и преодоления потерь напора на всасе насоса без понижения давления до величины, при которой может начаться вскипание жидкости (кавитация). Место установки насоса относительно уровня жидкости в приемном резервуаре определяется уравнением (11).

3. Задания к контрольной работе

По полученным характеристикам подобранного центробежного насоса $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и полученным заданием (прил. 2) произвести следующие расчеты:

1. Определить режим работы насоса для схемы насосной установки (прил. 5) и произвести все расчеты, предусмотренные в разделе 2.1.

При расчете характеристики сети учесть все местные сопротивления, указанные на схеме (прил. 5).

2. Определить режим работы одного насоса, работающего на два нагнетательных трубопровода с одинаковыми гидравлическими сопротивлениями. Для этого необходимо дать принципиальную схему насосной установки, произвести все расчеты и исследования, предусмотренные в разделе 1.2.

При расчетах принять диаметры всех труб одинаковыми ($d_{ec} = d_n = d$).

Потерями до узловой точки соединения двух нагнетательных трубопроводов пренебречь. Остальные местные сопротивления на каждом трубопроводе принять согласно схеме (прил. 5).

3. Произвести анализ работы параллельного и последовательного соединений двух одинаковых насосов с характеристиками подобранного насоса. Для этого необходимо дать принципиальные схемы соединения насосов и произвести все расчеты, предусмотренные в разделе 2.3.

При различных комбинациях нагнетательного и всасывающего трубопроводов (схемы с двумя нагнетательными или двумя всасывающими

трубопроводами) принять все диаметры труб и соответствующие длины одинаковыми, т.е. ($d_{вс} = d_n = d$; $l_{вс1} = l_{вс2} = l_{вс}$, $l_{н1} = l_{н2} = l_n$). Потерями от насоса до узловой точки соединения двух нагнетательных трубопроводов пренебречь. При расчете характеристик сети учитывать все местные сопротивления, указанные на схеме (прил. 5).

4. Для приведенной схемы насосной установки определить степень закрытия запорной арматуры, чтобы потребный расход был равен $0,7Q_A$ (где Q_A – расход соответствующий рабочей точке А).

Для этого необходимо провести расчеты не менее трех дроссельных кривых при разной степени закрытия запорной арматуры, предусмотренные в разделе 2.4.1.

При расчете справочные коэффициенты брать из прил. 4.

5. Для схемы насосной установки определить число оборотов, при котором насос при известной (рассчитанной) характеристике сети будет обеспечивать расход $0,7Q_A$.

При выполнении пункта необходимо произвести все расчеты, предусмотренные в п. 2.4.2.

6. Для схемы насосной установки (прил. 5) определить (п. 2.5) допустимую высоту всасывания. Принять расход Q_A , соответствующий рабочей точке А, полученной в п. 2.1.

Литература

1. Мустафин, Ф.М. Машины и оборудование газонефтепроводов / Ф.М. Мустафин, Н.Н. Коновалов, Р.Ф. Гильметдинов. – Уфа: Монография, 2002.
2. Гумеров, А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. – М.: Недра, 2001.
3. Нормы технологического проектирования магистральных нефтепроводов: РД 153-39.4-113-01. – М.: Гипротрубопровод, 2002.

Приложение 1

УО «Полоцкий государственный университет»

Кафедра трубопроводного
транспорта и гидравлики

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к контрольной работе по дисциплине
«Насосы и вентиляторы»

студента _____

группы _____ № зачетной книжки _____

Вариант _____

Дата выдачи задания « _____ » _____ 200 г.

Срок сдачи контрольной работы « _____ » _____ 200 г.

Руководитель контрольной работы _____ П.В. Коваленко

Новополоцк
2009

Приложение 2

Задание для выполнения контрольной работы по дисциплине «Насосы и вентиляторы» для студентов специальности ТВЗ

