

И. Г. Арсланов
Э. З. Мухамадеев
Х. Н. Ягафарова



НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

Учебное пособие

Министерство науки и высшего образования РФ
Уфимский государственный нефтяной технический университет
Институт нефти и газа (филиал в г. Октябрьском)

И. Г. Арсланов
Э. З. Мухамадеев
Х. Н. Ягафарова

НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

Учебное пособие

УДК 665.6(075.8)
ББК 35.514-55я73
А85

Рецензенты:

Галеев А. С. — доктор технических наук,
профессор кафедры нефтегазового оборудования и технологии
машиностроения Альметьевского государственного нефтяного института;

Абдюкова Р. Я. — кандидат технических наук,
доцент кафедры механики и технологии машиностроения Уфимского
государственного нефтяного технического университета.

Арсланов, Исмагил Ганеевич

А85 **Насосное оборудование нефтегазовой отрасли: учебное пособие /**
И. Г. Арсланов, Э. З. Мухамадеев, Х. Н. Ягафарова; Уфимский государ-
ственный нефтяной технический университет, Институт нефти и газа
(ф-л в г. Октябрьском). — Санкт-Петербург: Сциентиа, 2022. — 130 с.

ISBN 978-5-6048667-6-4. — DOI 10.32415/scientia_978-5-6048667-6-4.

Настоящее учебное пособие представляет собой систематизированный курс изучения насосов и содержит теоретические основы работы динамических и объёмных насосов, их гидравлический расчёт и выбор агрегатов при проектировании.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» и «Разведка и разработка нефтегазовых месторождений».

УДК 665.6(075.8)
ББК 35.514-55я73

*Утверждено Редакционно-издательским советом УГНТУ
в качестве учебного пособия*

© Арсланов И. Г., 2022 г.
© Мухамадеев Э. З., 2022 г.
© Ягафарова Х. Н., 2022 г.

© УГНТУ, 2022 г.

ISBN 978-5-6048667-6-4

DOI 10.32415/scientia_978-5-6048667-6-4

© Оформление. ООО ИД «Сциентиа», 2022 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие сведения о насосах и их классификация	6
2. Лопастные насосы	8
2.1. Общие сведения	8
2.2. Основные рабочие параметры насосов	8
2.3. Классификация лопастных насосов	11
3. Центробежные насосы	12
3.1. Устройство и принцип действия центробежного насоса	12
3.2. Осевое усилие в центробежных насосах и способы уравновешивания	16
3.3. Движение жидкости в каналах рабочего колеса цен- тробежного насоса	18
3.4. Основное уравнение турбомашин Эйлера	21
3.5. Составляющие части теоретического напора рабочего колеса	24
3.6. Зависимость теоретического напора от подачи насоса	24
3.7. Влияние формы лопаток на величину слагаемых обще- го напора	25
3.8. Влияние конечного числа лопаток на величину теоре- тического напора	28
3.9. Мощность и КПД центробежных насосов	30
3.10. Теоретическая и действительная комплексная рабо- чая характеристика центробежного насоса	32
3.11. Основы теории подобия лопастных насосов	35
3.12. Универсальная характеристика центробежного насоса	41
3.13. Кавитация в центробежных насосах	42
3.13.1. Сущность кавитационных явлений.	42
3.13.2. Определение критического кавитационного запаса	45
3.13.3. Определение допустимой высоты всасывания на- соса	46
3.13.4. Пути повышения кавитационных качеств насоса	47

3.14. Работа центробежного насоса на трубопроводную сеть .	47
3.15. Устойчивость работы центробежного насоса	50
3.16. Совместная работа центробежных насосов на трубо- проводе.	51
3.17. Регулирование работы центробежных насосов.	53
3.17.1. Воздействие на коммуникацию	53
3.17.2. Воздействие на привод насоса	56
3.17.3. Воздействие на конструкцию насоса.	57
3.18. Работа центробежных насосов на вязких жидкостях . .	59
4. Осевые насосы	62
4.1. Устройство и принцип действия	62
4.2. Основные показатели работы осевого насоса	63
4.3. Рабочая характеристика осевого насоса	64
4.4. Выбор насосов.	65
5. Объемные насосы	68
5.1. Классификация объемных насосов.	68
6. Поршневые насосы	70
6.1. Принцип действия и классификация поршневых насосов	70
6.2. Идеальная и действительная подача поршневых насосов.	74
6.3. Закон движения поршня приводного насоса	76
6.4. Неравномерность подачи поршневых насосов	78
6.5. Процессы всасывания и нагнетания жидкости в порш- невом насосе.	82
6.6. Графическое представление изменения напоров в ци- линдре насоса.	85
6.7. Условия нормальной работы поршневого насоса	88
6.8. Теоретический цикл работы поршневого насоса	89
6.9. Процессы всасывания и нагнетания с пневмокомпен- саторами.	91
6.10. Расчет пневмокомпенсаторов.	94
6.11. Мощность и КПД поршневого насоса	99

6.12. Испытание поршневого насоса	102
6.13. Рабочие характеристики поршневых насосов	104
6.14. Регулирование подачи поршневых насосов	106
6.15. Клапаны поршневых насосов	109
6.15.1. Назначение, устройство клапанов и требования, предъявляемые к клапанам	109
6.15.2. Основы теории работы клапанов	112
6.15.3. Безударная работа клапанов	116
7. Роторные насосы	118
7.1. Шестеренные насосы	118
7.2. Винтовые насосы	119
7.3. Пластинчатые насосы	122
7.4. Радиально- и аксиально-поршневые насосы	124
Список литературы	128

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Роль гидравлических машин в целенаправленной деятельности человека, как в прошлом, так и в настоящее время, очень велика. Известно, что люди еще в далеком прошлом применяли различные приспособления и механизмы для нужд водоснабжения, орошения и др., также известно применение различных водяных и ветряных двигателей для преобразования энергии потока воды (воздуха) в энергию двигателя.

В настоящее время, можно сказать, нет отрасли промышленности, в которой не использовались бы гидравлические машины. Гидравлические машины, в частности насосы самых различных конструкций и типоразмеров, широко применяются в нефтяной промышленности при бурении скважин, добыче нефти, сборе, транспорте и подготовке нефти.

Гидравлические машины — это машины, преобразующие механическую энергию двигателя в механическую энергию жидкости или, наоборот, механическую энергию жидкости в механическую энергию двигателя.

Гидравлические машины делятся на насосы и гидродвигатели (гидромоторы).

Насосами следует называть гидравлические машины, в которых механическая энергия преобразуется в энергию перекачиваемой жидкости. Здесь понятие жидкости представляется в широком смысле, т.е. к категории жидкости относятся и сильносжимаемые среды, т.е. газы. В таком представлении о жидкой среде компрессоры также являются насосами, предназначенными для перекачки газов.

Насосы делятся по принципиальному отличию в устройстве и принципу действия на динамические и объемные.

Динамическими называются насосы, в которых увеличение энергии жидкости осуществляется путем воздействия гидродинамических сил, приложенных к жидкости, в незамкнутой, постоянно сообщаемой со входом в рабочую камеру и выходом из нее, системе.

Объемными называют насосы, в которых увеличение энергии жидкости осуществляется за счет периодического вытеснения ее из замкнутой рабочей камеры при помощи вытеснителей.

К динамическим относятся лопастные, вихревые и струйные насосы, а к объемным насосам относятся поршневые, роторные и диафрагменные.

2. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

2.1. Общие сведения

Лопастные насосы относятся к динамическим.

Увеличение энергии рабочей среды в них осуществляется путем воздействия гидродинамических сил в незамкнутой (постоянно сообщаемой с входом и выходом) рабочей камере. Динамические насосы делятся на лопастные и насосы турбулентного трения.

Лопастные насосы имеют рабочее колесо (ротор), снабженное лопатками, которые взаимодействуют с обтекающей их жидкостью в процессе вращательного движения.

Насосы турбулентного трения — это насосы, в которых увеличение энергии жидкости осуществляется силами трения. Принцип действия их заключается в следующем: жидкость, попадая в рабочую камеру насоса, увлекается в круговое движение посредством своеобразного «трения», создаваемого интенсивным перемешиванием жидкости между межлопаточными ячейками рабочего колеса, под действием центробежных сил по периферии колеса возникает циркуляционное вихревое течение, которое и определило название насоса.

2.2. Основные рабочие параметры насосов

Для насосов основными рабочими параметрами (показателями их работы) являются подача, создаваемый напор (давление), потребляемая насосом мощность, коэффициент полезного действия (КПД) и вакуумметрическая высота всасывания.

Подача может быть объемной и массовой, или весовой.

Объемная подача — это отношение объема подаваемой насосом жидкой среды в напорный трубопровод за единицу времени.

Обозначается буквой Q и имеет размерность единицы объема к единице времени $[Q] = \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right] = \left[\frac{\text{л}}{\text{час}} \right] = \left[\frac{\text{см}^3}{\text{мин}} \right]$.

Массовая подача — это отношение массы подаваемой жидкой среды за единицу времени $[Q] = \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right]$.

Весовая подача — это отношение веса подаваемой жидкости за единицу времени $[Q] = \left[\frac{\text{кгс}}{\text{с}} \right] = \left[\frac{\text{Н}}{\text{с}} \right]$.

Сумма подачи и утечек жидкости составляет теоретическую идеальную подачу насоса Q_T .

Давление насоса определяется из зависимости, получаемой по уравнению Бернулли при наличии источника энергии (рисунок 2.1):

$$P = P_H - P_B + \rho \frac{V_H^2 - V_B^2}{2} + \rho g \cdot (Z_H - Z_B),$$

где P_H и P_B — давления на выходе и входе в насос, [Па];

V_H и V_B — скорость жидкости на выходе и входе в насос, [м/с];

g — ускорение свободного падения, [м/с²];

ρ — плотность среды, [кг/м³];

Z_H и Z_B — отметки центров сечений тяжестей выхода и входа в насос, [м].

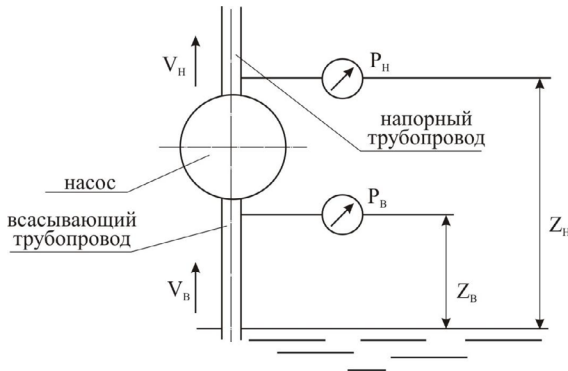


Рисунок 2.1

Учитывая малость значений $\rho \frac{v_H^2 - v_B^2}{2}$ и $\rho g \cdot (Z_H - Z_B)$, получаем, что давление насоса — это разность давлений на выходе и входе в насос:

$$P = P_H - P_B.$$

Действительный напор насоса $H = \frac{P}{\rho g}$ это разность удельных энергий жидкости на входе и выходе в насос. Напор насоса выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Сумма действительного напора и гидравлических потерь в насосе составит теоретический напор H_T .

Потребляемая мощность насоса N состоит из полезной мощности N_{Π} и мощности, потерянной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе ΔN_{Γ} , на утечки жидкой среды через неплотности в насосе ΔN_y и на механическое трение деталей насоса ΔN_{MEX} .

Таким образом, $N = N_{\Pi} + \Delta N_{\Gamma} + \Delta N_y + \Delta N_{MEX}$.

Полезная мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости, равна

$$N_{\Pi} = QH \cdot \rho g = Q \cdot P.$$

Сравнение полезной мощности с мощностью, учитывающей различные потери, позволяет найти коэффициенты полезного действия (КПД) насоса по видам потерь:

$$\text{гидравлический } \eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_{\Gamma}} = \frac{P}{P_T},$$

$$\text{объемный } \eta_0 = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_y} = \frac{Q}{Q_T},$$

$$\text{механический } \eta_{MEX} = \frac{N - \Delta N_{MEX}}{N}$$

$$\text{и общий КПД насоса } \eta = \frac{N_{\Pi}}{N} \text{ или } \eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{MEX}.$$

Вакуумметрическая высота всасывания характеризует допустимый вакуум на входе в насос, при котором обеспечивается нормальная работа насоса.

2.3. Классификация лопастных насосов

Лопастные насосы по направлению движения жидкости на выходе из рабочего колеса относительно оси вращения делятся на *радиальные*, в которых поток движется перпендикулярно оси вращения (центробежные насосы, рисунок 2.2), *осевые* — поток жидкости движется параллельно оси вращения (рисунок 2.3) и *диагональные* — поток движется наклонно к оси вращения под произвольным углом (рисунок 2.4).

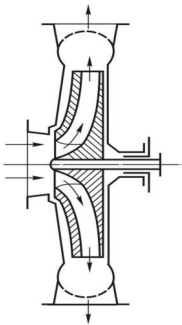


Рисунок 2.2

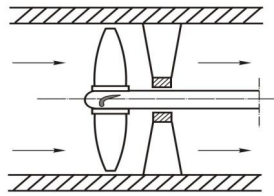


Рисунок 2.3

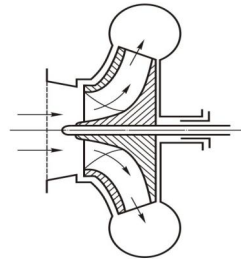


Рисунок 2.4

Сочетание рабочего колеса с подводящими и отводящими устройствами называется *ступенью насоса*.

По числу ступеней лопастные насосы бывают *одноступенчатые* и *многоступенчатые*.

Так, если давление одной ступени P_i , то для многоступенчатого насоса общее давление $P = \sum_{i=1}^n P_i$, где n — число ступеней. Таким образом, многоступенчатые насосы применяют для увеличения давления (рисунок 2.5).

По числу потоков насосы могут быть *одно-* и *многопоточными*. Например, насос с рабочим колесом двустороннего входа жидкости (рисунок 2.6) является примером двухпоточного насоса.

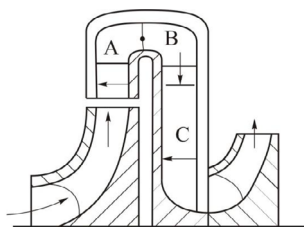


Рисунок 2.5

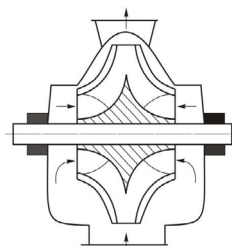


Рисунок 2.6

3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

3.1. Устройство и принцип действия центробежного насоса

Схема центробежного насоса представлена на рисунке 3.1.

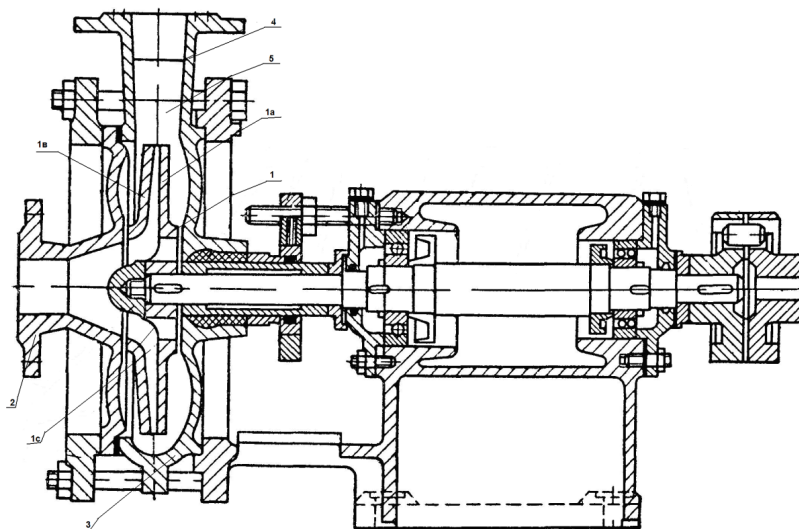


Рисунок 3.1

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

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

преобразование механической энергии рабочего колеса в гидравлическую энергию потока жидкости.

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

К числу основных деталей центробежных насосов относятся рабочее колесо, корпус, отводы (направляющий аппарат), вал, подшипники и сальники. Рабочие колеса бывают закрытые (а), открытые (в), с односторонним (а, в) и двусторонним входом жидкости (с) (рисунок 3.2).

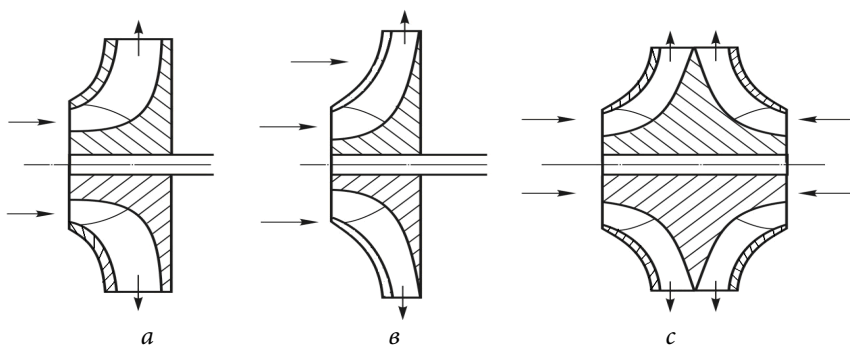


Рисунок 3.2

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

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

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

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

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

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

Спиральный отвод — это постепенно расширяющийся канал, охватывающий рабочее колесо (рисунок 3.3).

Кольцевой отвод (рисунок 3.4) имеет постоянное сечение. Такие отводы применяют главным образом в малых насосах и насосах для перекачки загрязненных жидкостей. В кольцевом отводе гидравлические потери больше, чем в спиральном.

Полуспиральный отвод — это кольцевой отвод, переходящий в спиральный.

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

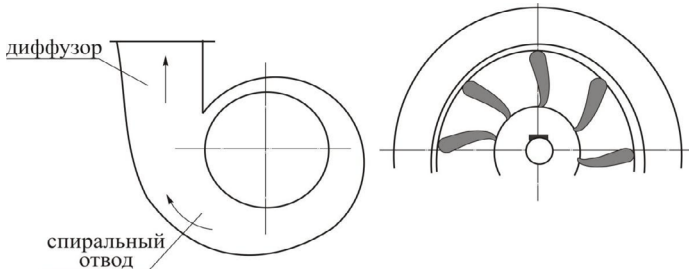


Рисунок 3.3

Рисунок 3.4

Направляющий аппарат 1 устанавливается внутри корпуса насоса (рисунок 3.5) и представляет собой два диска, между которыми устанавливаются лопатки 2. Лопатки образуют ряд диффузорных каналов для сбора жидкости, выходящей из рабочего колеса 3. Далее поток жидкости поступает в межлопаточные каналы 4, по которым жидкость направляется на вход в следующее рабочее колесо или в напорный патрубок. Направляющие аппараты более сложны по устройству, чем спиральные и кольцевые отводы, они увеличивают гидравлические потери, их применяют в многоступенчатых насосах.

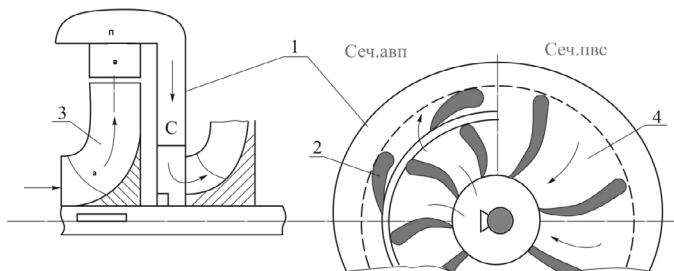


Рисунок 3.5

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

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

3.2. Осевое усилие в центробежных насосах и способы уравновешивания

Рабочее колесо одностороннего входа представляет собой не уравновешенную систему из-за отсутствия симметрии относи-

тельно плоскости, перпендикулярной оси вращения насоса. В результате возникает осевая сила давления, направленная в сторону входного отверстия рабочего колеса (рисунок 3.6).

Точно определить осевую силу затруднительно, так как давление между корпусом и колесом изменяется в радиальном направлении. Для ориентировочных расчетов можно воспользоваться формулой

$$P_0 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2) H \rho g,$$

где D_1 и d — диаметры входного отверстия колеса и вала;
 H — напор насоса.

Для уравнивания осевых сил применяются следующие способы:

1. Установка рабочих колес двустороннего всасывания.
2. Установка рабочих колес с щелевым уплотнением на заднем диске А и разгрузочным отверстием В (рисунок 3.7). Через разгрузочное отверстие давление P_1 передается на плоскость заднего диска, и тем самым снимается избыточное давление на задний диск.
3. Установка саморегулирующих устройств (рисунок 3.8) (гидравлических пьез). За последней ступенью многоступенчатого насоса на валу устанавливается диск 1. Жидкость после рабочего колеса перетекает из камеры А в камеру В через щелевое уплотнение С, где давление P_2 падает до давления P_1 , и отводится во всасывающую полость насоса. Так как давление в камере А выше, чем в камере В, на диск действует усилие, разгружающее осевую силу, стремящуюся сместить колесо в сторону всасывания, т.е. разгружающая сила зависит от перепада давлений, возрастающего в случае уменьшения зазора под действием осевой силы и наоборот.
4. Уравнивание осевой силы достигается взаимно-противоположным расположением рабочих колес (рисунок 3.9, а, б), т.к. осевая сила по величине одинакова на всех ступенях.

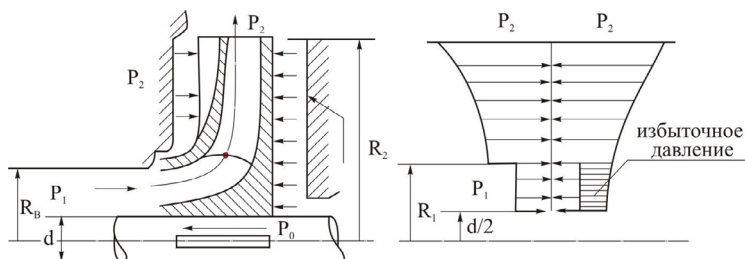


Рисунок 3.6

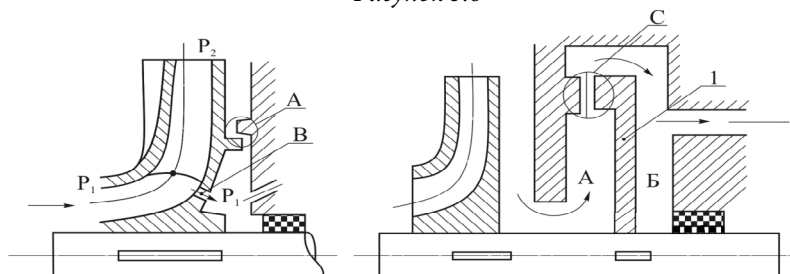


Рисунок 3.7

Рисунок 3.8

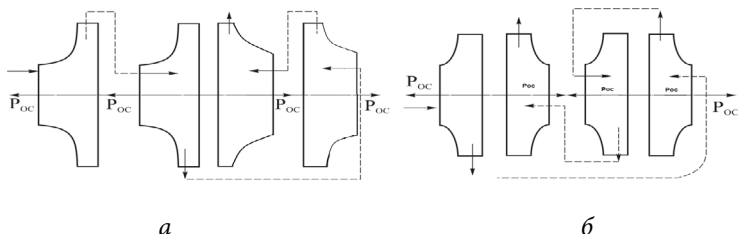


Рисунок 3.9

3.3. Движение жидкости в каналах рабочего колеса центробежного насоса

Движение реальной жидкости в межлопаточных каналах рабочего колеса представляет собой весьма сложный гидромеханический процесс. Поэтому до настоящего времени уравнения движения получить чисто теоретическим путем не удастся. Теорети-

ческие уравнения движения жидкости в межлопаточных каналах динамических гидромашин (лопаточных насосов и гидротурбин) получены Л. Эйлером при следующих двух допущениях:

1) жидкость идеальная, т.е. гидравлические сопротивления не учитываются;

2) жидкость движется в виде бесконечного числа элементарных струек, строго повторяющих форму лопаток.

Эти допущения облегчают теоретическое исследование движения жидкости в лопаточных системах, но в дальнейшем требуют внесения существенных поправок на основании экспериментальных исследований.

Движение каждой частицы жидкости потока в рабочем колесе является сложным, абсолютная скорость которой складывается из переносной и относительной скоростей. *Скорость переносного движения* — это линейная скорость вращательного движения точки рабочего колеса, где в данный момент находится частица жидкости. Эта скорость направлена по касательной к окружности, на которой находится частица. *Относительная скорость* — это скорость перемещения частицы относительно лопатки колеса: вектор относительной скорости $\vec{\omega}$ направлен по касательной к лопатке.

Абсолютная скорость определяется как векторная разность:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{\omega}.$$

Параллелограммы скоростей на входе в межлопаточные каналы и выходе из них показаны на рисунке 3.10.

Все величины на входе обозначаются с индексом 1, а на выходе — 2.

Если угловая скорость вращения рабочего колеса ω , т.е. окружные линейные скорости будут равны:

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega R_1, \\ U_2 &= \omega R_2. \end{aligned}$$

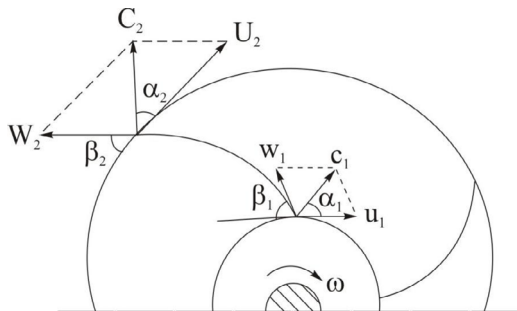


Рисунок 3.10

Векторы относительных скоростей $\overline{W}_1$ и $\overline{W}_2$ направлены по касательной к стенкам лопаток рабочего колеса.

Углы, определяющие форму лопатки рабочего колеса, обозначаются β_1 и β_2 — это углы между направлением относительной скорости $\overline{W}$ и в обратном направлении окружной скорости ($-\overline{U}$).

Углы между направлением абсолютной скорости $\overline{C}$ и окружной скорости $\overline{U}$ обозначаются α_1 и α_2 (рисунок 3.10).

Из уравнения неразрывности потока жидкости, протекающего через рабочее колесо, следует

$$F_1 C_{1r} = F_2 C_{2r} = Q_T = \text{const},$$

где C_{1r} и C_{2r} — радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе и выходе, а площади сечения F_1 и F_2 представляют собой поверхности вращения с образующей, нормальной к радикальной скорости. Обычно вместо параллелограммов скоростей строят треугольники скоростей (рисунок 3.11).

Площади сечений F_1 и F_2 :

на входе: $F_1 = (\pi D_1 - \delta_1 z) \cdot b_1$,

на выходе: $F_2 = (\pi D_2 - \delta_2 z) \cdot b_2$,

где D_1 и D_2 — соответственно диаметры на входе в межлопаточные каналы и выходе из них; b_1 и b_2 — ширина лопатки (канала); δ_1 и δ_2 — толщина лопаток; z — число лопаток.

$Q_T = F \cdot C_r$ — представляет собой идеальную подачу рабочего колеса центробежного насоса.

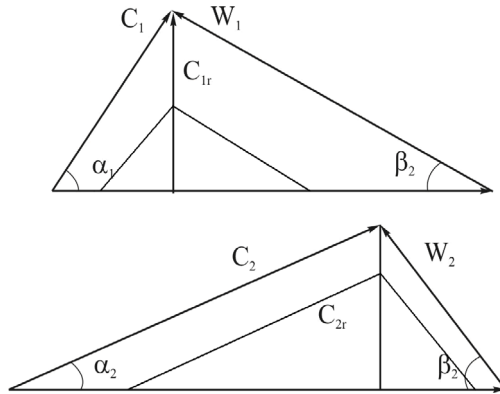


Рисунок 3.11

3.4. Основное уравнение турбомашин Эйлера

Воспользуемся теорией об изменении момента количества движения и сформулируем ее для потока жидкости в рабочем колесе межлопаточных каналов.

Изменение момента количества движения потока времени, где dt относительно оси вращения рабочего колеса равно импульсу момента всех внешних сил, действующих на поток, относительно той же оси, т.е. импульсу крутящего момента на валу насоса:

$$\frac{dk}{dt} = M_{KP} \cdot dt$$

Пусть жидкость массой m движется с абсолютной скоростью C , тогда количество движения этой массы составит вектор $\overline{mC}$,

направление которого совпадает с направлением вектора скорости $\vec{C}$.

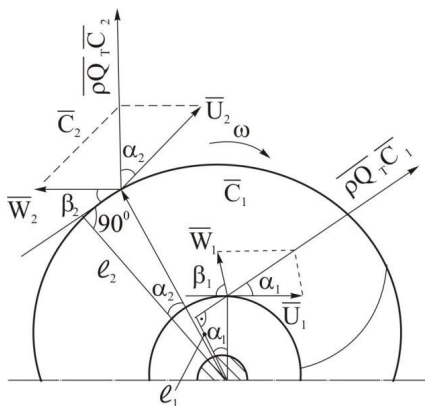


Рисунок 3.12

Момент количества движения массы относительно оси вращения рабочего колеса, как это показано на рисунке 3.12, составит:

на входе в лопастное колесо

$$M_1 = m \cdot C_1 \ell_1 ,$$

на выходе из колеса

$$M_2 = m \cdot C_2 \ell_2 ,$$

где m — масса жидкости, вошедшая в межлопаточные каналы и вышедшая из них за время dt , которую можно выразить через объемный расход Q_T и плотность ρ :

$$m = \rho \cdot Q_T \cdot dt ,$$

где ℓ_1 и ℓ_2 — плечи, представляющие собой перпендикуляры, опущенные из центра вращения колеса на направление вектора абсолютной скорости.

Плечи ℓ_1 и ℓ_2 можно заменить соответственно через радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса:

$$\ell_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1 , \quad \ell_2 = R_2 \cdot \cos \alpha_2 .$$

Изменение момента количество движения равно

$$M_1 = M_{KP} \cdot dt .$$

Подставляя значения M_1 и M_2 , получим

$$mC_2 - mC_1 = \rho Q \cdot dt (C_2 R_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cdot \cos \alpha_1) = M_{KP} \cdot dt .$$

Итак, левая часть исходного уравнения равна

$$p \cdot Q (C_2 R_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cdot \cos \alpha_1) = M_{кр} .$$

Правая часть исходного уравнения представляет собой момент внешних сил, действующих на поток относительно оси вращения рабочего колеса, т.е. крутящий момент на валу насоса.

Момент M_{KP} умножим на угловую скорость вращения колеса ω — это составит мощность на валу насоса, т.е. потребляемую мощность:

$$N = M_{KP} \cdot \omega .$$

Приращение энергии потока жидкости в рабочем колесе, т.е. полезная мощность насоса:

$$N_{\Pi} = \rho g Q_T H_{T\infty} ,$$

где $H_{T\infty}$ — теоретический напор при бесконечном числе лопаток.

В данном случае $N = N_{\Pi}$, т.к. жидкость идеальная и вся потребляемая мощность переходит в полезную. Из условия $N = N_{\Pi}$ вытекает:

$$H_{T\infty} = \frac{M_{KP}\omega}{\rho g Q_T} = \frac{\rho Q_T}{\rho g Q_T} (C_2 \omega R_2 \cos \alpha_2 - C_1 \omega R_1 \cos \alpha_1) ,$$

т.к. $\omega R_{1,2} = U_{1,2}$, то

$$H_{T\infty} = \frac{(C_2 \omega R_2 \cos \alpha_2 - C_1 \omega R_1 \cos \alpha_1)}{g}$$

Полученное уравнение называют уравнением Эйлера для турбомашин.

Если вход жидкости в рабочее колесо насоса радиальный ($\alpha_1 = 90^\circ$), как это имеет место у большинства центробежных насосов (закрутка потока отсутствует), т.е. $\cos \alpha_1 = 0$, то уравнение Эйлера записывается в следующем виде:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}$$

3.5. Составляющие части теоретического напора рабочего колеса

Теоретический напор, приобретаемый жидкостью в каналах рабочего колеса, можно записать, воспользовавшись уравнением Бернулли:

для сечений на входе и выходе:

$$H_{T\infty} = H_2 - H_1 = \left(z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} \right),$$

где H_2 и H_1 — удельная энергия потока на выходе и входе в рабочее колесо;

$z_2 - z_1$ — изменение удельной энергии положения — величина малая, ею пренебрегаем;

$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ — приращение удельной кинетической энергии в абсолютном движении составляет динамический напор колеса, $H_{\text{дин}}$;

$\frac{P_2 - P_1}{\rho g}$ — приращение удельной потенциальной энергии (энергии давления) представляет статический напор колеса, $H_{\text{ст}}$.

Следовательно, напор колеса состоит из двух слагаемых — динамической и статической: $H_{T\infty} = H_{\text{дин}} + H_{\text{ст}}$.

3.6. Зависимость теоретического напора от подачи насоса

Напор и подача центробежного насоса зависят от скорости движения жидкости через рабочее колесо, поэтому можно легко установить взаимосвязь между ними, пользуясь уравнением Эйлера:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Из треугольника скоростей на выходе (рисунок 3.13) следует:

$$C_2 \cos \alpha_2 = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Радиальную скорость C_{2r} можно выразить через подачу колеса:

$$C_{2r} = \frac{Q_T}{F_2},$$

где F_2 — площадь живого сечения межлопаточных каналов на выходе из рабочего колеса, тогда $C_2 \cos \alpha_2 = U_2 - \frac{Q_T}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2$.

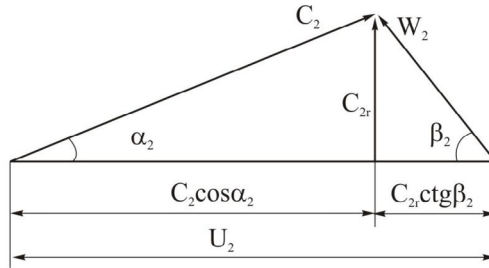


Рисунок 3.13

Полученное выражение подставляем в формулу Эйлера и получаем аналитическую зависимость $H_{T\infty} = f(Q_T)$:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q_T}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

3.7. Влияние формы лопаток на величину слагаемых общего напора

Представим теоретический напор в виде аналитической зависимости от подачи

$$H_{T\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q_T}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (3.1)$$

Это уравнение позволяет сделать следующие заключения:

1) если угол лопаток на выходе $\beta_2 < 90^\circ$ (рисунок 3.14, а) $H_{T\infty} \leq U_2^2/g$, $H_{T\infty}$ убывает линейно по мере увеличения Q_T , а лопатки рабочего колеса отогнуты назад по ходу вращения;

2) при $\beta_2 = 90^\circ$ (рисунок 3.14, б) $H_{T\infty} = U_2^2/g = \text{const}$, $H_{T\infty}$ не зависит от Q_T , а лопатки радиальные;

3) при $\beta_2 > 90^\circ$ (рисунок 3.14, в) $H_{T\infty} > U_2^2/g$, $H_{T\infty}$ возрастает линейно по мере увеличения Q_T , лопатки загнуты вперед по ходу вращения;

4) в формуле (3.1), представляющей зависимость основных (геометрических, кинематических и динамических) параметров насоса, только угол β_2 характеризует форму лопаток.

Определим изменение величин, слагаемых общего теоретического напора (статического и динамического) от изменения угла β_2 . Рассмотрим три характерных случая:

1) угол $\beta_2 < 90^\circ$ и $\beta_2 = \beta_2^{MIN}$, при котором скорость C_2 получает направление по радиусу;

2) угол $\beta_2 = 90^\circ$, лопатки радиальные и относительная скорость $\bar{\omega}_2$ имеет радиальное направление;

3) угол $\beta_2 > 90^\circ$, лопатки загнуты вперед по ходу вращения и угол β_2 стремится к β_2^{MAX} , при котором $C_2 \cos \alpha_2 = 2U_2$.

Определим величины слагаемых общего напора для каждого случая.

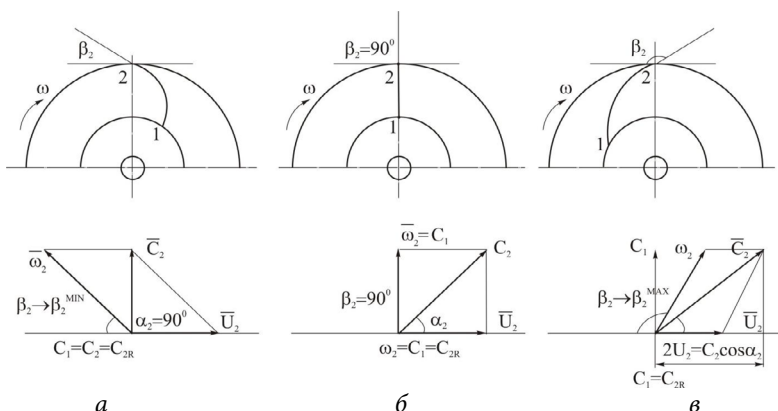


Рисунок 3.14

Случай 1. Общий напор по формуле Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = 0, \text{ т.к. } \alpha_2 = 90^\circ.$$

$$\text{Динамический напор } H_d = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = 0, \text{ т.к. } C_1 = C_2.$$

Следовательно, и статический напор $H_{CT} = 0$.

Случай 2. Общий напор

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2^2}{g}, \text{ т.к. } C_2 \cos \alpha_2 = U_2.$$

$$\text{Динамический напор } H_d = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{U_2^2}{2g}, \text{ т.е. равняется поло-}$$

вине общего напора. Следовательно, $H_{CT} = \frac{U_2^2}{2g}$.

Случай 3. Общий напор

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 2U_2}{g} = \frac{2U_2^2}{g}, \text{ т.к. } C_2 \cos \alpha_2 = 2U_2.$$

$$\text{Динамический напор } H_d = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{(2U_2)^2}{2g} = \frac{U_2^2}{2g}.$$

Следовательно, $H_{CT} = 0$.

По полученным результатам строим график зависимости составляющих общего напора от угла β_2 (рисунок 3.15).

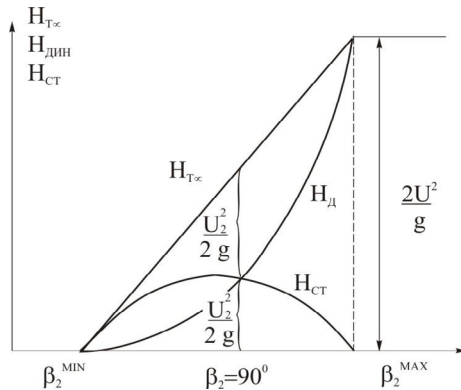


Рисунок 3.15

Из графика (рисунок 3.15) видно:

1) с увеличением β_2 возрастает напор $H_{T\infty}$, при этом при углах $\beta_2 > 90^\circ$ доля динамического напора растет интенсивно, а доля $H_{СТ}$ падает и при $\beta_2 = \beta_2^{MAX}$ становится равной нулю;

2) наибольший статический напор $H_{СТ}$ имеет место при угле $\beta_2 = 90^\circ$ и равен половине всего напора;

3) угол β_2 не может быть меньше β_2^{MIN} ($\alpha_2 = 90^\circ$), так как при $\beta_2 < \beta_2^{MIN}$ величина напора $H_{T\infty}$ приобретает отрицательное значение $C_2 \cos \alpha_2 < 0$, и абсолютная скорость направлена в сторону, обратную вращению колеса, насос переходит в режим работы турбины;

4) предельное значение угла β_2^{MAX} находится из условия $C_2 \cos \alpha_2 = 2U_2$;

5) исходя из требований получения максимальной величины доли $H_{СТ}$ целесообразно выбрать углы $\beta_2^{MIN} < \beta_2 < 90^\circ$. В этом случае $H_{T\infty}$ имеет большую долю статического напора и потери энергии на преобразование кинетической энергии потока в энергию давления в отводящих устройствах будут минимальными.

Установлено, что оптимальными пределами отогнутости лопаток назад по ходу вращения рабочего колеса являются $\beta_2 = 15 \div 45$.

3.8. Влияние конечного числа лопаток на величину теоретического напора

Уравнение Эйлера, полученное при помощи одномерной теории при предположении, что движение жидкости струйное, не соответствует действительности. В реальных условиях рабочее колесо имеет определенное (конечное) число лопаток, в связи с чем приходится учитывать отклонение всех элементарных струек от профиля лопаток. Это связано с тем, что жидкость, заключенная между двумя лопатками рабочего колеса, стремится к цирку-

ляционному движению, циркуляционное движение создается за счет того, что масса жидкости, находящаяся между лопатками, имеет инерцию и поэтому стремится вращаться в направлении, противоположном вращению рабочего колеса. В связи с этим создается неравномерное распределение скоростей в живых сечениях межлопаточных каналов. Неравномерность распределения скоростей продемонстрируем на рисунке 3.16.

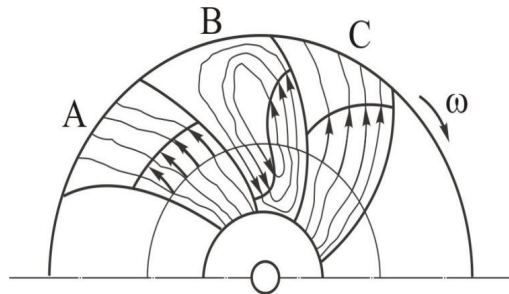


Рисунок 3.16

В канале А показано струйное течение по схеме Эйлера, когда элементарные струйки повторяют очертания лопаток и скорости во всех этих элементарных струйках идентичны, т.е. на одинаковых радиусах равны.