Последние цифры зачетной книжки	Жидкость и ее температура $t^{\circ}\text{C}$	Характеристика поверхности трубы	H_2 , м	d , мм	$l_{\text{вс}}$, м	$l_{\text{н}}$, м	C	n , об/м	Степень закрытия задвижки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
01	Вода 20 ⁰ С	Новые чугунные	15	70	9	100	1 200	2 900	2/8
02	Вода 10 ⁰ С	Новые стальные	17	85	11	90	1 050	2 900	3/8
03	Вода 40 ⁰ С	Новые оцинкованные	15	80	8	105	1 000	2 900	4/8
04	Вода 20 ⁰ С	Стальные, бывшие в употреблении	14	75	10	100	950	2 900	2/8
05	Вода 10 ⁰ С	Новые чугунные	15	80	12	90	900	2 900	3/8
06	Вода 20 ⁰ С	Новые стальные	13	70	14	115	800	2 900	2/8
07	Вода 20 ⁰ С	Стальные водопроводные	17	75	15	100	850	2 900	3/8
08	Вода 10 ⁰ С	Стальные, бывшие в употреблении	14	80	12	110	800	2 900	2/8
09	Вода 40 ⁰ С	Новые оцинкованные	15	70	10	120	1 150	2 900	2/8
10	Вода 40 ⁰ С	Новые стальные	16	85	9	100	1 200	2 900	3/8
11	Вода 20 ⁰ С	Новые чугунные	10	75	8	110	800	2 900	2/8
12	Вода 10 ⁰ С	Чугунные, бывшие в употреблении	12	80	15	105	950	2 900	3/8
13	Вода 20 ⁰ С	Стальные, бывшие в употреблении	13	100	20	130	1 150	2 900	5/8
14	Вода 10 ⁰ С	Новые стальные	15	70	10	90	900	2 900	6/8

Окончание табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	Вода 40 °С	Новые чугунные	14	85	14	100	850	2 900	7/8
16	Вода 20 °С	Стальные водопроводные	10	75	12	115	850	2 900	2/8
17	Вода 10 °С	Новые оцинкованные	15	85	12	100	850	2 900	2/8
18	Вода 20 °С	Новые стальные	15	120	20	100	1 200	2 900	2/8
19	Вода 40 °С	Новые оцинкованные	10	100	10	110	900	2 900	3/8
20	Вода 10 °С	Новые чугунные	8	85	12	90	800	2 900	5/8
21	Вода 40 °С	Стальные, бывшие в употреблении	12	80	10	115	950	2 900	6/8
22	Вода 20 °С	Новые чугунные	5	75	5	100	850	2 900	3/8
23	Вода 5 °С	Стальные, бывшие в употреблении	0	50	10	100	800	2 900	2/8
24	Вода 10 °С	Новые стальные	3	70	5	80	950	2 900	3/8
25	Вода 15 °С	Новые чугунные	10	80	7	120	1200	2 900	5/8
26	Вода 8 °С	Новые оцинкован.	-8	50	10	100	900	2 900	6/8
27	Вода 20 °С	Новые стальные	-5	80	15	120	850	2 900	7/8
28	Вода 10 °С	Новые стальные	0	70	10	110	800	2 900	3/8
29	Вода 15 °С	Стальные, бывшие в употреблении	2	75	5	100	900	2 900	5/8
30	Вода 40 °С	Новые стальные	5	70	8	110	950	2 900	3/8
31	Вода 25 °С	Стальные, бывшие в употреблении	3	85	6	80	800	2 900	2/8
32	Вода 10 °С	Новые стальные	-5	70	10	100	850	2 900	6/8
33	Вода 15 °С	Новые стальные	-3	50	8	100	1 200	2 900	2/8
34	Вода 10 °С	Новые стальные	0	50	10	110	850	2 900	3/8
35	Вода 15 °С	Новые стальные	5	75	5	90	900	2 900	5/8
36	Вода 10 °С	Новые стальные	8	100	10	110	850	2 900	2/8
37	Вода 5 °С	Новые стальные	5	85	7	80	900	2 900	3/8
38	Вода 20 °С	Новые стальные	4	50	5	100	850	2 900	5/8

Приложение 3

Таблица для построения характеристик насосов

Q , л/с	0	4	8	12	16	20
H , м	34	36	34	32	26	16
N , л/с	3	6	7	8	8,2	8,4
η , %	0	40	60	70	65	55

Приложение 4

Справочные данные

1. Удельный вес воды γ при 20 °С, кг/м³ – 1 000.
2. Кинетический коэффициент вязкости воды (ν):

t , °С	10	20	40
ν , см ² /С	0,015	0,01	0,045

3. Давление насыщенных паров воды P_n :

t , °С	10	20	40
P_n , кг/см ²	0,012	0,024	0,08

4. Абсолютная шероховатость труб (Δ), мм:
 - новые стальные – 0,02 – 0,1;
 - стальные, бывшие в эксплуатации – 0,1 – 1,5;
 - новые оцинкованные – 0,07 – 0,1;
 - стальные водопроводные – 1,2 – 1,5;
 - новые чугунные – 0,25 – 1,0.