В канале В показано циркуляционное движение при нулевой подаче (выход из межлопаточного канала закрыт). Жидкость в объеме этого канала получает вращательное движение относительно стенок межлопаточного канала в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса.

В канале С показано поле скоростей (эпюра скоростей) в живом сечении межлопаточного канала, полученное в результате сложения скоростей поступательного движения по схеме Эйлера и циркуляционного, вызванного вращением рабочего колеса. Из эпюры скоростей видно, что струйки, идущие около передней

поверхности лопатки, имеют меньшие скорости, а струйки, идущие вблизи обратной поверхности лопаток, имеют наибольшие скорости.

Вследствие возникновения циркуляционного движения и неравномерного распределения скоростей в сечениях межлопаточных каналов, теоретический напор для рабочего колеса с конечным числом лопаток меньше теоретического напора при бесконечном числе лопаток. Эта потеря напора учитывается специальной поправкой на несоответствие схемы струйного течения Эйлера с действительным движением.

Поправку на конечное число лопаток можно произвести по формуле К. Пфлейдерера:

$$H_T = \frac{1}{1+K_{\Pi}} H_{T\infty}; K_{\Pi} = \frac{2\psi}{z} \cdot \frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2},$$

где z — число лопаток;

$\psi = 0,8 \dots 1,0$ для насосов с лопаточным направляющим аппаратом, $\psi = 1,0 \dots 1,3$ для насосов со спиральным отводом.

Поправку на конечное число лопаток также можно произвести по формуле академика Г.Ф. Проскура:

$$H_T = \left[1 - \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sin \beta_2 + (D_1/D_2)^2 \sin \beta_1}{1 - (D_1/D_2)^2} \right] \cdot H_{T\infty}.$$

Примерные значения поправочного коэффициента на конечное число лопаток:

$$K = \frac{H_T}{H_{T\infty}} = 0,7 \dots 0,9.$$

3.9. Мощность и КПД центробежных насосов

Потребляемая мощность насосной установки расходуется следующим образом:

$$N = N_{\Pi} + \Delta N_{\Gamma} + \Delta N_{\text{MEX}} + \Delta N_{\gamma},$$

где N_{Π} — полезная мощность, т.е. мощность потока жидкости, выходящего из насоса, $N_{\Pi} = \rho g Q H$, где

Q — действительная подача насоса, [м/с],

H — действительный напор насоса, [м];

ΔN_{Γ} — потери мощности на гидравлические сопротивления при движении через проточную часть насоса.

Потери мощности на гидравлические сопротивления оцениваются гидравлическим КПД, определяемым по формуле

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_{\Gamma}} \quad \text{или} \quad \eta_{\Gamma} = \frac{H}{H_T};$$

ΔN_y — потери мощности на утечки через контактные и щелевые уплотнения устройства для уравнивания осевого усилия.

Потери мощности на утечки оцениваются КПД подачи, определяемым по формуле:

$$\eta_y = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_y} = \frac{Q}{Q_{\Gamma}};$$

ΔN_{MEX} — потери мощности на механическое трение в подшипниках, уплотнительных устройствах и дисковые потери, они оцениваются механическим КПД:

$$\eta_{MEX} = \frac{N - \Delta N_{MEX}}{N}.$$

Полный КПД насоса представляет собой отношение полезной мощности к мощности на валу насоса и учитывает все виды потерь:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{MEX}.$$

Полный КПД дает оценку всем потерям мощности. Для современных насосов полный КПД при оптимальном режиме равен 0,7÷0,9. Мощность на валу насоса имеет переменное значение в зависимости от подачи. Поэтому при выборе двигателя необходимо знать условия оптимального режима и возможные отклонения от расчетного. Мощность двигателя равна

$$N_{ДВ} = \frac{T}{\eta_{ДВ}} (1,13 \div 1,25),$$

где $\eta_{ДВ}$ — КПД двигателя.

Малые значения коэффициента перегрузки выбираются для насосов большой мощности, а большие — для малых насосов.

3.10. Теоретическая и действительная комплексная рабочая характеристика центробежного насоса

Для рационального подбора центробежных насосов применительно к конкретным условиям необходимо знать зависимость действительного напора, потребляемой мощности и КПД от подачи. Графическое выражение зависимости напора H , потребляемой мощности N и КПД η насоса от подачи Q при постоянной частоте вращения называют комплексной рабочей характеристикой насоса.

Для установления связи насоса $H_{T\infty}$ с подачей Q сделаем следующие выкладки.

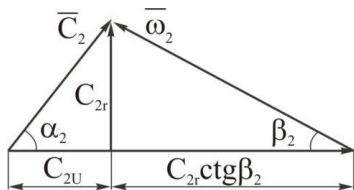
При бесконечном числе лопаток радиальная скорость

$$C_{2r} = \frac{Q_{T\infty}}{\pi D_2 b_2},$$

где $Q_{T\infty}$ — расход при бесконечном числе лопаток;

b_2 — ширина рабочего колеса на выходе.

Из треугольника скоростей имеем:



$$\begin{aligned} C_{2u} &= U_2 - C_{2r} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} = \\ &= U_2 - \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ранее имели } H_{T\infty} &= \frac{U_2 C_{2u}}{g} = \\ &= \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right). \end{aligned}$$

Полученное выражение представляет собой линейную зависимость $H_{T\infty}$ от Q_T и на графике выражает прямую линию 1.

При этом для лопаток, загнутых назад ($\beta_2 < 90^\circ$), зависимость теоретического напора при $z = \infty$ от расхода изображается прямой линией в координатах $H_{T\infty} = f(Q_T)$, отсекающей на оси ординат отрезок U_2^2/g , а на оси абсцисс отрезок $\pi U_2 D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2$.

$$\text{При } Q_T = 0 \quad H_{T\infty} = \frac{U_2^2}{g}.$$

При $H_{T\infty} = 0$ $Q_T = \pi D_2 b_2 U_2 \operatorname{tg} \beta_2$.

При радиальном выходе из колеса $\beta_2 = 90^\circ$ ($\operatorname{tg} \beta_2 = \infty$) напор $H_{T\infty} = \frac{U_2^2}{g} = \operatorname{const}$.

При $\beta_2 > 90^\circ$ второй член в скобках меняет знак на плюс, поэтому в этих случаях прямая восходящая (рисунок 3.17).

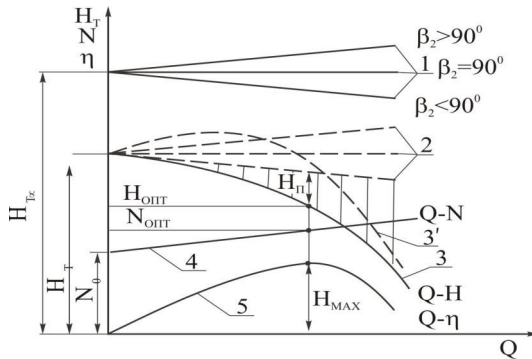


Рисунок 3.17

Ранее было получено

$$H_T = k \cdot H_{T\infty}.$$

Множитель k для насоса данной конструкции является постоянной величиной (как следует из формул Проскура и Пфлейдере-ра), поэтому H_T будет отличаться от $H_{T\infty}$ на одну и ту же величину. Поэтому теоретическая характеристика $Q - H$ с учетом конечного числа лопаток 2 будет размещаться ниже (параллельно).

При перекачке реальной жидкости, обладающей вязкостью, действительные рабочие характеристики будут отличаться от теоретических на величину потерь напора в колесе насоса. Действительные рабочие характеристики $Q - H$, $Q - N$, $Q - \eta$ центробежных насосов получают на заводских испытательных стендах при постоянной частоте вращения вала насоса, изменяя подачу насоса путем дросселирования задвижкой напорного патрубка.

ка. На рисунке показано, что напорные характеристики $Q - H$ 3 у центробежных насосов могут быть двух видов: нисходящие 3, когда максимальной напор соответствует нулевой подаче и с восходящим участком 3', когда максимальный напор наступает при некоторой отличной от нуля подаче.

Потребляемая мощность насоса возрастает с увеличением подачи от N_0 до N , причем угол наклона характеристики $Q - N$ 4 зависит от конструкции насоса.

Характеристика $Q - \eta$ 5 с изменением подачи растет от нуля до максимального значения η_{MAX} и затем падает до нуля при максимальной подаче.

При работе центробежных насосов действительная характеристика $Q - H$ отличается от теоретической на величину потерь напора в каналах колеса H_n .

Комплексная характеристика центробежного насоса позволяет определить оптимальные параметры его работы. Насосы стремятся использовать при таких параметрах, когда η имеет свое максимальное значение, и напор, мощность, подача при максимальном КПД являются оптимальными.

Для построения характеристики $Q - \eta$ используют характеристики $Q - H$ и $Q - N$, по известным значениям Q и H находят полезную мощность:

$$N_n = \rho g Q H .$$

Отношение N_n/N в данной точке графика дает значение η для этой точки.

Разность напоров между теоретической и действительной напорными характеристиками невозможно оценить теоретически, т.к. гидродинамические процессы, происходящие в насосе, весьма сложны. Потери напора связаны с большим числом параметров, которые не удастся оценить (удар на входе в рабочее ко-

лесо, удар на выходе из него, гидравлические потери на стенках проточных каналов, вихреобразование и т.д.).

В целях практической оценки влияния вязкости жидкости на работу лопастных гидромашин можно применить эмпирическую формулу

$$H_n = k_B \frac{v_s - v_H}{81 - (v_s - v_H)},$$

где k_B — коэффициент насоса на вязкость (для центробежных насосов с $n_S = 50 \div 100$, $k_B = 1,675 r/R$,

здесь $r = R_H - R_B$ — разность между внешним и внутренним радиусами колеса, $R = \omega/\chi$ — отношение площади поперечного сечения проточной части на выходе из колеса ω к смоченному периметру этой площади).

3.11. Основы теории подобия лопастных насосов

Процессы, происходящие в лопастных насосах, в связи с их чрезвычайной сложностью не поддаются достаточному удовлетворительному теоретическому описанию, поэтому невозможно получить расчетные формулы теоретическим способом.

При проектировании новых насосов широко используют так называемые формулы подобия, полученные на основе теории подобия гидравлических явлений.

В основу теории подобия гидравлических явлений положены условия геометрического, кинематического и динамического подобия.

Для лопастных насосов условие геометрического подобия означает пропорциональность всех сходственных геометрических размеров проточной части, а также равенство конструктивных углов лопаток и одинаковое их число:

$$\frac{D_H}{D_M} = \frac{b_H}{b_M} = \frac{\delta_H}{\delta_M} = \dots = K_\ell, \quad \beta_H = \beta_M, \quad \alpha_H = \alpha_M, \quad z_H = z_M,$$

где $D_H, b_H, \delta_H, \beta_H, \alpha_H, z_H$ — размеры, углы и число лопаток натурального насоса;

$D_M, b_M, \delta_M, \beta_M, \alpha_M, z_M$ — то же для модельного насоса;
 K_ℓ — коэффициент геометрического подобия, масштаб моделирования.

Кинематическое подобие имеет место, если отношения скоростей, приложенных в сходственных точках, равны. Отсюда следует подобие треугольников скоростей в сходственных точках натурального и модельного насосов (рисунок 3.18).

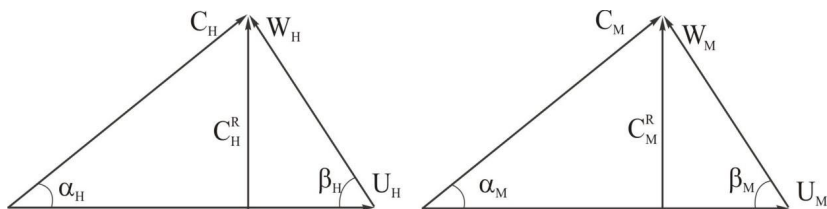


Рисунок 3.18

Из подобия треугольников следует:

$$\frac{C_H}{C_M} = \frac{W_H}{W_M} = \frac{C_H^R}{C_M^R} = \frac{U_H}{U_M} = K_v ;$$

$$\frac{U_H}{U_M} = \frac{\omega_H R_H}{\omega_M R_M} = \frac{W_H}{W_M} K_\ell = \frac{n_H}{n_M} K_\ell ,$$

где K_v — масштаб кинематического подобия.

Условием динамического подобия является пропорциональность всех сил, приложенных в сходственных точках натурального и модельного насосов. Для гидромеханического процесса в лопастных насосах преобладающими силами являются инерционные силы и силы:

$$Re = \frac{\omega \cdot D^2}{\nu}, \quad Ev = \frac{p}{\rho \cdot \omega^2 \cdot D^2} .$$

Лопастные насосы обычно работают при значительных числах Re , и влияние сил вязкости на поток уменьшается.

Критерий Эйлера будет сохраняться постоянным, если насос работает на одном режиме ($p = const$).

Из условия подобия устанавливается связь между основными показателями работы натурального и модельного насоса, работающих на одинаковых режимах, определяемых КПД насоса.

Рассмотрим подачу насоса.

Для натурального насоса подача составит $Q = C_r F \eta_0$. Для модели $Q_M = C_{rM} \cdot F_M \cdot \eta_{OM}$. Пренебрегаем разницей η_M и η_{OM} , сравним подачи насосов:

$$\frac{Q}{Q_M} = \frac{C_r F}{C_{rM} F_M}.$$

Из условия геометрического и кинематического подобия имеем:

$$\frac{F}{F_M} = \frac{D^2}{D_M^2} = K_\ell^2 \quad \text{и} \quad \frac{C_r}{C_{rM}} = \frac{U}{U_M} = K_\ell \frac{\omega}{\omega_M},$$

т.е. $\frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^3 \frac{\omega}{\omega_M} \quad \text{или} \quad \frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^3 \frac{n}{n_M}.$

Из полученных уравнений вытекает

$$\frac{Q}{\omega D^3} = \frac{Q_M}{\omega_M D_M^3} = const.$$

Безразмерный комплекс $\frac{Q}{\omega D^3} = \phi$ называется коэффициентом подачи.

Напор насоса может быть представлен формулой Эйлера с учетом конечного числа лопаток k и гидравлических потерь:

$$H = \eta_r k \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Принимая η_r, k одинаковыми для натурального насоса и модели, устанавливают соотношение напоров:

$$\frac{H}{H_M} = \frac{U_2 C_2}{U_M^2 C_M^2} \quad \text{или} \quad \frac{H}{H_M} = \frac{\omega_2 D_2}{\omega_M^2 D_M^2}; \quad \frac{H}{H_M} = \left(\frac{D}{D_M}\right)^2 \left(\frac{n}{n_M}\right)^2.$$

Полученная формула дает возможность получить безразмерный комплекс, называемый коэффициентом напора:

$$\frac{H}{\omega^2 D^2} = \frac{HM}{\omega_M^2 D_M^2} = const.$$

Умножая числители соотношений на g , получаем $\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$.

Мощности натурального насоса и модели относятся между собой следующим образом:

$$\frac{N}{N_M} = \frac{QH_M g \rho}{Q_M H_M g \rho_M} \cdot \frac{\eta_{iM}}{\eta_i},$$

где η_i, η_{iM} — внутренние КПД насосов.

Одинаковые режимы работы предполагают постоянство внутренних КПД $\eta_i = \eta_{iM} = \text{const}$, тогда при $\rho = \rho_M$ получается соотношение

$$\frac{N}{N_M} = K_\ell^5 \left(\frac{\omega}{\omega_M} \right)^3 \text{ или } \frac{N}{N_M} = \left(\frac{D}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n}{n_M} \right)^3.$$

Все лопастные насосы принято делить по геометрическим формам на несколько групп. Каждая группа подобных насосов, или, как ее называют, серия подобных насосов, имеет общий масштаб моделирования.

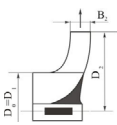
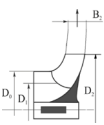
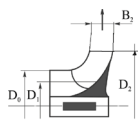
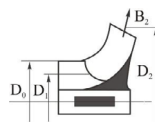
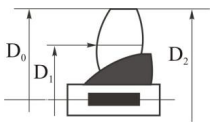
Серию подобных насосов характеризует одинаковый для всех насосов коэффициент быстроходности. Насосы с равными n_S не обязательно подобны, т.к. в формуле для n_S не содержатся требования геометрического подобия.

По величине n_S можно судить о конструкции рабочего колеса.

В таблице 3.1 приводятся меридиональные сечения рабочих колес, имеющих различные n_S , соотношения диаметров колеса и входного патрубка.

При малых n_S колеса тихоходные, межлопаточный канал колеса узкий и длинный. С увеличением n_S канал становится шире, диаметры входа и выхода сближаются между собой, поток жидкости меняет свое направление. Так, в центробежных насосах поток перемещается перпендикулярно оси вала (колесо радиальное), в диагональном насосе поток движется по наклонной к оси, в осевом насосе — параллельно оси вала.

Таблица 3.1

Виды колес	Центробежные насосы			Колесо диагонального насоса	Колесо осевого насоса
	тихоходные	нормальные	быстроходные		
n_s	40-80	80-150	150-300	300-600	600-1200
Форма колеса					
D_2/D_0	2,5	2	1,8-1,4	1,2-1,1	0,8

Значение коэффициента быстроходности можно оценить следующим образом.

1. При одном и том же числе оборотов вала насоса увеличение n_s свидетельствует об увеличении подачи и уменьшении напора насоса.

2. Тихоходные колеса служат для создания больших напоров, колеса с большими n_s — для создания большой подачи.

3. У центробежных насосов общий КПД меняется в зависимости от n_s (рисунок 3.19).

Наиболее выгодно выполнять насосы с $n_s = 90 \div 300$. Тихоходные колеса имеют низкий КПД за счет больших гидравлических потерь в каналах рабочих колес.

4. Насосы с различными коэффициентами быстроходности имеют особенности в форме рабочих характеристик.

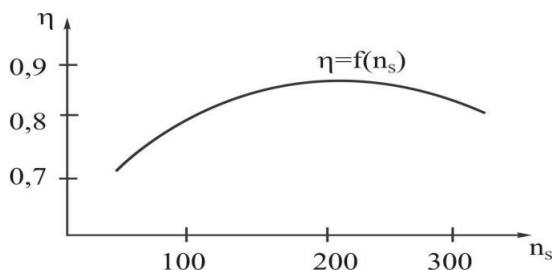


Рисунок 3.19

Для сравнения удобно воспользоваться относительными характеристиками, которые отличаются тем, что все показатели работы насосов (независимо от их коэффициента быстроходности) взяты относительно оптимального режима, принятого за единицу (или за 100% — процентные характеристики).

Такие характеристики для насосов с разными n_s представлены на рисунке 3.20 (а, б, в).

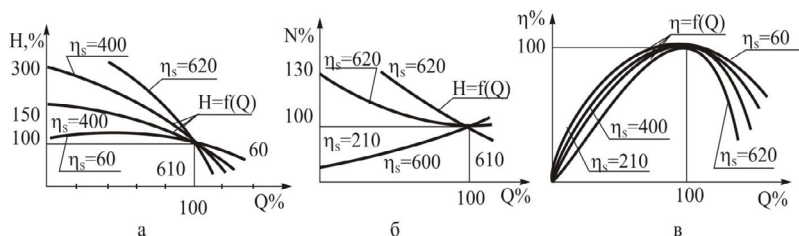


Рисунок 3.20

Из рисунков 3.20, а, б видно, что с увеличением n_s характеристики напора и мощности становятся все более крутопадающими, а из рисунка 3.20, в следует, что рабочая зона, соответствующая работе насосов при высоких КПД, сужается.

Коэффициент быстроходности характеризует всегда одно рабочее колесо, поэтому n_s в многоступенчатых насосах определя-

ется для одной ступени (весь напор насоса делится на число ступеней). В случае, если насос имеет колесо с двухсторонним подводом жидкости, это равносильно двум параллельно работающим колесам, поэтому при подсчете коэффициента быстроходности подача берется вдвое меньше ($Q/2$).

3.12. Универсальная характеристика центробежного насоса

При применении центробежных насосов требуется знать не только зависимость подачи и напора при одном числе оборотов, но и при других числах оборотов. Поэтому насос должен иметь семейство характеристик $H = f(Q)$ при разных числах оборотов.

Для получения универсальной рабочей характеристики насоса снимают экспериментальным путем характеристики $H = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при разных числах оборотов n_1, n_2, n_3 и т.д. Затем кривые $H = f(Q)$ с пометками значений η сводят в один график и через точки с равными значениями КПД соединяют плавными линиями. В результате получается график, показанный на рисунке 3.21, который называется универсальной рабочей характеристикой насоса.

Универсальная рабочая характеристика позволяет установить число оборотов, при котором достигается максимальное значение КПД.

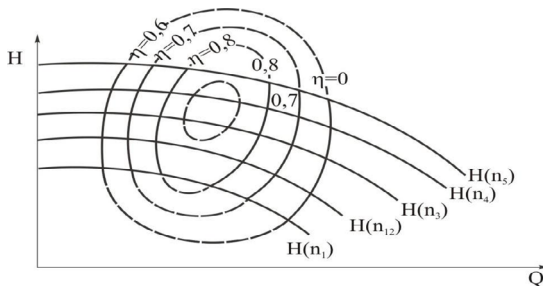


Рисунок 3.21

3.13. Кавитация в центробежных насосах

3.13.1. Сущность кавитационных явлений

Кавитация (*cavitas* — пустота) — процесс образования паровых пузырьков в зоне минимального давления с последующей конденсацией их в зоне повышенных давлений, происходящей под влиянием гидродинамического воздействия.

Явление кавитации наблюдается во всех случаях, когда в какой-либо гидравлической системе происходит падение давления ниже давления насыщения.

На участке пониженного давления начинается выделение паровых пузырьков, так как упругость паров жидкости при данной температуре оказывается выше давления в этой зоне.

Перемещение потока жидкости с паровыми пузырьками в область, где давление превышает давление парообразования, вызывает интенсивную конденсацию пара. Вследствие мгновенного освобождения объема, занимаемого паром, частицы жидкости, окружающие пузырек пара, устремляются внутрь этого объема с большой скоростью. Происходит кумулятивное воздействие, сопровождающееся мгновенным местным гидравлическим ударом. Совокупность гидравлических ударов приводит к разрушению стенок каналов, так называемой кавитационной эрозии.

Явление кавитации сопровождается вибрацией установки и шумовыми эффектами.

В центробежных насосах и других лопастных гидромашинах кавитация сопровождается падением подачи, напора, мощности и КПД.

В центробежном насосе кавитация возникает на лопатке рабочего колеса обычно вблизи ее входной кромки. Давление здесь значительно ниже давления во входном патрубке, что связано с возрастанием скорости при обтекании лопатки. Неравномерное поле абсолютных скоростей при подходе к лопатке также вызывает падение давления по сравнению со средним на входе. Как

показывает опыт, область пониженного давления находится с тыльной стороны входной части лопаток (рисунок 3.22).

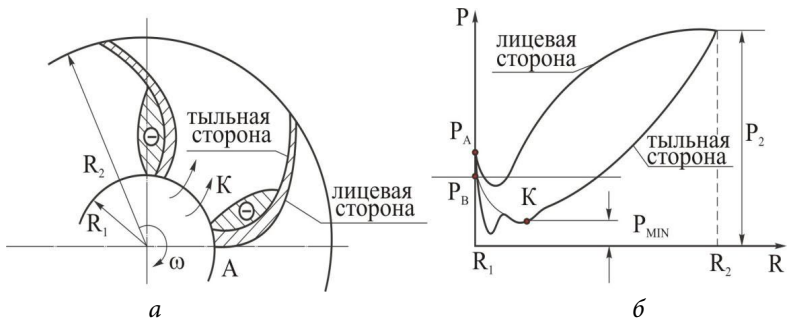


Рисунок 3.22

Явления кавитации изучали многие ученые. Наиболее полно этот вопрос разработан в трудах проф. С.С. Руднева.

Рассмотрим схему насосной установки со стороны всасывания (рисунок 3.23).

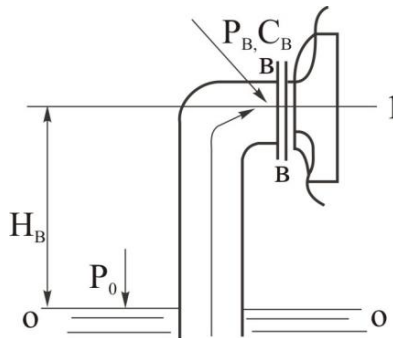


Рисунок 3.23

Составим уравнение баланса удельной энергии для всасывающего трубопровода на участке от сечения 0-0 до сечения В-В:

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_B + \frac{p_B}{\rho g} + \frac{c_B^2}{2g} + h_B ,$$

где H_B — геометрическая высота всасывания — расстояние от уровня в приемной емкости до оси насоса;

$\frac{p_B}{\rho g}$ — пьезометрический напор во входном патрубке;

$\frac{C_B^2}{2g}$ — скоростной напор во входном патрубке;

h_B — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе.

Напор во входном патрубке равен

$$\frac{p_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - (H_B + h_B).$$

Этот напор тем больше, чем меньше высота всасывания H_B и гидравлические потери h_B .

При снижении напора во входном патрубке может возникнуть кавитация в рабочем колесе, так как скорость на лопатке $C_1 > C_B$ за счет уменьшения проходного сечения каналов колеса F_1 по сравнению с сечением патрубка F_B , и, следовательно, давление в этом месте $p_{MIN} < p$.

Поэтому предлагается иметь так называемый кавитационный запас, который представляет собой превышение полного напора во входном патрубке над упругостью паров жидкости:

$$\Delta h = \frac{p_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g},$$

где $\frac{p_t}{\rho g}$ — упругость насыщенного пара жидкости.

Кавитация в центробежных насосах возникает при снижении давления всасывания ниже допустимого.

Причинами снижения давления всасывания могут быть:

- 1) большая высота всасывания H_B ;
- 2) превышение подачи Q , либо числа оборотов n выше допустимого расчетного;
- 3) повышение температуры перекачиваемой жидкости, что вызывает увеличение упругости насыщенных паров жидкости: $P_t = f(t^0C)$.

3.13.2. Определение критического кавитационного запаса

Величина кавитационного запаса, при которой начинают проявляться признаки явления кавитации, называется критической.

Для определения критического кавитационного запаса ($\Delta h_{кр}$) проводят кавитационные испытания насоса, при которых для выбранного режима работы насоса снимают кавитационную характеристику (рисунок 3.24).

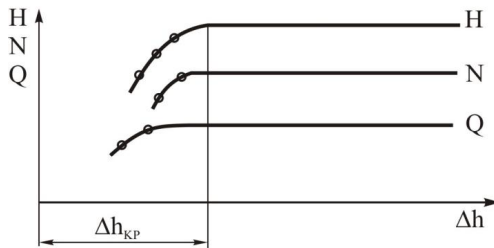


Рисунок 3.24

Допустимое значение кавитационного запаса принимается равным

$$\Delta h_{доп} = (1,2 \div 1,3) \Delta h_{кр}.$$

Пользуясь формулами подобия, проф. С. С. Руднев предложил формулу для определения кавитационного запаса при оптимальном режиме:

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

где n — число оборотов вала насоса в минуту;

Q — подача насоса, м³/с (у насоса с колесом двухстороннего всасывания следует подставлять $\frac{Q}{2}$);

C — кавитационный коэффициент быстроходности.

Каждый насос имеет свой коэффициент C , этот коэффициент зависит от коэффициента быстроходности.

Таблица 3.2

n_s	50-70	70-80	150-200	800-1200	Шнеки
C	600-750	800	1000-1200	1800-2000	4000

3.13.3. Определение допустимой высоты всасывания насоса

Из баланса удельной энергии для насосной установки со стороны всасывания (рисунок 3.24) можно определить высоту всасывания:

$$H_B = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_B}{\rho g} - \frac{C_B^2}{2g} - h_B.$$

Если вакуумметрическую высоту всасывания обозначить через $\frac{p_0 - p_B}{\rho g}$, то геометрическая высота всасывания будет равна

$$H_B = H_{BAK} - \frac{C_B^2}{2g} - h_B.$$

Вакуумметрическую высоту всасывания выразим через кавитационный запас:

$$\Delta h = \frac{p_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g}, \text{ т.е. } \frac{p_B}{\rho g} = \frac{p_t}{\rho g} + \Delta h - \frac{C_B^2}{2g}$$

$$\text{и } H_{BAK} = \frac{p_c - p_B}{\rho g} = \frac{p_c - p_t}{\rho g} - \Delta h + \frac{C_B^2}{2g}.$$

Вакуумметрическая высота всасывания приобретает критическое значение при $\Delta h = \Delta h_{KP}$.

$$H_{BAK}^{KP} - \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{KP} + \frac{C_B^2}{2g},$$

а допустимое значение ее $H_{BAK}^{ДОП} < H_{BAK}^{KP}$,

$$\text{т.е. } H_{BAK}^{ДОП} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - (1,2 \div 1,3) \Delta h_{KP} + \frac{C_B^2}{2g}.$$

Следовательно, допустимая высота всасывания равна

$$H_B^{ДОП} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - (1,2 \div 1,3) \Delta h_{KP} - h_B.$$

Графическая зависимость $H_{BAK}^{ДОП} = f(Q)$ приводится на комплексной характеристике центробежного насоса.

3.13.4. Пути повышения кавитационных качеств насоса

Необходимо избегать режимов работы насоса, связанных с возможной кавитацией.

Известны следующие меры, предохраняющие насос от кавитации:

1) монтажные — снижение гидравлических потерь напора на всасывании путем увеличения диаметра подводящего трубопровода, укорочения его длины, сокращения числа поворотов и других местных сопротивлений, уменьшения высоты всасывания, при перекачке легких нефтепродуктов установка насоса для работы с подпором;

2) конструктивная установка колес двухстороннего всасывания, предварительное закручивание потока на входе путем установки винтовых колес, шнеков и преднасосов; установка колеса 1-й ступени с n_5 меньшей быстроходности.

3.14. Работа центробежного насоса на трубопроводную сеть

На рисунке 3.29 представлена схема насосной установки. Центробежный насос 2 приводится в действие электродвигателем 1. Насос обеспечивает перекачку жидкости из приемного бака 8 в напорный бак 9 по трубопроводам — подводящему 3 и напорному 6.

В конце, опущенном в приемный бак, имеется сетка-фильтр 4 и обратный клапан 5, позволяющий залить насос и подводящий трубопровод жидкостью перед пуском.

Каждая насосная установка имеет контрольно-измерительные приборы для определения подачи насоса (расходомеры), напора насоса (манометры и мановакуумметры), мощности (ваттметр). Для регулирования подачи насоса и для возможности отсоединения на напорном трубопроводе имеется задвижка 7, иногда рядом с ней ставят обратный клапан 10, который закрывается при

остановке насоса и препятствует перетеканию жидкости из напорного бака в приемный на подводящем трубопроводе.

Важно вести контроль подводимой мощности по приборам; любая неисправность в насосе вызывает увеличение или падение мощности по сравнению с заданной характеристикой насоса.

При работе насоса на трубопроводную систему его показатели работы находятся в зависимости от гидравлических свойств этой системы.

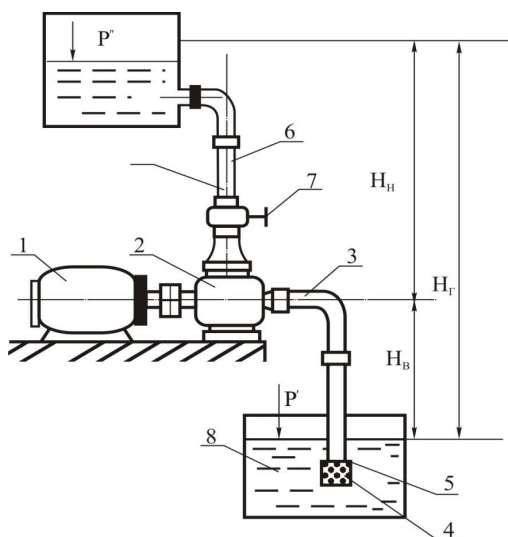


Рисунок 3.25

Так, по условию неразрывности потока жидкости подача насоса должна быть равна расходу жидкости в трубопроводах:

$$Q = Q_{TP} = const,$$

а напор, который насос должен создавать для заданных условий работы, определится из уравнения Бернулли:

$$H = \frac{p'' - p'}{\rho g} + H_g + \sum h.$$

Тогда характеристика трубопроводной системы, представляющая зависимость напора от расхода жидкости, будет иметь следующий вид (рисунок 3.26).

Если на полученную характеристику трубопроводов нанести характеристику насоса в том же масштабе, то точка пересечения характеристик определяет единственный возможный режим работы насоса на данный трубопровод.

Точка пересечения характеристик A называется рабочей точкой насоса.

Для правильного выбора насоса недостаточно определить рабочую точку A , необходимо выяснить, находится ли она в рабочей зоне характеристики насоса.

Рабочая зона насоса определяется по характеристике η - Q и соответствует наиболее устойчивой работе насоса при оптимальном режиме ($\eta = \eta_{MAX}$). Отклонение от максимального значения КПД допускается не более чем на $\pm(5 \div 7 \%)$. На рисунке 3.27 представлены характеристики насоса и трубопроводов, рабочая точка A выбрана правильно, а в точке A' , где ($\eta \ll \eta_{MAX}$), работа насоса неэкономична.

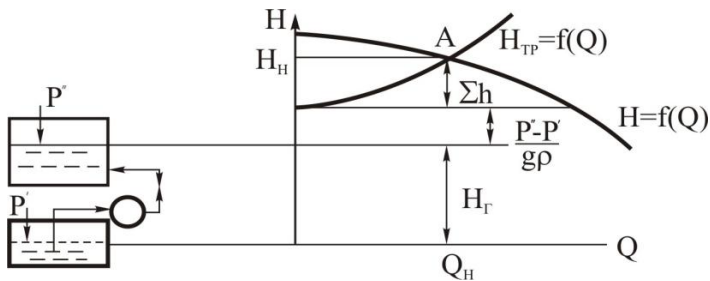


Рисунок 3.26

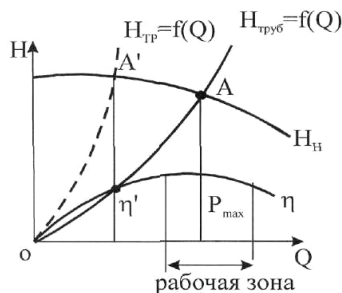


Рисунок 3.27

3.15. Устойчивость работы центробежного насоса

Центробежные насосы, имеющие характеристику с максимумом в зоне небольших подач, могут иметь неустойчивый режим работы. Следствием такого режима является возникновение колебательных процессов в трубопроводах с периодическим изменением напора и подачи, вызывающим гидравлические удары в сети.

Такое явление называется помпажем. Работа при явлениях помпажа недопустима.

Пусть характеристика трубопровода пересекает характеристику насоса в точках: A_1 — на падающей ветви и A_2 — на восходящей ветви (рисунок 3.28).

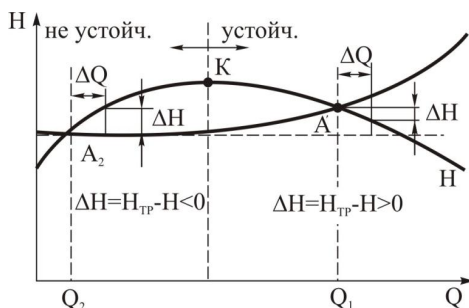


Рисунок 3.28

В точке A_1 равновесие устойчивое, т.к. при увеличении подачи на величину $Q < 0$ возникает положительная разность напоров $\Delta H = H_{TP} - H > 0$.

Таким образом, недостаток потенциальной энергии насоса ведет к уменьшению кинетической энергии, следовательно, легко восстанавливается равновесие, т.е. система «насос-трубопровод» работает в точке A_1 .

В точке A_2 при увеличении подачи на величину ΔQ напор насоса больше напора в трубопроводе $\Delta H = H_{TP} - H < 0$. Избыток потенциальной энергии насоса ведет к возрастанию кинетической энергии, т.е. к увеличению подачи и отклонению вправо от равновесного состояния в точке A_2 .

Таким образом, устойчивое равновесие наблюдается при условии: $\frac{dH_{TP}}{dQ} > \frac{dH}{dQ}$.

3.16. Совместная работа центробежных насосов на трубопроводе

Насосные станции могут иметь несколько насосных агрегатов. При необходимости изменять подачу в широких пределах насосы соединяют параллельно, а при необходимости увеличить напор насосы соединяют между собой последовательно.

Рассмотрим параллельное соединение насосов. При параллельном соединении насосы могут иметь одинаковые и равные характеристики. При работе двух насосов в один трубопровод подачи насосов суммируются при постоянном напоре в трубопроводе: $Q_1 + Q_2 = Q$, $H_1 = H_2 = H$.

Рассмотрим совместную работу двух центробежных насосов, соединенных параллельно (насосы имеют одинаковые характеристики $H-Q$).

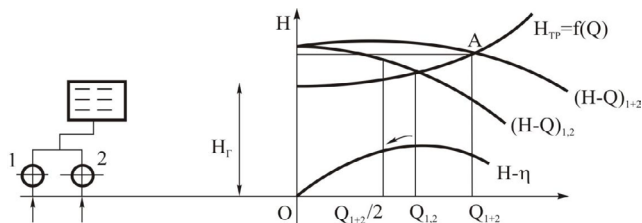


Рисунок 3.29

На рисунке 3.29 показано построение совместной характеристики насосов 1 и 2 при параллельном соединении, которое ведется в следующем порядке: строится характеристика каждого насоса (в нашем случае они совпадают) $(H-Q)_1$ и $(H-Q)_2$, а затем при равных ординатах H удваиваются абсциссы Q . Накладывая на характеристику насосов характеристику трубопровода, получаем рабочую точку A для двух параллельно соединенных насосов.

Из графика видно, что подача всей насосной установки увеличилась, но меньше чем вдвое: $Q_{1+2} < 2Q$, т.е. каждый насос подает теперь $Q_{1+2}/2$.

Это объясняется тем, что при совместной работе уменьшается напор $H_{1+2} < H_{1,2}$, т.к. с ростом подачи растут скорости движения жидкости в трубопроводе и гидравлические потери.

Рассмотрим последовательное соединение двух центробежных насосов с одинаковыми характеристиками (рисунок 3.30).

При последовательном соединении сохраняется одинаковой подача $Q_1 = Q_2 = Q$, а напоры суммируются: $H_1 + H_2 = H$.

При построении совместной характеристики насосов 1 и 2 при равных абсциссах Q удваиваются ординаты H . Наносим характеристику трубопроводной системы и получаем рабочую точку A для насосов, соединенных последовательно.

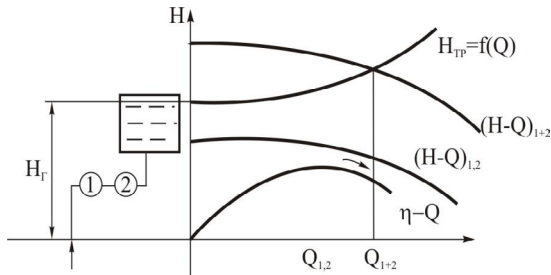


Рисунок 3.30

Из графика видно, что последовательное соединение сопровождается увеличением напора всей насосной установки меньше чем вдвое и некоторым увеличением подачи:

$$H_{1+2} < 2H_{1,2}, \quad Q_{1+2} > Q.$$

3.17. Регулирование работы центробежных насосов

Процесс изменения характеристики трубопроводов или насоса для обеспечения заданной подачи называется регулированием. Регулирование может осуществляться различными способами: воздействием либо на коммуникацию (трубопроводы), либо на привод насоса, либо на конструкцию насоса.

Каждый способ рассматривается с точки зрения плавности регулирования, простоты устройства регулирования и экономичности работы насоса.

Все перечисленные способы приводят или к изменению характеристики трубопроводной системы, или к изменению характеристики насоса.

3.17.1. Воздействие на коммуникацию

Воздействие на коммуникацию насоса возможно двумя путями: дросселирование и перепуск. Дроссельное регулирование представляет собой включение дросселя (задвижки, вентиля) в напорный трубопровод. На подводящем трубопроводе дроссели-

рование не допускается, т.к. увеличение сопротивления на всасывание может привести к явлению кавитации за счет снижения давления перед входом в рабочее колесо.

Представим схему и график дроссельного регулирования при $n = \text{const}$ (рисунок 3.31).

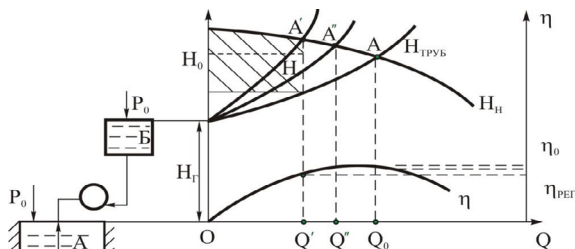


Рисунок 3.31

Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика трубопровода, т.к. дроссель является местным сопротивлением:

$$H = H_{TP} + h_{ДРОС.}$$

Дросселированием (закрытием задвижки) можно получить любую заданную подачу (Q' , Q''), но при этом возрастает напор насоса (рабочая точка перемещается влево). Способ регулирования подачи дросселированием простой и поэтому широко распространен, однако он неэкономичен, т.к. с уменьшением подачи не полностью используется мощность двигателя, приводящего в действие насос.

Рассмотрим перепуск жидкости с напорного трубопровода насоса в подводящий.