5. Коэффициент сопротивления задвижки:

Степень открытия	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
Коэффициент сопротивления	0,26	0,8	2,06	5,52	17,0	97

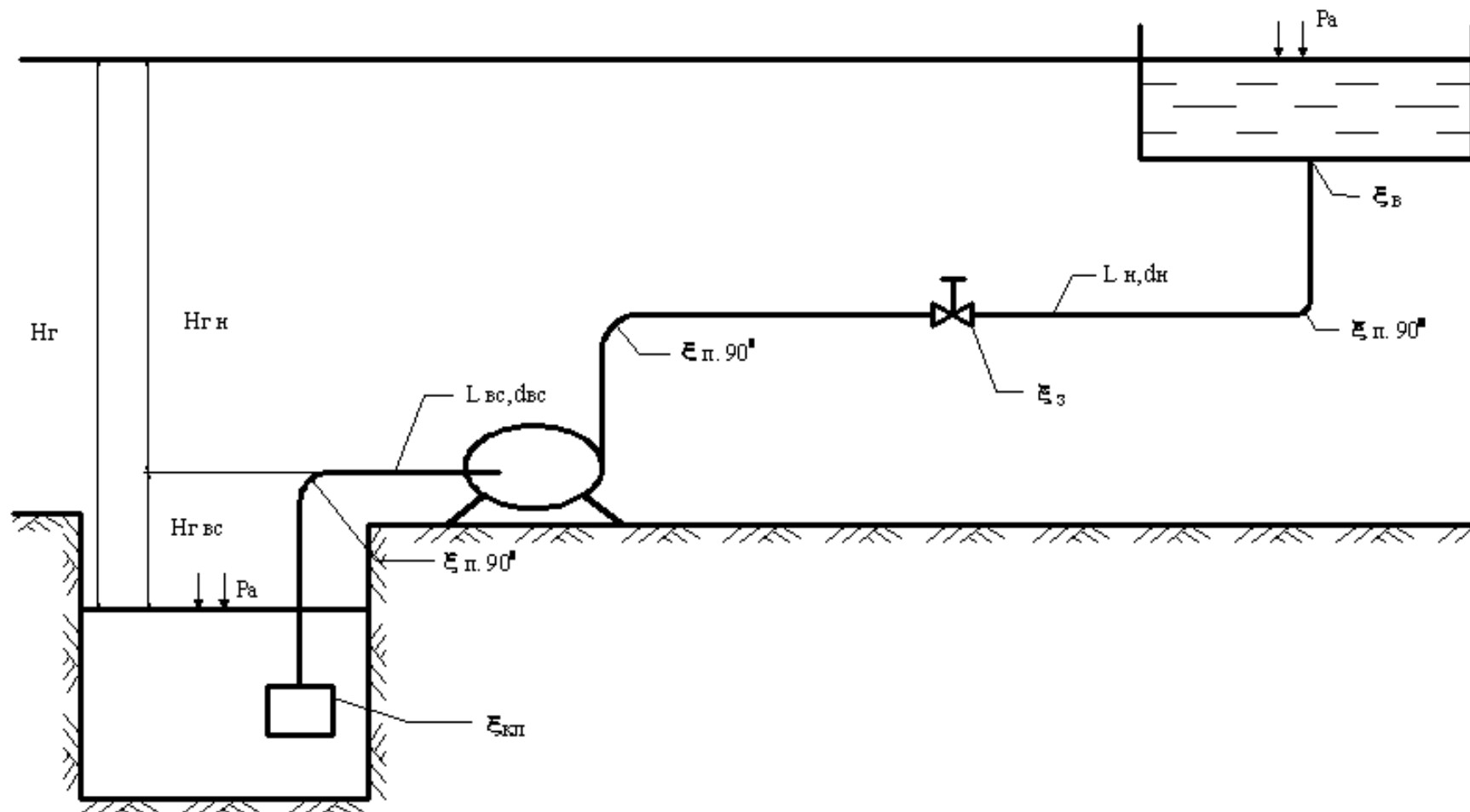


Схема насосной установки

Учебное издание

КОВАЛЕНКО Павел Васильевич
ПИСТУНОВИЧ Наталья Николаевна

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Учебно-методический комплекс
для студентов специальности 1-70 04 02
«Теплогасоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

Редактор *Т. А. Дарьянова*

Дизайн обложки *В. А. Виноградовой*

Подписано в печать 04.03.09. Формат 60x84 1/16. Гарнитура Таймс. Бумага офсетная.
Ризография. Усл. печ. л. 22,39. Уч.-изд. л. 22,12. Тираж 70 экз. Заказ 463.

Издатель и полиграфическое исполнение –
учреждение образования «Полоцкий государственный университет»

ЛИ № 02330/0133020 от 30. 04. 04

ЛП № 02330/0133128 от 27.05.04

211440, г. Новополоцк, ул. Блохина, 29