Трубопровод, соединяющий напорный с подводящим трубопроводом, называется байпасом. С помощью байпаса можно менять подачу насоса в основной трубопровод, соединяющий насос с напорным баком (резервуаром).

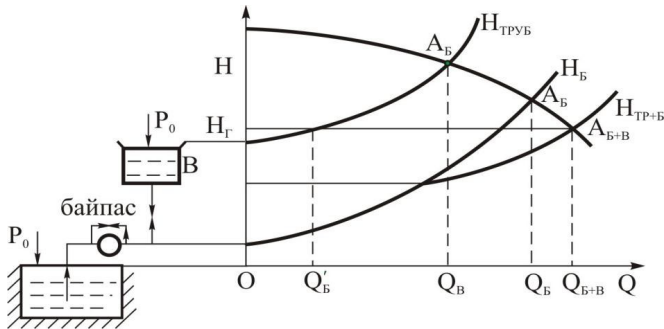


Рисунок 3.32

На рисунке 3.32 представлена схема насоса с байпасом, характеристики насоса и его трубопроводов.

При отсутствии байпаса характеристика трубопроводов, соединяющих баки А и В, имеет вид $H_{\text{ТР}}$ (задвижка байпаса закрыта). Если насос работает только через байпас, то характеристика примет вид $H_{\text{Б}}$ (задвижка на бак В закрыта). При совместной работе получаем суммарную характеристику трубопроводов, работающих параллельно, т.е. $Q_{\text{Б}} + Q_{\text{В}} = Q_{\text{Б}} + Q_{\text{Б+В}}$, при $H_{\text{Б}} = H_{\text{Б}} = \text{const}$.

Так как байпас — это короткий трубопровод, то потери в нем невелики и его характеристика более пологая, чем у основного трубопровода.

При работе с байпасом рабочая точка $A_{\text{Б+В}}$ перемещается вправо (напор уменьшается, а подача увеличивается).

Если насос без байпаса работает на оптимальном режиме ($\eta_{\text{МАХ}}$), то включение байпаса вызывает снижение КПД, т.к. возрастает потребляемая насосом мощность. По причине неэкономичной работы насоса такой способ можно применять только кратковременно.

3.17.2. Воздействие на привод насоса

Воздействие на привод насоса — это изменение числа оборотов вала насоса. Изменение числа оборотов приводит к изменению рабочей характеристики насоса. Зависимость $(H - Q)_i$ при другом числе оборотов n_i можно получить расчетным путем, пользуясь формулами подобия:

$$\frac{H}{H_i} = \left(\frac{D}{D_i}\right)^2 \left(\frac{n}{n_i}\right)^2, \quad \frac{Q}{Q_i} = \left(\frac{D}{D_i}\right)^3 \left(\frac{n}{n_i}\right).$$

В этом случае $\frac{D}{D_i} = 1$, т.к. рабочее колесо одно и то же, и формулы пересчета принимают следующий вид:

$$H_i = H \left(\frac{n_i}{n}\right)^2, \quad Q_i = Q \frac{n_i}{n}.$$

На рисунке 3.33 показано изменение подачи насоса при изменении числа оборотов насоса.

Регулирование изменением числа оборотов можно производить в интервале высоких значений КПД.

Этот способ, несмотря на его эффективность, возможен при наличии специальных устройств, обеспечивающих изменение числа оборотов вала насоса, включение вариантов скоростей (механических или гидравлических), а именно либо паротурбинного привода, либо специальных электродвигателей с регулированием числа оборотов.

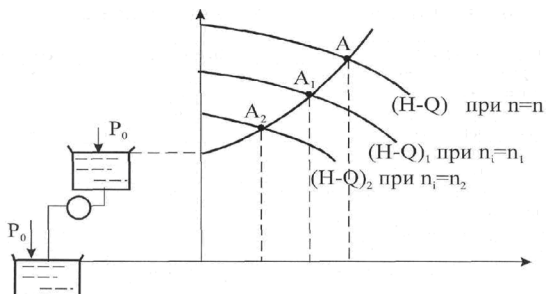


Рисунок 3.33

3.17.3. Воздействие на конструкцию насоса

Для расширения области применения центробежных насосов пользуются обточкой рабочих колес. В насосах с направляющим аппаратом срезают только лопатки, а в насосах со спиральным отводом обтачивают колеса, уменьшая его диаметр, при этом число оборотов насоса остается постоянным ($n = \text{const}$).

По условиям подобия при $n = \text{const}$ имеем:

$$\begin{aligned}\frac{Q}{Q_0} &= \frac{D_2}{D_{20}}, \\ \frac{H}{H_0} &= \left(\frac{D_2}{D_{20}}\right)^2, \\ \frac{N}{N_0} &= \left(\frac{D_2}{D_{20}}\right)^3,\end{aligned}$$

где Q, H, N — подача, напор и мощность насоса с рабочим колесом до обточки, имеющим диаметр D_2 ;

Q_0, H_0, N_0 — соответственно подача, напор и мощность обточенного колеса диаметром D_{20} .

Графическая зависимость параметров H - Q насоса при обточке показана на рисунке 3.34. Заштрихованная часть графика представляет поле обрезки колеса в допустимых пределах изменения КПД. Данное поле является рабочим полем насоса, которое приводится на сводных полях насосов в каталогах. Относительная величина обрезки рабочих колес определяется в процентах:

$$\frac{D_2 - D_{20}}{D_2} \cdot 100\%.$$

Допустимая относительная величина обрезки зависит от n_5 :

n_5	60-120	120-200	200-300
уменьшение D_2 , в %	до 20	10-15	7-10

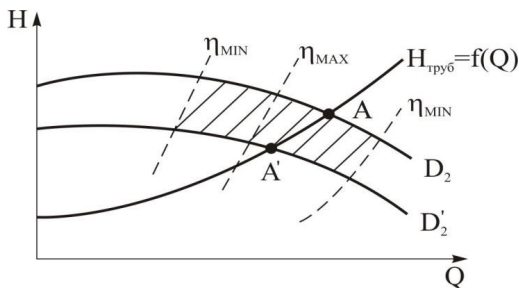


Рисунок 3.34

На рисунке 3.34 показана характеристика трубопровода, рабочие точки A и A' которой показывают, как меняются подача и напор насоса при обточке рабочих колес. Следует учитывать и то обстоятельство, что при обточке рабочих колес происходит изменение их коэффициента быстроходности $n'_S = n_S \left(\frac{D_2}{D_{20}} \right)$ и расчетные формулы оказываются не совсем точными. Так, по данным К.А. Ибатулова [10], при обточке колес КПД падает на 1% на каждые 10% обточки колес, у которых $n_S = 60 \div 120$, и на каждые 4% обточки у колес, имеющих $n_S = 200 \div 300$.

Установкой направляющих устройств на входе в рабочее колесо можно изменить рабочую характеристику насоса.

Из уравнения Эйлера следует, что изменение направления движения потока на входе влияет на напор насоса:

$$H_{T\infty} = \frac{c_2 U_2 \cos \alpha_2 - c_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}.$$

При постоянном числе лопаток $k = \text{const}$ и числа оборотов вала $n = \text{const}$, если $\alpha_1 \neq 90^\circ$, возможно увеличение или уменьшение напора H (рисунок 3.35).

Накладывая характеристику трубопровода H_{TP} , видим, как изменяются параметры насоса при изменении направления потока на входе. Так, если $\alpha_1 > 90^\circ$, то рабочая точка A₁, если $\alpha_1 < 90^\circ$, то A₂. Конструктивно направляющие устройства могут быть

выполнены в виде шнеков или винтовых колес, закручивающих поток на входе.

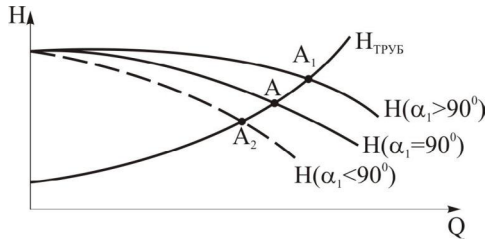


Рисунок 3.35

3.18. Работа центробежных насосов на вязких жидкостях

При перекачке вязких жидкостей характеристики насосов изменяются.

При движении вязкой жидкости в проточной части насоса возрастают гидравлические потери, что вызывает снижение напора и подачи насоса. Одновременно растут механические потери на трение дисков рабочих колес о жидкость, что увеличивает расход мощности на механическое трение. Увеличение вязкости жидкости ведет к снижению объемных потерь в колесе.

Все насосы имеют характеристики, полученные при испытаниях на воде. Существует несколько способов их пересчета на вязкие жидкости (методики Д.Я.Суханова, К.А. Ибатулова, Р.И. Шищенко, М.Д. Айзенштейна и др.).

Воспользуемся подобием потоков вязкой жидкости, которое определяется числом Рейнольдса Re .

Для центробежных насосов число Re выражается следующим образом:

$$Re = \frac{Q_0}{\nu D_{ЭКВ}} \cdot 10^3,$$

где Q_0 — оптимальная подача насоса, л/с;

ν — коэффициент кинематической вязкости, см/с;

$D_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентный диаметр, см.

Эквивалентный диаметр определяется из сравнения эквивалентной площади с площадью выхода из каналов рабочего колеса:

$$\frac{\pi D_{\text{ЭКВ}}^2}{4} = \pi D_2 b_2 k; \quad D_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{4 D_2 b_2 k},$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса;

b_2 — ширина канала на выходе;

k — коэффициент стеснения канала лопатками на выходе (часто принимается $k = 0,9$).

Рассмотрим метод, предложенный М.Д. Айзенштейном. Он основан на следующих предпосылках:

1. Коэффициент быстроходности n_s независимо от рода перекачиваемой жидкости остается постоянным.

2. Коэффициенты пересчета характеристики насоса с воды на вязкие жидкости остаются неизменными в диапазоне подач $(0,8 \div 1,2) Q_0$.

3. При $Q = 0$ напор насоса не зависит от вязкости жидкости.

$$\text{Тогда } n_s = 3,65 \frac{\sqrt{Q_B}}{H_B^{3/4}} = 3,65 n \frac{\sqrt{Q_H}}{H_H^{3/4}} = \text{const},$$

$$\text{т.е. } \frac{Q_B}{Q_H} = \left(\frac{H_B}{H_H} \right)^{3/2} \quad \text{или} \quad Q_H = Q_B \left(\frac{H_H}{H_B} \right)^{3/2}.$$

$$\text{Обозначив } \left(\frac{H_H}{H_B} \right)^{3/2} = K_Q, \quad \text{получаем } Q_H = K_Q \cdot Q_B,$$

$$\text{а для } H_H = H_B \left(\frac{Q_H}{Q_B} \right)^{2/3} \quad \text{соответственно } H_H = K_H \cdot H_B;$$

$$\eta_H = K_\eta \cdot \eta_B, \quad \text{где } K_Q, K_H, K_\eta — \text{коэффициенты пересчета.}$$

В зависимости от режима течения жидкости коэффициенты пересчета характеристики насосов различных быстроходностей представлены на рисунке 3.36.

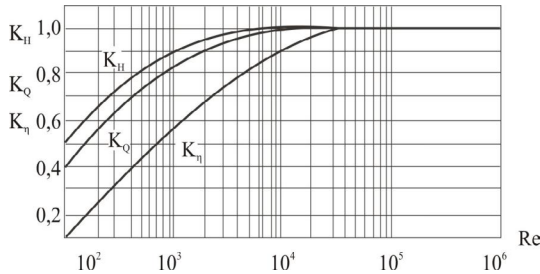


Рисунок 3.36

Из графика видно, что увеличение Re свыше $7 \cdot 10^3$ приводит к тому, что K_Q , K_H равны 1, и следовательно, вязкость не влияет на вид характеристики насоса.

При $Re > 3 \cdot 10^4$ характеристика η_H та же, что при работе на воде.

Снижение Re , т.е. работа при малых подачах ведет к усилению влияния сил трения — вязкости, т.к. известно, что число Re представляет отношение сил инерции к силам трения.

Следовательно, при переходе на вязкую жидкость, во-первых, снижается напор, КПД и растет потребляемая мощность центробежных насосов; во-вторых, гидравлические и механические потери растут, а объемные утечки уменьшаются; в-третьих, насосы большей подачи могут перекачивать более вязкие жидкости; в-четвертых, увеличение вязкости жидкости ведет к ухудшению всасывающей способности насосов.

4. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

4.1. Устройство и принцип действия

Осевой насос представляет собой лопастной насос, у которого рабочее колесо 1 имеет ряд лопастей, закручивающих поток, движущейся параллельно оси (рисунок 4.1).

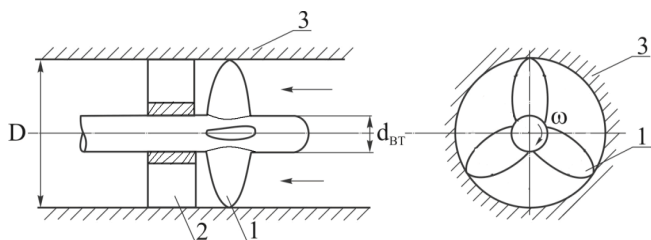


Рисунок 4.1

Для выпрямления потока и направления его в напорный патрубок или на следующую ступень после рабочего колеса устанавливается направляющий аппарат 2, снабженный неподвижными лопатками. Направляющий аппарат служит для преобразования кинетической энергии вращения потока в потенциальную энергию давления.

Во втулке направляющего аппарата проходит вал насоса, на котором насажено рабочее колесо, и устанавливается подшипник.

Вся проточная часть насоса располагается в цилиндрическом корпусе 3, который по существу является продолжением трубопровода. Насос как бы настраивается в трубопровод, образуя с ним одно целое. Для вывода вала напорной части насоса придается форма отвода.

В осевом насосе поток жидкости движется параллельно оси и одновременно лопасти сообщают ему вращательное движение по окружности, на валу насоса. Так как движение жидкости в ра-

диальном направлении отсутствует, то исключается возможность работы центробежных сил. Повышение давления происходит за счет гидродинамического воздействия лопаток на жидкость и преобразования кинетической энергии при раскручивании потока в направляющем аппарате.

Таким образом, принцип действия осевого насоса заключается в силовом взаимодействии лопастей с потоком жидкости и использовании диффузорного элемента.

4.2. Основные показатели работы осевого насоса

Идеальная подача осевого насоса равна

$$Q_T = C_Z F = C_Z \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{BT}^2),$$

где C_Z — осевая составляющая абсолютной скорости.

Действительная подача $Q = \eta_0 \cdot Q_T$.

Объемный коэффициент η_0 учитывает утечки через зазоры между рабочим колесом и корпусом и составляет 0,9÷0,95.

Теоретический напор определяется по формуле Эйлера при условии, что окружная скорость на входе и выходе из колеса осевого насоса одинаковая ($U_1 = U_2 = U = \pi D n$):

$$H_{T\infty} = \frac{U}{g} (C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1).$$

При этом в соответствии с 3.5 статический напор осевого насоса при $U = \text{const}$ равен

$$H_{CT} = \frac{p_2 - p_1}{g\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \text{ т.е. } w_1 - w_2.$$

Таким образом, нарастание пьезометрического напора в осевом насосе происходит за счет диффузорности каналов, обеспечивающих торможение потока.

Для сохранения высоких КПД диффузор должен иметь строго определенный угол раскрытия, при котором не происходит отрыва потока от стенок.

Полезный напор определяется, если учесть гидравлические потери в проточной части насоса, следующим образом:

$$H = \eta_{\Gamma} \cdot H_T.$$

Для составления баланса мощности осевого насоса рассмотрим составляющие части баланса. Полезная мощность N_{Π} представляет собой полную энергию потока в единицу времени и составляет

$$N_{\Pi} = \rho g H Q.$$

Подводимая мощность учитывает наличие потерь мощности, связанных с утечками (ΔN_y), гидравлическими потерями (ΔN_{Γ}) и механическим трением в сальниках, опорах и дисков рабочих колес о жидкость (ΔN_{MEX}).

Следовательно, баланс мощности имеет следующий вид:

$$N = N_{\Pi} + N_y + \Delta N_{\Gamma} + N_{MEX}.$$

Все потери в осевом насосе можно учесть с помощью полного КПД $\eta = \frac{N_{\Pi}}{N}$.

Полный КПД представляет собой произведение

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{MEX},$$

где η_{MEX} — механический КПД, учитывающий трение в сальниках, подшипниках, дисковое трение;

η_0 — КПД подачи;

η_{Γ} — гидравлический КПД.

Общий КПД осевых насосов составляет $\eta = 0,75 \div 0,92$.

4.3. Рабочая характеристика осевого насоса

Характеристика осевого насоса имеет вид, представленный на рисунке 3.39.

Из рабочей характеристики видно нижеследующее.

Работа осевого насоса возможна в узком диапазоне изменения подачи и напора, т.к. отклонение от оптимальных условий вызывает резкое снижение КПД. Пуск осевого насоса следует произво-

доть при открытой задвижке на нагнетании, т.к. с уменьшением подачи резко возрастает подводимая мощность и пуск двигателя затруднен. Регулирование дросселированием невыгодно по причине узкого диапазона рабочей зоны. Поэтому осевые насосы регулируют либо изменением числа оборотов, либо поворотом лопаток рабочего колеса. На характеристиках напора (мощности) имеется седловина. Это вызвано особенностью обтекания потоком профиля лопатки. Седловина на характеристике объясняется снижением подъемной силы лопастей при малых подачах.

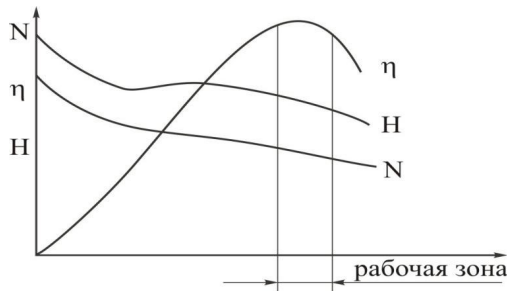


Рисунок 4.2

4.4. Выбор насосов

Для решения задачи выбора насосов необходимы следующие исходные данные:

- 1) расход жидкости на производственные нужды, связанные с определенными технологическими операциями (водоснабжение, заводнение пластов, закачка или откачка резервуаров и т.п.);
- 2) физическая характеристика перекачиваемой жидкости (плотность, вязкость, упругость паров при температурах перекачки);
- 3) геометрические отметки уровней в начале всасывания и конце нагнетания насосов;
- 4) технологическая схема трубопроводов, которая определяет

длину трубопровода и необходимую гидроаппаратуру (задвижки, клапаны, повороты и др.).

При проектировании рассматривается метод экономического расчета трубопроводов по минимуму эксплуатационных расходов на трубы, насосы и электроэнергию. Однако часто на основе практики задаются скоростями движения жидкости в трубопроводах, которые и определяют подходящий диаметр.

Так, для напорного трубопровода скорость жидкости выбирается в пределах $1,5 \div 2$ м/с, а для подводящего $1 \div 1,5$ м/с.

Меньшие значения относятся к вязким жидкостям (буровые растворы, нефть), а большие — к маловязким (вода, светлые нефтепродукты).

Подводящий трубопровод выбирается большего диаметра для снижения гидравлических потерь и улучшения процесса всасывания. После выбора диаметра трубопроводов и подбора труб по сортаменту подчитываются гидравлические сопротивления и определяется необходимый напор насоса.

Для перекачивания больших количеств жидкости с относительно малыми напорами обычно используются осевые насосы.

В ряде случаев требуется устанавливать несколько насосов. Количество их выбирают из экономических сравнений совместной работы в заданных условиях технологической схемы трубопроводов.

Для выбора насоса служат сводные графики полей характеристик по государственному стандарту (для насосов общего назначения) или по ведомственным нормам для специальных насосов. Полная характеристика насосов и расшифровка их марок приводится в каталогах-справочниках.

Решение задачи сводится к следующему:

1. Определяется потребный напор.
2. На сводном графике выбранного типа насосов наносятся координаты $Q_{\text{Зад}} — H_{\text{Потр}}$. Если эта точка попадает в поле рабо-

чих значений какого-то насоса, то берется этот насос.

Если точка не попадает ни в одно поле, то берется ближайший насос с привлечением дополнительных соображений по точности обеспечения заданного расхода.

Если точка попала в место положения полей насосов разных марок, то берется насос с ближайшей верхней границей поля.

3. Определяется подача и напор выбранного насоса на данный трубопровод, т.е. определяется рабочая точка. Полученные значения сравниваются с требуемыми.

4. Если рабочая точка неприемлема, то рассчитывается необходимая степень обточки рабочего колеса. Строится новая характеристика насоса.

5. Намечают место установки насоса, исходя из условий обеспечения всасывающей способности.

Если желательно установить не один насос или нет насосов, способных обеспечить заданные параметры, то поиск насоса осуществляется с корректировкой Q и H в соответствии с выбранной схемой соединения насосов.

5. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

5.1. Классификация объемных насосов

Объемные насосы делятся на возвратно-поступательные, роторные и крыльчатые.

В *возвратно-поступательных насосах* вытеснители совершают только прямолинейное движение. По виду вытеснителей они бывают поршневые, плунжерные и диафрагменные.

В *роторных насосах* вытеснители совершают либо вращательное движение, либо одновременно вращательное и возвратно-поступательное движение. В свою очередь роторные насосы, вытеснители которых совершают вращательное движение, бывают шестеренные и винтовые, а насосы с вращательным и возвратно-поступательным движением — пластинчатые (шиберные), радиально- и аксиально-поршневые.

Крыльчатые насосы — это ручные насосы, играющие вспомогательную роль.

Конструктивные особенности возвратно-поступательных насосов (такие как наличие клапанов) определяют их свойства: неравномерность подачи, ограниченная скорость движения вытеснителя, а также необходимость преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движение.

Вследствие того, что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, эти насосы отличаются от насосов возвратно-поступательных отсутствием всасывающих и нагнетательных клапанов. Эти и некоторые другие конструктивные особенности роторных насосов обуславливают их более высокую быстроходность, непосредственную связь с двигателем, большую равномерность подачи, обратимость, т.е. способность работать в качестве гидромоторов при подводе к ним жидкости под давлением. Од-

нако роторные насосы способны работать лишь на неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами, и более вязких, чем вода.

6. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

6.1. Принцип действия и классификация поршневых насосов

Поршневой насос представляет собой объемную машину с возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре.

На рисунке 6.1 представлена схема гидравлической части однопоршневого насоса одностороннего действия.

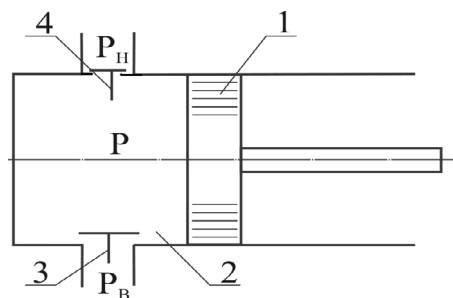


Рисунок 6.1

Принцип действия такого насоса заключается в следующем. При ходе поршня 1 вправо в рабочей камере цилиндра 2 освобождается объем и давление снижается ($P < P_B$), открывается всасывающий клапан 3. По мере движения поршня цилиндр заполняется жидкостью — этот процесс называется процессом всасывания.

Когда поршень дойдет до конца хода и остановится, чтобы изменить направление движения справа налево ($P = P_B$), тогда всасывающий клапан закрывается. Как только поршень начинает двигаться влево, давление в цилиндре возрастает ($P > P_B$) и открывается нагнетательный клапан 4.

Жидкость поршнем вытесняется из цилиндра — происходит процесс нагнетания до конца хода поршня влево.

Из принципа действия поршневого насоса выявляются особенности его конструкции: а) рабочая камера (цилиндр) изолирована от подводящего и напорного трубопроводов клапанами; б) подача насоса зависит от геометрических размеров насоса (длины хода и площади поршня) и от числа двойных ходов поршня; в) пределы преодолеваемого поршнем давления (напора) зависят от установленной мощности и прочности деталей насоса, т.е. насос может развивать любой напор; г) поршень движется с переменной скоростью (от нуля в начале хода до максимальной в середине хода и снижающейся до нуля в конце хода).

В зависимости от условий работы и свойств перекачиваемых жидкостей насосы имеют весьма разнообразные конструкции. Ниже изложены некоторые принципы классификации поршневых насосов.

1. По типу приводной части различают насосы приводные, прямодействующие, ручные.

Приводные насосы — это насосы, у которых в приводной части имеется кривошипно-шатунный механизм для преобразования вращательного движения приводного вала в возвратно-поступательное движение поршня.

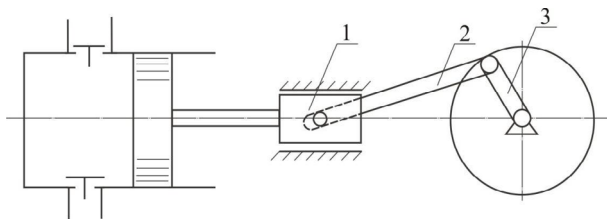


Рисунок 6.2

На рисунке 6.2 приведена схема приводного насоса, у которого приводная часть состоит из кривошкопа 1, шатуна 2 и кривошип-

ного вала 3. Кроме этих частей, для снижения числа ходов поршня в приводной части обычно имеется редуктор.

Прямодействующие насосы — это насосы, поршень которых общим штоком связан с поршнем двигателя.

На рисунке 6.3 представлена схема прямодействующего насоса, приводная часть которого представляет собой паровую машину, состоящую из парового цилиндра 1, поршня 2 со штоком 3, непосредственно соединенным со штоком гидравлической части насоса, и золотниковой коробки распределения пара 4. В качестве двигателя прямодействующего насоса могут быть применены также гидравлические силовые цилиндры и пневмоцилиндры.

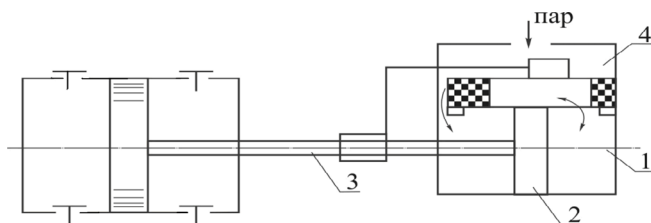


Рисунок 6.3

Ручные насосы — это насосы, движение поршня которых осуществляется с помощью рукоятки вручную.

2. По расположению осей цилиндров насосы бывают горизонтальные, вертикальные и с осями, расположенными наклонно по отношению к основанию.

3. По числу цилиндров насосы выполняются одно-, двух-, трех- и многоцилиндровыми.

4. По конструкции поршня насосы бывают:

а) собственно поршневые, т.е. поршень представляет собой диск с уплотнениями, которые плотно прилегают к цилиндру

(рисунок 6.4), такие поршни применяются в насосах двухстороннего действия, имеющих большие подачи;

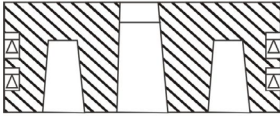


Рисунок 6.4

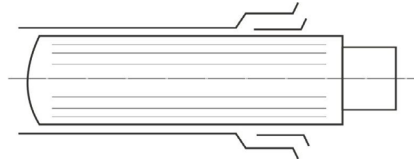


Рисунок 6.5

б) плунжерные — плунжер имеет длину, значительно превышающую диаметр (рисунок 6.5), применяются при значительных давлениях и малых подачах;

в) с проходным поршнем, имеющим в теле нагнетательный клапан (рисунок 6.6), такие поршни находят широкое применение в глубинных насосах для добычи нефти, в которых диаметр цилиндра ограничен размерами скважины;

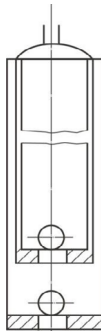


Рисунок 6.6

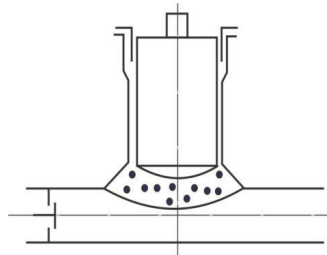


Рисунок 6.7

г) диафрагменные насосы, в которых изменением формы эластичной пластины достигается изменение объема рабочей камеры (рисунок 6.7). Насосы с диафрагмой имеют малую длину хода и создают малые подачи.

5. По числу действия различают насосы:

а) одностороннего действия, когда один ход поршня сопровождается всасыванием жидкости, а другой — нагнетанием (рисунок 6.8);

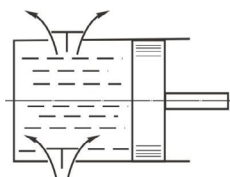


Рисунок 6.8

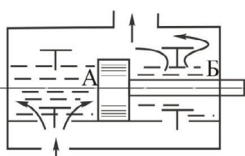


Рисунок 6.9

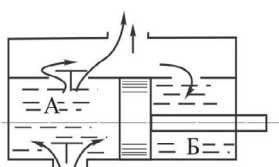


Рисунок 6.10

б) двухстороннего действия, когда каждый ход поршня сопровождается процессами всасывания и нагнетания (рисунок 6.9);

в) дифференциального действия (рисунок 6.10), в котором совершается один процесс всасывания при ходе поршня вправо и два процесса нагнетания; при ходе вправо жидкость нагнетается из камеры Б, а при ходе влево из камеры А часть жидкости протекает в камеру Б, а другая — в напорный трубопровод, улучшая равномерность ее поступления.

6.2. Идеальная и действительная подача поршневых насосов

Предположим, что поршень движется с некоторой средней скоростью. Тогда объем жидкости, вытесняемый поршнем в единицу времени, будет представлять собой идеальную подачу насоса (среднюю подачу).

Обозначим: площадь поршня — F , площадь сечения штока — f , длину хода поршня S , число двойных ходов поршня в единицу времени n . Представим характерные конструктивные схемы гидравлической части однопоршневых насосов с их идеальными подачами в таблице 6.1.

Из таблицы 6.1 следует, что идеальная подача однопоршневых насосов равна

$$Q_T = V \cdot n,$$

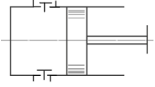
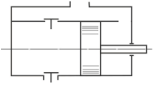
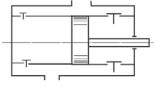
где V — объем рабочей камеры.

Для насоса одностороннего действия рабочая камера имеет объем $V = FS$, а для насоса двухстороннего действия объем рабочей камеры $V = (2F - f) \cdot S$.

Для многоцилиндрового насоса (число цилиндров — z), идеальная подача составит

$$Q_T = zVn.$$

Таблица 6.1

Наименование насоса	Конструктивная схема	Объем, вытесняемый за ход		Подача в 1 с	Примечание
Однопоршневой одностороннего действия		FS	0	FS_n	
Однопоршневой дифференциального действия		$FS - (F - f)S$	$(F - f)S$	FS_n	$f = 0,5F$
Однопоршневой двойного действия		FS	$FS - fS$	$(2F - f)S_n$	$f = 0,05F$

Действительная подача насоса всегда меньше идеальной, подсчитанной без учета утечек жидкости через неплотности в цилиндре, несвоевременной работы клапанов, попадания воздуха

вместе с перекачиваемой жидкостью и некоторыми другими причинами.

Чтобы учесть все эти факторы, вводится коэффициент подачи (иногда его называют объемным):

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{T=\eta_y\eta_H}},$$

где η_y — коэффициент утечек; η_H — коэффициент наполнения.

Величина коэффициента подачи зависит:

- а) от запаздывания открытия и закрытия нагнетательных и всасывающих клапанов;
- б) неплотности сальников, уплотняющих штоки, уплотнений поршней, клапанов;
- в) несоответствия числа пар ходов насоса расчетным и монтажным данным (размерам клапанов, высоте всасывания и др.);
- г) выделения паров при несоответствии давления всасывания и физических свойств жидкости, что ведет к уменьшению объема всасываемой жидкости.

Если первые три пункта ведут к снижению коэффициента утечек, то последний сильно влияет на коэффициент наполнения.

Коэффициенты подачи обычно находятся в пределах $\eta_0 = 0,85 \div 0,98$ (малые насосы — 0,85, большие — 0,9 ÷ 0,98), т.е. зависят от размеров гидравлической части насосов.

6.3. Закон движения поршня приводного насоса

Для представления о том, как меняется подача насоса по длине хода поршня, надо знать закономерности изменения скорости движения поршня. Рассмотрим схему поршневого насоса с кривошипно-шатунным механизмом, представленную на рисунке 6.11.

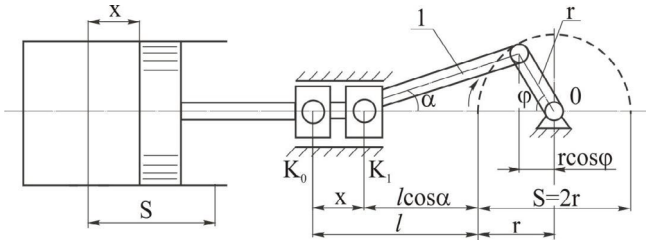


Рисунок 6.11

Вал кривошипа приводится во вращение от двигателя, и точка соединения кривошипа с шатуном 1 длиной l вращается по окружности радиуса r с постоянной угловой скоростью ω . K_0 — положение крейцкопфа в крайнем левом положении, K_1 — текущее положение крейцкопфа.

При повороте вала на угол $\phi = \omega \cdot t$ крейцкопф, а вместе с ним и поршень со штоком, проходит путь $x = K_0 - K_1$.

Из рисунка 6.11 очевидно, что путь x равен

$$x = K_0O - K_1O = l + r - (l \cos \alpha + r \cos \phi).$$

Большинство насосов имеют длину шатуна, значительно превышающую радиус кривошипа $l \ll r$. Так, например, буровые насосы, насосы для добычи нефти имеют $r < 0,2 \cdot l$, следовательно $\cos \alpha_{MAX} = 0,98$, поэтому с небольшой степенью погрешности принимаем $l \cdot \cos \alpha = 1$.

Путь, проходимый поршнем, будет равен $x = r(l - \cos \alpha)$. Тогда его скорость составит

$$V = \frac{dx}{dt} = r \sin \phi \frac{d\phi}{dt} = \omega \cdot r \sin \phi,$$

а ускорение

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dV}{dt} = \omega^2 \cdot r \cos \phi.$$

На рисунках 6.12 и 6.13 представлены графики изменения скорости и ускорения.

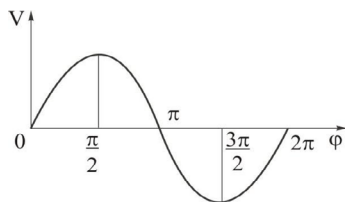


Рисунок 6.12

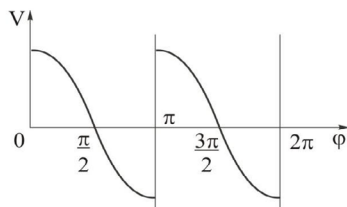


Рисунок 6.13

Из графиков видно, что скорость и ускорение движения поршня — величины переменные, скорость изменяется по синусоиде; в точках перемены направления движения поршня (мертвые точки) скорость равна нулю, а в середине хода — максимальная. Ускорение изменяется по косинусоиде, причем в мертвых точках оно достигает максимума.

Разрыв косинусоид ускорения указывает на то, что в начале хода от 0 до $\frac{\pi}{2}$ имеет место разгон поршня, а в конце хода от $\frac{\pi}{2}$ до π замедление движения поршня. То же самое повторяется и при обратном ходе поршня.

6.4. Неравномерность подачи поршневых насосов

По условию неразрывности потока несжимаемой жидкости можно записать, что мгновенная подача насоса равна

$$q = F \cdot V = F_B \cdot V_B = F_H \cdot V_H = const,$$

где F и V — площадь и скорость поршня, а индексами «в» и «н» обозначены соответствующие величины в подводящем и напорном трубопроводах.

Из уравнения неразрывности и рисунка 6.13 следует, что мгновенная подача насоса представляет собой синусоиду.

На рисунке 6.14 представлены схема и график подачи однопоршневого насоса одностороннего действия, из которого видно, что за ход нагнетания мгновенная подача изменяется от нуля

(при $\phi = 0$) до $q_{MAX} = \omega \cdot rF$ (при $\phi = \frac{\pi}{2}$) и снова падает до нуля (при $\phi = \pi$).

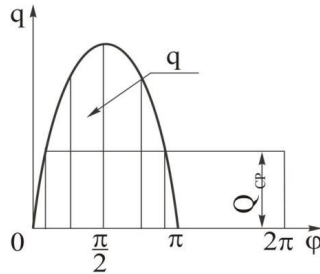


Рисунок 6.14

Неравномерность подачи насоса можно оценить сравнением максимальной подачи со средней — это отношение называется коэффициентом неравномерности подачи:

$$\delta = \frac{q_{MAX}}{Q_{CP}},$$

где средняя подача — это высота прямоугольника, равновеликого площади синусоиды мгновенной подачи за один оборот кривошипа:

$$t = \frac{2\pi}{\omega}.$$

Площадь синусоиды соответствует объему, описываемому поршнем за один ход:

$$V = \int_0^{\pi} q dt.$$

Так как $q = F\omega \cdot \sin \phi$, а $dt = \frac{d\phi}{\omega}$, то

$$V = \int_0^{\pi} Fr \sin \phi d\phi = 2rF = FS.$$

Следовательно:

$$Q_{CP} = \frac{V}{t} = \frac{FS\omega}{2\pi} = \frac{2\pi nFS}{2\pi} = FSn,$$

т.е. Q_{CP} соответствует идеальной подаче со средней скоростью движения поршня. Коэффициент неравномерности подачи однопоршневого насоса одностороннего действия равен

$$\delta = \frac{q_{MAX}}{Q_{CP}} = \frac{r\omega F}{2FSn} = \frac{2\pi n \cdot rF}{2\pi n \cdot F} = \pi = 3,14,$$

т.е. максимальная мгновенная подача в 3,14 раза больше средней подачи.

Рассмотрим график подачи двухпоршневого насоса одностороннего действия (рисунок 6.15 а). В таком насосе для обеспечения более равномерной подачи необходимо сдвинуть поршни на ход, т.е. кривошипные должны иметь сдвиг на 180° .

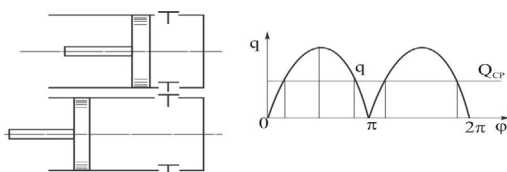


Рисунок 6.15 а

Тогда степень неравномерности подачи составит

$$\delta = \frac{q_{MAX}}{Q_{CP}} = \frac{r\omega F}{2FSn} = \frac{2\pi n \cdot rF}{2\pi n \cdot 2F} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Для однопоршневого насоса двухстороннего действия (рисунок 6.15 б) степень неравномерности подачи $\delta < 1,57$, так как средняя подача составляет $Q_{cp} = (2F - f)S$ меньше, чем предыдущего.

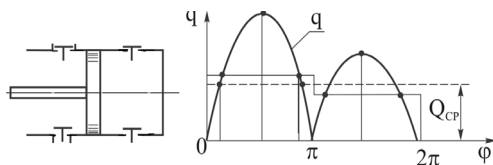


Рисунок 6.15 б

График подачи трехпоршневого насоса изображается в виде трех синусоид, сдвинутых относительно друг друга на 120° (рисунок 6.16).

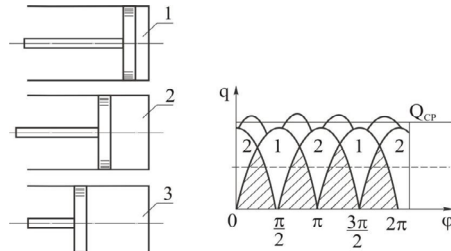


Рисунок 6.16

Для получения суммарной мгновенной подачи необходимо сложить ординаты синусоид на участках, где они накладываются друг на друга.

Степень неравномерности подачи равна (при $\phi = 30^\circ$ или при $\phi = 90^\circ$)

$$\delta = \frac{q_{MAX}}{Q_{CP}} = \frac{r\omega F}{3FSn} = \frac{2\pi \cdot rF}{2\pi \cdot 2F} = \frac{\pi}{3} = 1,047.$$

График подачи насоса, имеющего четыре рабочих камеры, строится из условия, что кривошипные двух цилиндров расположены под 90° (рисунок 6.17).

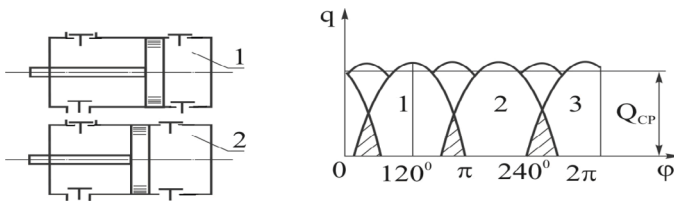


Рисунок 6.17

После получения суммарной мгновенной подачи (верхняя линия на графике рисунка 6.17) определяем степень неравномерности подачи (максимум мгновенной подачи при $\phi = 45^\circ$):

$$\delta = \frac{q_{MAX}}{Q_{CP}} = \frac{2\omega Fr \sin 45}{4FSn} = \frac{1,41\pi}{4} = 1,11.$$

Сравнение степени неравномерности подачи поршневых насосов с тремя и четырьмя камерами показывает преимущества нечетного числа камер. Так повторяется и при дальнейшем увеличении числа камер. Дальнейшее увеличение числа рабочих камер усложняет конструкцию и мало влияет на уменьшение степени неравномерности подачи. Поэтому больше пяти камер в стационарных насосах не делают.

6.5. Процессы всасывания и нагнетания жидкости в поршневом насосе

При неустановившемся движении жидкости за поршнем, который движется с переменной скоростью, по длине хода изменяется давление.

Для практики важно знать, какие факторы влияют на величину давления и каково его наименьшее значение в процессе всасывания.

Рассмотрим насосную установку (рисунок 6.18), состоящую из поршневого, приводного насоса, перекачивающего жидкость из приемного бака 2 в напорный бак 3.

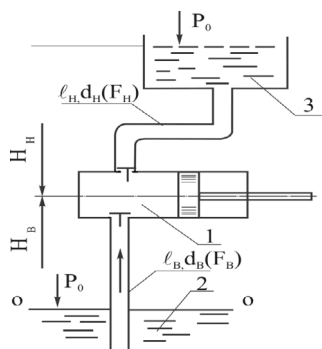


Рисунок 6.18

Обозначим: давление окружающей среды P_0 , давление в цилиндре насоса в процессе всасывания P_B , нагнетания P_H , длину и диаметр (площадь сечения) подводящего ℓ_B и d_B (F_B), напорного ℓ_H и d_H (F_H) трубопроводов, геометрическую высоту всасывания H_B и нагнетания H_H , скорость поршня V , скорость жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах V_B , V_H .

Составим уравнение баланса удельной энергии (уравнение Бернулли) для неустановившегося движения потока жидкости в процессе всасывания для сечений от свободной поверхности приемного бака 2 до оси насоса 1, приняв за плоскость сравнения свободную поверхность в баке:

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + \sum h_B + H_{IH}^B,$$

где $\sum h_B$ — гидравлические потери напора в подводящем трубопроводе; H_{IH}^B — инерциальный напор, возникающий при неустановившемся движении жидкости.

Известно, что гидравлические потери напора состоят из потерь по длине и местных сопротивлений в трубопроводе (поворотах, запорных устройствах, фильтрах и др.), а именно:

$$\sum h_B = h_{TP} + h_{MC} + h_{KL} = \left(\lambda_B \cdot \frac{L_B}{d_B} + \sum \zeta_B \right) \cdot \frac{V_B^2}{2g} + h_{KL}^B.$$

Учитывая, что все местные сопротивления можно заменить эквивалентной им длиной трубы, а скорости в трубопроводе скоростью поршня, пользуясь уравнением неразрывности можно написать

$$\sum h_B = \lambda_B \cdot \frac{L_B}{d_B} \cdot \frac{V^2}{2g} \left(\frac{F}{F_B} \right)^2 + h_{KL}^B,$$

где L_B — расчетная длина трубопровода.

Потери в клапане зависят от его конструкции и степени открытия. В момент открытия потери имеют максимум ($h_{KL_{MAX}}^B$), а затем снижаются и сохраняют приблизительно постоянное значение по длине хода.

Инерционный напор можно оценить из следующих соображений: если масса жидкости, следующей за поршнем, равна массе жидкости в трубопроводе $m_B = \rho \cdot \ell_B \cdot F_B$, а ускорение из условия неразрывности $a_B \cdot F_B = a \cdot F$, то сила инерции составит

$$P_{IH}^B = m \cdot a_B = \rho \cdot \ell_B a \cdot F.$$

Тогда инерционный напор при всасывании равен

$$H_{IH}^B = \frac{P_{IH}^B}{\rho g F_B} = \frac{\ell_B}{g} a \cdot \frac{F}{F_B}.$$

Таким образом, уравнение Бернулли для неустановившегося движения жидкости в процессе всасывания приобретает следующий вид:

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_B + \frac{\rho_B}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + h_{KL}^B + \lambda_B \frac{L_B V^2}{2g d_B} \left(\frac{F}{F_B} \right)^2 + \frac{L_B F}{g F_B} a.$$

Пьезометрический напор в цилиндре насоса в процессе всасывания (будем называть его напором всасывания) составит

$$\frac{P_B}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} - \left[H_B + h_{KL}^B + \left(1 + \lambda_B \frac{L_B V^2}{2g d_B} \left(\frac{F}{F_B} \right)^2 \right) \right] \frac{V^2}{2g} + \frac{L_B F}{g F_B} a.$$

Напор всасывания всегда ниже напора на свободной поверхности приемного бака и зависит от геометрической высоты всасывания H_B , размеров подводящего трубопровода, сопротивления клапана насоса и числа двойных ходов поршня n , определяющих скорость и ускорение поршня.

Для определения напора в цилиндре насоса в процессе нагнетания составим уравнение Бернулли для сечений, проходящих через ось насоса (плоскость сравнения), и относительно свободной поверхности напорного бака 3 (рисунок 6.18):

$$\frac{P_H}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = H_H + \frac{P_0}{\rho g} + \sum h_H + H_{IH}^H.$$

Воспользовавшись всеми вышеприведенными разъяснениями для процесса всасывания, аналогично получаем напор нагнетания

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} + \left[H_H + h_{KL}^H + \left(1 + \lambda_H \frac{L_H V^2}{2g d_H} \left(\frac{F}{F_H} \right)^2 \right) \right] \frac{V^2}{2g} + \frac{L_H F}{g F_H} a.$$

Напор в процессе нагнетания представляет собой сумму пьезометрического напора на свободной поверхности жидкости в напорном баке инерционного напора, потерь напора на все виды сопротивлений в клапанах и напорном трубопроводе и геометрической высоты нагнетания. Так как напор в цилиндре насоса зависит от скорости и ускорения поршня, то, очевидно, он имеет переменное значение по длине его хода.

6.6. Графическое представление изменения напоров в цилиндре насоса

Чтобы выяснить, как изменяется напор в цилиндре насоса в процессе всасывания и нагнетания по длине хода поршня, выразим скорость и ускорение через путь x , проходимый поршнем:

$$x = r(1 - \cos \phi),$$

откуда $\cos \phi = 1 - \frac{x}{r}$ и, следовательно,

$$\sin^2 \phi = 1 - \cos^2 \phi = \frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}.$$

Тогда $V^2 = \omega^2 r^2 \sin^2 \phi = \omega^2 r^2 \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right),$

$$a = \omega^2 r \cos \phi = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right).$$

Уравнение для определения напора всасывания, с учетом отмеченного, принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{p_B}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[H_B + h_{KL}^B + \left(1 + \lambda_B \frac{L_B}{d_B} \left(\frac{F}{F_B} \right)^2 \right) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \right. \\ \left. + \frac{L_B F \omega^2 r}{g F_B} \left(1 - \frac{x}{r} \right) \right]. \end{aligned}$$

Обозначим комплексы постоянных величин у составляющих, зависящих от x , через A и B .

$$\left[1 + \frac{L_B F \omega^2 r}{g F_B} \right] \frac{\omega^2 r^2}{2g} = A, \quad \frac{L_B F \omega^2 r}{g F_B} = B.$$

Изменение напора всасывания от x представим в таблице 6.2.

Таблица 6.2

x	$\frac{P_0}{\rho g}$	H_B	$h_{\text{кл}}^B$	$A \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{x^2} \right)$	$B \left(1 - \frac{x}{r} \right)$
0	const	const	max	0	B
$0,5r$	-	-	const	$0,75A$	$0,5B$
R	-	-	-	A	0
$1,5r$	-	-	-	$0,75A$	$-0,5B$
$2r$	-	-	-	0	$-B$

По данным таблицы 6.2 построим зависимости составляющих напора всасывания от длины хода поршня ($S = 2r$), а затем, сложив ординаты слагаемых, получим график изменения напора всасывания по длине хода поршня, как это показано на рисунке 6.19.

Из графика видно, что процесс всасываний происходит при переменном напоре $\frac{P_B}{\rho g} \neq \text{const}$. В начале хода поршня напор $\left(\frac{P_B}{\rho g} \right)_{\text{МАХ}}$, так как в это время имеют место и наибольшие потери в клапане ($h_{\text{кл}}^B$) и наибольший инерционный напор ($H_{\text{ИН}}^B$).

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{\rho_0}{\rho g} + \left[H_H + h_{\text{кл}}^B \left(\lambda_H \frac{L_H}{d_H} \left(\frac{F}{F_H} \right)^2 - 1 \right) \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{x^2} \right) + \frac{\ell_H F \omega^2 r}{g F_H} \left(1 - \frac{x}{r} \right) \right]$$

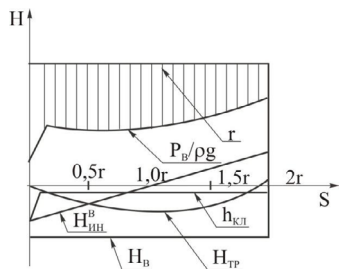


Рисунок 6.19

Аналогично рассмотрим уравнение для определения напора нагнетания в зависимости от положения x , проходимого поршнем.

Обозначим комплексы постоянных величин у составляющих, зависящих от x , через A' и B' :

$$\left[\lambda_H \frac{L_H}{d_H} \left(\frac{F}{F_H} \right)^2 - 1 \right] \frac{\omega^2 r^2}{2g} = A', \quad \frac{\ell_H F \omega^2 r}{g F_H} = B'.$$

Изменение напора нагнетания от x представим в таблице 6.3. По данным таблицы 6.3 построим графики, характеризующее изменение напора нагнетания по длине хода поршня.

Таблица 6.3

x	$\frac{P_0}{\rho g}$	H_H	$h_{\text{кл}}^B$	$A' \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{x^2} \right)$	$\left(1 - \frac{x}{r} \right)$
0	const	const	max	0	B'
$0,5r$	-	-	const	$0,75A'$	$0,5B'$
R	-	-	-	A'	0
$1,5r$	-	-	-	$0,75A'$	$-0,5B'$
$2r$	-	-	-	0	B'

Из графика (рисунок 6.20) получаем: напор нагнетания имеет переменное значение $\frac{P_H}{\rho g} \neq \text{const}$ по длине хода поршня, наибольшее значение он имеет в начале хода, что объясняется большими потерями в нагнетательных клапанах и большим инерционным напором. В конце хода поршня напор нагнетания уменьшается, так как инерционный напор меняет знак и в это время может произойти отрыв жидкости от поршня (если $\frac{P_H}{\rho g} < 0$) с последующим гидравлическим ударом.

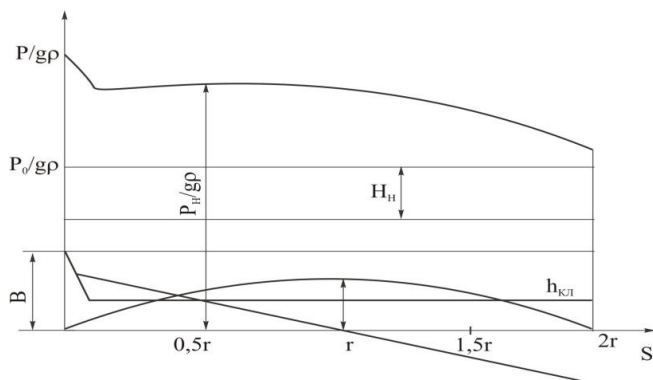


Рисунок 6.20

6.7. Условия нормальной работы поршневого насоса

Главным условием нормальной работы насоса является неотрывное движение жидкости за поршнем, а это будет в том случае, если напор всасывания $\frac{P_H}{\rho g}$ будет величиной положительной и превышающей $\frac{P_t}{\rho g}$ упругость насыщенных паров перекачиваемой жидкости, а именно:

$$\frac{P_H}{\rho g} > \frac{P_t}{\rho g}$$

Учитывая, что напор всасывания насоса $\frac{P_H}{\rho g}$ имеет минимальное значение в начале хода поршня (рисунок 6.19) при $S = 0$ и $V = 0$, важными факторами, определяющими нормальную работу насоса, будут геометрическая высота всасывания H_B и число двойных ходов поршня n , на которые можно воздействовать при монтаже и выборе двигателя.

Критическая высота всасывания определяется из условия равенства нулю гидравлических потерь и скоростного напора при $V = 0$ и $P_B = P_t$, тогда из уравнения Бернулли для процесса всасывания имеем

$$H_B^{KP} = \frac{P_0 - P_t}{\rho g} - h_{KЛ}^{BMAX} - H_{ИН}^{BMAX}.$$

Допускаемая высота всасывания должна быть меньше критической:

$$H_B^{\text{ДОП}} < H_B^{\text{КР}}.$$

Предельное число двойных ходов поршня определяется при тех же условиях: $V = 0$, $P_B = P_t$; если расшифровать $H_{\text{ИН}}^{\text{ВМАХ}}$:

$$H_{\text{ИН}}^{\text{ВМАХ}} = \frac{\ell_B F}{dF} a_{\text{МАХ}} = \frac{\ell_B Fr \omega^2}{dF_H} = \frac{\ell_B Fr}{dF_B} 4\pi^2 r^2,$$

$$n_{\text{ПРЕД}} = \sqrt{\frac{\frac{P_0 - P_t}{\rho g} - H_B - h_{\text{КЛ}}^{\text{ВМАХ}}}{\frac{4\pi^2 \ell_B Fr}{gF_B}}}$$

Если насос откачивает воду при нормальных условиях ($P_0 = 10^5$ Па, $t = 20$ °С), то допускаемая высота всасывания приблизительно равна 5-6 м.

Для обеспечения нормальной работы поршневого насоса необходимо иметь:

1) наименьшую геометрическую высоту всасывания и возможно короче подводящий трубопровод с малым числом местных сопротивлений;

2) при перекачке легко испаряющихся жидкостей возможность работы насоса с подпором;

3) при больших значениях инерционного напора возможность снижать число двойных ходов поршня или установить гасители инерционного напора — пневмокомпенсаторы.

6.8. Теоретический цикл работы поршневого насоса

Совместим графики напоров всасывания (рисунок 6.19) и нагнетания (рисунок 6.20) и представим их в координатах P - V , где объем рабочей камеры V пропорционален длине хода поршня

($V = FS$). В результате получаем замкнутую диаграмму, которая представляет собой зависимость давления в цилиндре в процессе всасывания и нагнетания.

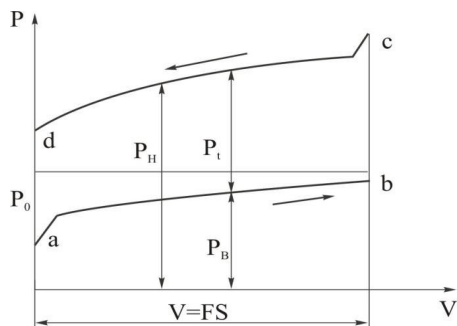


Рисунок 6.21

График изменения давления в цилиндре за одну пару ходов поршня, полученный расчетным путем, называется теоретической индикаторной диаграммой и имеет вид, показанный на рисунке 6.21.

Работа, совершаемая поршнем в процессе всасывания жидкости:

$$L_B = \int_0^S (P_0 - P_B) F dS = \int_0^V (P_0 - P_B) dV.$$

Работа, совершаемая поршнем в процессе нагнетания:

$$L_H = \int_0^S (P_H - P_B) F dS = \int_0^V (P_H - P_B) dV.$$

Следовательно, работа, совершаемая поршнем за один цикл:

$$L = L_H + L_B = \int_0^V (P_H - P_B) dV.$$

Полученный интеграл равен площади диаграммы abcd и представляет собой работу теоретического цикла насоса. Высота диаграммы $P_i = P_H = P_B$ называется индикаторным давлением. Практически важно, чтобы индикаторное давление по длине хода поршня было одинаково, так как от этого давления зависят выбор мощности двигателя и прочность деталей насоса.

6.9. Процессы всасывания и нагнетания с пневмокомпенсаторами

Изучение процессов всасывания и нагнетания в поршневом насосе показывает, что движение жидкости является неустановившимся. Неустановившееся движение жидкости сопровождается возникновением инерционных сил, для преодоления которых требуется дополнительная энергия, что обеспечивается мощностью двигателя, приводящего в действие насос.

Как было установлено в разделе 6.5, инерционный напор зависит от длины трубопровода, а именно,

на всасывании $H_{\text{ИН}}^{\text{В}} = \ell_{\text{В}} \frac{aF}{gF_{\text{В}}}$ и на нагнетании $H_{\text{ИН}}^{\text{Н}} = \ell_{\text{Н}} \frac{aF}{gF_{\text{Н}}}$.

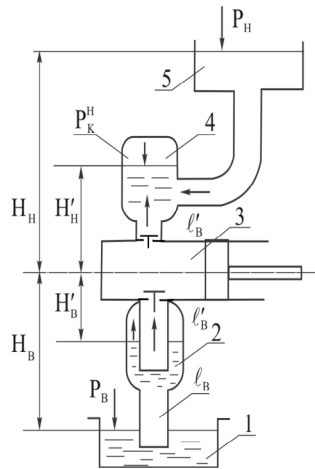


Рисунок 6.22

Таким образом, уменьшение длины трубопровода приведет к снижению величины инерционного напора. С этой целью устанавливаются пневмокомпенсаторы — воздушные колпаки на всасывании и на нагнетании в непосредственной близости от насоса

(рисунок 6.22). Насосная установка состоит из насоса 3 с воздушными колпаками 2 и 4, подводящего трубопровода (ℓ_B), соединяющего насос с приемным баком 1, и напорного трубопровода (ℓ_H), соединяющего насос с приемным баком 5. *Пневмокомпенсатор* — это емкость, частично заполненная воздухом или газом, который служит упругим амортизатором, уменьшающим неравномерность движения жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах.

В процессе всасывания жидкость поступает в рабочую камеру из пневмокомпенсатора (колпака) 2 через короткую трубку (ℓ'_B). При этом давление в колпаке 2 снижается и жидкость устремляется из приемного бака 1 в колпак 2.

В процессе нагнетания поршень нагнетает жидкость в колпак 4. Под давлением нагнетаемой жидкости воздух в колпаке 4 сжимается, и в период всасывания, когда жидкость не поступает в колпак 4, сжатый воздух вытесняет жидкость из колпака в напорный трубопровод.

При достаточном объеме пневмокомпенсаторов (воздушных колпаков), несмотря на колебания величины объема в разные моменты хода поршня (скорость поршня меняется от нуля до максимума и снова до нуля), колебания уровня жидкости в колпаках как на всасывании, так и на нагнетании будут незначительными и движение в трубопроводах от бака 1 до колпака 2 и от колпака 4 до напорного бака 5 будет близко к установившемуся.

Следовательно, пневмокомпенсаторы (при достаточно большом объеме воздуха) способствуют непрерывному движению жидкости по трубопроводам с практически постоянной скоростью.

Инерционный напор возникает только на очень коротком участке $\ell'_B \ll \ell_B$ от колпака 2 до насоса и $\ell'_H \ll \ell_H$ от насоса до

колпака 4. Инерционные напоры на этих участках весьма малы и ими можно пренебречь.

Одновременно уменьшаются и гидравлические потери в подводящем и напорном трубопроводах, так как жидкость движется в них с практически постоянной средней скоростью.

Уравнение Бернулли для насоса с колпаками можно записать следующим образом: со стороны всасывания — от свободной поверхности в баке 1 до колпака 2:

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_K^B}{\rho g} + (H_B - H'_B) + \sum h_{1-2};$$

от свободной поверхности в колпаке 2 до оси насоса:

$$\frac{P_K}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + H_B + h_{KL}^B + \sum h_{2-3} + H'_{ИНВ};$$

напор всасывания составляет

$$\frac{P_B}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} - (H_B + h_{KL}^B + \sum h_{2-3} + \sum h_{1-2} + H'_{ИНВ}).$$

Со стороны нагнетания — от оси насоса до свободной поверхности в колпаке 4:

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{P_K^H}{\rho g} + H'_H + h_{KL}^H + \sum h_{3-4} + \sum h_{4-5} + H'_{ИНН};$$

от свободной поверхности в колпаке 4 до свободной поверхности в баке 5:

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{P_K^H}{\rho g} + (H_H - H'_H) + \sum h_4,$$

то есть напор нагнетания равен

$$\frac{P_H}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} + H_H + h_{KL}^H + \sum h_{3-4} + \sum h_{4-5} + H'_{ИНН}.$$

Влияние переменных величин $\sum h_{1-2} + H'_{ИНВ}$ на всасывании и $\sum h_{3-4} + H'_{ИНН}$ на нагнетании на напоры всасывания и нагнетания ввиду их малости длин незначительно.

Индикаторная диаграмма изменения давления в цилиндре насоса с пневмокомпенсаторами имеет вид, показанный на рисунке 6.23.

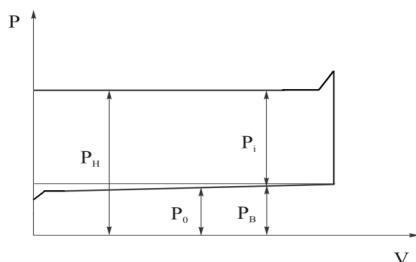


Рисунок 6.23

Индикаторное давление по длине хода поршня можно считать постоянным, так как давление в процессе всасывания и нагнетания остается практически постоянным. Только в начале всасывания отмечается понижение давления и в начале нагнетания — повышение давления, что объясняется более высоким сопротивлением клапанов при страгивании.

Наличие пневмокомпенсаторов устраняет опасность разрыва сплошности потока в напорном трубопроводе, позволяет уменьшить напор нагнетания жидкости, увеличить число двойных ходов поршня.

6.10. Расчет пневмокомпенсаторов

Наглядно представить значение пневмокомпенсатора (колпака) на нагнетании можно, если показать, как изменяется напор в трубопроводе в зависимости от подачи насоса. На рисунке 6.24 в координатах $H - Q$ показано, что при отсутствии колпака напор в трубопроводе изменяется по пунктирной линии от нуля до H_{MAX} , а при наличии колпака напор незначительно отклоняется от среднего значения H_{CP} , так как движение жидкости в трубе почти равномерное. Это выравнивание происходит за счет периодического изменения объема воздуха (газа) в колпаке, который сжимается при нагнетании жидкости поршнем и расширяется в период, когда подачи нет.

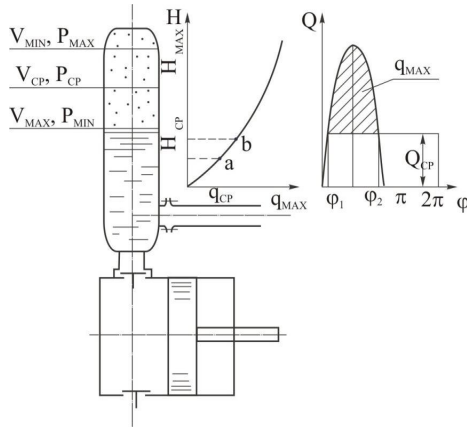


Рисунок 6.24

При этом в колпаке воздушная подушка изменяет свой объем от V_{MIN} до V_{MAX} , что соответственно вызывает колебания давлений воздуха от P_{MAX} до P_{MIN} .

Считая процесс изменения состояния воздуха в колпаке изотермическим, запишем

$$\frac{p_B}{gp} = \frac{p_0}{gp} - (H_B + h_{KL}^B + \sum h_{2-3} + \sum h_{1-2} + H_{ИНВ}).$$

Со стороны нагнетания от оси насоса до свободной поверхности в баке 4:

$$\frac{p_H}{gp} = \frac{p_K^H}{gp} + H_H + h_{KL}^H + \sum h_{3-4} + \sum h_{4-5} + H_{ИНН}.$$

От свободной поверхности в колпаке 4 до свободной поверхности в баке 5:

$$\frac{p_H}{gp} = \frac{p_K^H}{gp} + (H_H - H_H) + \sum h_4, \text{ то есть напор нагнетания равен}$$

$$\frac{p_H}{gp} = \frac{p_0}{gp} + H_H + h_{KL}^H + \sum h_{3-4} + \sum h_{4-5} + H_{ИНН}.$$

Влияние переменных величин $\sum h_{1-2} + H_{ИНВ}$ на всасывании и $\sum h_{3-4} + H_{ИНН}$ на нагнетании на напоры всасывания и нагнетания ввиду их малости длин незначительно.

Индикаторная диаграмма изменения давления в цилиндре насоса с пневмокомпенсаторами имеет вид, показанный на рисунке 6.23.

Индикаторное давление по длине хода поршня можно считать постоянным, т.к. давление в процессе всасывания и нагнетания остается практически постоянным. Только в начале всасывания отмечается понижение давления и в начале нагнетания — повышение давления, что объясняется более высоким сопротивлением клапанов при страгивании.

Наличие пневмокомпенсаторов устраняет опасность разрыва сплошности потока в напорном трубопроводе, позволяет уменьшить напор нагнетания жидкости, увеличить число двойных ходов поршня.

$$P_{MAX}V_{MIN} = P_{MIN}V_{MAX} \text{ или } \frac{P_{MAX}}{P_{MIN}} = \frac{V_{MAX}}{V_{MIN}}.$$

По правилам пропорции получим:

$$\frac{P_{MAX}-P_{MIN}}{P_{MAX}+P_{MIN}} = \frac{V_{MAX}-V_{MIN}}{V_{MAX}+V_{MIN}},$$

$$\frac{P_{MAX}+P_{MIN}}{2} = P_{CP};$$

среднее давление

$$\frac{V_{MAX}+V_{MIN}}{2} = V_{CP};$$

средний объем воздуха можно записать

$$\frac{P_{MAX}-P_{MIN}}{P_{CP}} = \frac{V_{MAX}-V_{MIN}}{V_{CP}}.$$

Поскольку обычно представляет интерес не абсолютное значение изменения давлений в колпаке, а относительная величина колебания давления, то выражение в левой части уравнения называется степенью неравномерности давления в воздушном колпаке (пневмокомпенсаторе) и обозначается δ_P :

$$\delta_P = \frac{V_{MAX} - V_{MIN}}{V_{CP}}.$$

Средний объем воздуха (газа) в колпаке можно определить, задавая степень неравномерности давления δ_p .

Так, из графика подачи насоса (рисунок 6.24) видно, что заштрихованная часть синусоиды мгновенной подачи представляет собой избыточный объем жидкости, которая должна накапливаться в колпаке за ход нагнетания, чтобы восполнить недостаток или отсутствие подачи насоса за ход всасывания, для обеспечения равномерной подачи после колпака. Этот избыточный объем жидкости соответствует объему воздуха в колпаке в пределах его колебания

$$V = V_{MAX} - V_{MIN}.$$

Обозначим ϕ_1 — угол поворота кривошипа, при котором начинается заполнение колпака избытком жидкости, подаваемой насосом, ϕ_2 — конец заполнения.

Для определения избыточного объема жидкости в колпаке составим уравнение

$$dV = qdt - Q_{CP}dt,$$

где $q = r\omega F \sin \phi$ — мгновенная подача насоса,
 $Q_{CP} = FS n$ — средняя подача.

Зная, что $\omega = \frac{d\phi}{dt}$, $\omega = 2\pi n$, $S = 2r$,

получаем $dV = (r\omega F \sin \phi - FS n)dt = rF \left(\sin \phi - \frac{1}{\pi} \right) d\phi$;

после интегрирования $V = rF \left| \cos \phi - \frac{\phi}{\pi} \right|_{\phi_1}^{\phi_2}$.

Из условия $dV = 0$ определяется угол ϕ_1 :

$$rF \left(\sin \phi_1 - \frac{1}{\pi} \right) d\phi = 0,$$

откуда $\sin \phi_1 = \frac{1}{\pi}$, т.е. $\phi_1 = 18^\circ 34'$,

и угол $\phi_2 = 180^\circ - 18^\circ 34' = 161^\circ 26'$.

Следовательно, $V = rF \left| -\cos \left(-\frac{\phi}{\pi} \right) \right|_{161^\circ 26'}^{18^\circ 34'} = 1,1rF = 0,55FS$.

Коэффициент 0,55 получен для однопоршневого насоса одностороннего действия. Обозначим этот коэффициент через k .

Тогда для насоса с любым числом рабочих камер избыточный объем равен $V = kFS$.

Средний объем воздуха в колпаке V_{CP} определяют, задаваясь коэффициентом неравномерности давления δ_p . Чем меньше коэффициент неравномерности, тем меньше колебаний уровня жидкости.

$$V_{CP} = \frac{V_{MAX} - V_{MIN}}{\delta_p} = \frac{kFS}{\delta_p}$$

Объем воздуха определяется при рабочем давлении. Если давление нагнетается высокое, то напорные колпаки необходимо заполнять сжатым воздухом (газом), тогда средний объем воздуха будет равен

$$V'_{CP} = \frac{V_{CP} P_{CP}}{P'},$$

где P_{CP} — среднее давление, при котором работает насос;

P' — давление предварительного сжатия воздуха (газа).

В таблице 6.4 приводятся сведения об объемах воздуха в колпаках для насосов с различным числом рабочих камер.

Таблица 6.4

	Число рабочих камер насоса			
	одна	две	три	четыре
Избыточный объем	$0,55FS$	$0,21FS$	$0,009FS$	$0,042FS$
Средний объем воздуха при $\delta_p=0,025$	$22FS$	$9FS$	$0,5FS$	$2FS$

Обычно воздушный колпак на одну треть объема заполнен жидкостью, поэтому его объем приблизительно принимают равным $1,5V_{CP}$.

Приведенный расчет является приближенным, так как не учитывались значение коэффициента подачи, влияние изменения

высоты уровня жидкости в колпаке на давление за поршнем, влияние переменного давления на скорость движения жидкости в трубопроводе. Последнее обстоятельство приводит к нарушению равномерного движения в трубах и может быть причиной нарастания амплитуды колебаний до опасной величины в результате явления резонанса.

Для нормальной работы насоса и напорного колпака должно выполняться условие, при котором число собственных колебаний столба жидкости в напорном трубопроводе не совпадает или не является кратным числу двойных ходов поршня в секунду.

6.11. Мощность и КПД поршневого насоса

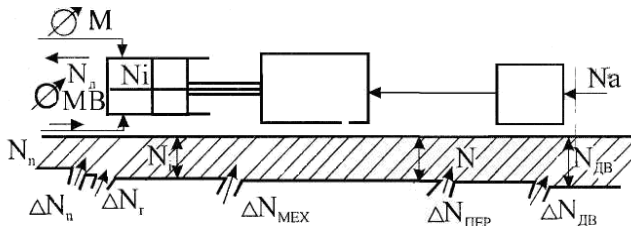


Рисунок 6.25

Мощность, потребляемая насосом $N_{дв}$, расходуется на полезную мощность $N_{п}$ и потери мощности на утечки через неплотности ΔN_u , на гидравлические сопротивления в клапанах, каналах насоса и участках трубопроводов до мест установки приборов давления $\Delta N_{г}$, на механическое трение $\Delta N_{мех}$ в уплотнениях, опорах, кривошипно-шатунном механизме, редукторе и др. (см. рисунок 6.25).

$$N = N_{п} + \Delta N_u + \Delta N_{г} + \Delta N_{мех}.$$

Полезная мощность равна

$$N_{п} = Qp = QH\gamma,$$

где Q , p , H — подача, давление, напор, измеряемые соответственно расходомером, манометром M на нагнетании и мановакуумметром MB на всасывании насоса с учетом их установки, а именно:

$$p = (M + p_0) - MB + g\rho(z_H - z_B),$$

где p_0 — давление окружающей среды; $(z_H - z_B)$ — расстояние между центрами тяжести установки приборов давления.

Если воспользоваться индикаторной диаграммой изменения давления в цилиндре, полученной расчетным или опытным путем (рисунок 6.23 или 6.27), то определив среднее индикаторное давление, можно найти работу, совершаемую поршнем:

$$L_i = \int_0^S p_i F dS = p_i F S.$$

Тогда индикаторная мощность насоса определится

$$N_i = L_i n = p_i F S n,$$

где F , S , n — площадь, длина хода и число двойных ходов поршня в секунду.

Так как идеальная подача однопоршневого насоса одностороннего действия

$$Q_T = F S n,$$

то индикаторная мощность такого насоса составит

$$N_i = p_i Q_T.$$

Для насосов, имеющих много рабочих камер, индикаторная мощность определяется для каждой камеры отдельно и суммируется.

Важным показателем работы насоса является его КПД, который характеризует насос с точки зрения его конструкции, состояния, качества изготовления деталей и условий эксплуатации. Это есть отношение полезной мощности и потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N}.$$

Если сравнить мощность полезную с индикаторной, то получим индикаторный КПД, дающий оценку эффективности работы гидравлической части насоса:

$$\eta_i = \frac{N_A}{N_i} = \frac{Qp}{Q_T P_i}.$$

Известно, что потери мощности на утечки можно оценить объемным коэффициентом (коэффициентом подачи):

$$\eta_0 = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_y} = \frac{Q}{Q_T},$$

а потери мощности на гидравлические сопротивления — гидравлическим КПД:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi} + \Delta N_{\Gamma}} = \frac{Q}{Q_i},$$

поэтому индикаторный КПД равен

$$\eta_i = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma}.$$

Сравнение индикаторной мощности с потребляемой позволяет оценить влияние механических потерь мощности, т.е. определить механический КПД

$$\eta_{MEX} = \frac{N_i}{N}.$$

Таким образом, КПД насоса — это произведение индикаторного КПД на механический:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{N_{\Pi}}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N} = \eta_i \cdot \eta_{MEX}.$$

КПД поршневых насосов обычно составляет 0,6÷0,85; нижний предел относится к малым насосам, более высокие КПД имеют насосы больших размеров.

При выборе двигателя для приводных насосов учитываются потери мощности в передаче между двигателем и насосом, в самом двигателе, а также возможные перегрузки при отклонениях режима работы насоса от расчетного (коэффициент запаса выбирается для малых насосов 1,2÷1,5, а для больших — 1,1÷1,5):

$$N_{ДВ} = (1,1 \div 1,5) \frac{N}{\eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ}} = (1,1 \div 1,5) \frac{Q_P}{\eta \cdot \eta_{ПЕР} \cdot \eta_{ДВ}} .$$

6.12. Испытание поршневого насоса

Испытание насоса производится с целью определения затрат мощности в отдельных частях насоса.

При испытании снимаются индикаторная диаграмма, показания мановакуумметра на всасывании и манометра на нагнетании, расходомера и по электроприборам фиксируется мощность, потребляемая двигателем.

Наибольший интерес представляет индикаторная диаграмма, по которой можно выявить неисправности, возникающие в гидравлической части насоса.

Для слияния диаграмм можно воспользоваться механическим индикатором давления.

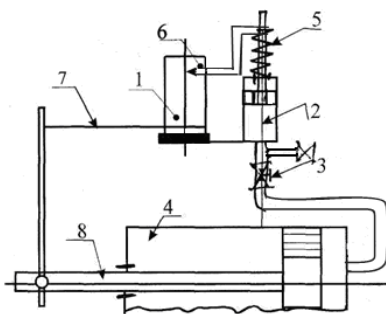


Рисунок 6.26

На рисунке 6.26 представлена принципиальная схема механического индикатора, установленного на цилиндре насоса. Индикатор состоит из барабана 1, на который надевается бумага, и гидроцилиндра 2, присоединяемого к цилиндру насоса 4 через кран 3. При открытии крана давление из полости цилиндра насоса передается в гидроцилиндр индикатора, вызывая перемещение

поршня последнего. Поршень индикатора на своем штоке имеет тарированную на определенное давление пружину 5 с рычагом, на конце которой крепится карандаш 6. Барабан тягой 7 соединен с одной из деталей насоса, движущейся возвратно-поступательно (шток 8), что приводит к возвратно-поступательному движению барабана, соответствующему ходу поршня.

На бумаге барабана прочерчиваются линии, равные или пропорциональные длине хода поршня при атмосферном давлении P_0 при открытом ранее 3' и закрытом кране 3 и линии давления за два хода поршня P_B и P_H при открытом кране 3 и закрытом кране 3'. Полученная таким путем индикаторная диаграмма имеет вид (рисунок 6.27), где P_B , P_H , P_i — давления всасывания, нагнетания и индикаторное; f_D — площадь диаграммы; l — длина диаграммы, равная или пропорциональная длине хода поршня S .

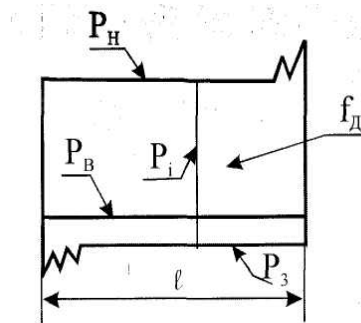


Рисунок 6.27

Чтобы определить среднеиндикаторное давление по диаграмме, надо знать постоянную пружины индикатора — масштаб диаграммы по высоте τ ($\text{мм} = 1 \text{ кгс/см}^2$).

$$P_{i_{cp}} = \frac{\int_0^S (P_H - P_B) dS}{S} = \frac{f_D}{ml}.$$

На индикаторной диаграмме, полученной при испытании насоса в начале всасывания и нагнетания, фиксируются и т.н. не-однократные колебания клапанов, что вызывается изменением их гидравлического сопротивления при подъеме с седла и последующим свободным движением; при значительных давлениях линии подъема и падения давления не строго вертикальны из-за сжимаемости жидкости и выделения из нее пузырьков газа.

По виду индикаторной диаграммы можно установить различные неисправности в работе насоса. На рисунке 6.28 показаны диаграммы при работе насоса с различными неисправностями: 1 — насос вместе с жидкостью всасывает воздух, который сжимается по линии “а” в начале процесса нагнетания; 2 — в цилиндре имеется воздушный мешок, который сжимается по линии “а” в начале процесса нагнетания и расширяется по линии “б” в начале процесса всасывания; 3 — пропускает всасывающий клапан; 4 — пропускает нагнетательный клапан; 5 — недостаточный (отсутствует) объем воздушной подушки пневмокомпенсаторов.

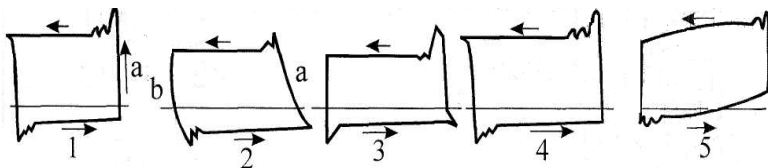


Рисунок 6.28

6.13. Рабочие характеристики поршневых насосов

Характеристикой насоса называется графическая зависимость давления (напора), мощности от подачи при постоянном и переменном числе оборотов.

Подача поршневого насоса определенных размеров при неизменном числе оборотов имеет постоянное значение. Давление, создаваемое насосом, теоретически не ограничено, его предель-

ное значение зависит от прочности деталей насоса и от мощности двигателя, который приводит в действие насос. Таким образом, характеристика $P - Q_T$ поршневого насоса представляет прямую линию, параллельную оси ординат.

Учитывая, что с увеличением давления действительная подача уменьшается за счет увеличения утечек ΔQ_y через неплотности, характеристика $P - Q$ приобретает вид, обозначенный пунктиром на рисунке 6.29.

Зависимость полезной мощности от подачи, давления и числа оборотов вытекает из выражения (z — число рабочих камер насоса)

$$N_n = Qp = p\eta_0 F S z n .$$

Обозначим:

$$A_1 = p ; \quad A_2 = \eta_0 Q_m ; \quad A_3 = p F S z \eta_0 ,$$

тогда уравнение полезной мощности примет вид

$$N_n = A_1 Q = A_2 p = A_3 n ,$$

т.е. характеристики N_n от Q , p , n представляют собой прямые (считая $\eta_0 = const$), как это показано на рисунке 6.30.

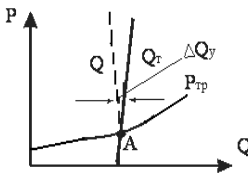


Рисунок 6.29

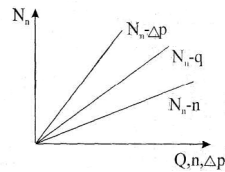


Рисунок 6.30

При работе насоса на заданный трубопровод необходимо характеристику насоса совместить с гидравлической характеристикой трубопровода, которая описывается уравнением

$$p_{TP} = g\rho(\Delta z + \sum h),$$

где Δz — разность отметок начала и конца трубопровода;
 $\sum h$ — суммарные гидравлические потери в подводящем и напорном трубопроводах, зависящие от подачи Q .

Точка пересечения характеристики насоса и трубопровода называется рабочей точкой, указывающей, с какой подачей и давлением работает поршневой насос.

6.14. Регулирование подачи поршневых насосов

Регулирование подачи поршневых насосов необходимо как на длительный период работы, так и кратковременно.

При регулировании подачи пользуются различными способами: воздействием на привод насоса, воздействием на его коммуникации либо изменением конструктивных размеров насоса.

Из формулы подачи насоса $Q = FSnz\eta_0$ следует, что изменять подачу можно изменением числа рабочих камер z , изменением диаметра D ($F = \frac{\pi D^2}{4}$) или длины хода поршня S , переходом на другое число ходов n . Также можно изменить подачу, влияя на объемный коэффициент η_0 , главным образом на его составляющую — коэффициент наполнения.

Число рабочих камер можно изменить путем снятия всасывающих клапанов с одной из камер.

Замена цилиндрических втулок в комплекте с поршнями большого диаметра на меньший применяется при увеличении давления насоса. Этот способ широко используется при бурении скважин, когда увеличение глубины бурения требует преодоления насосом гидравлических сопротивлений с сохранением установленной мощности.

Изменение длины хода поршня достигается перестановкой пальца кривошипа. Этот способ широко используется при глубинно-насосной добыче нефти на станках-качалках.

Регулирование подачи изменением числа двойных ходов поршня требует установки между двигателем и насосом различных редукторов (коробки перемены скоростей, турбопередачи) либо применения специальных многоскоростных двигателей.

Во всех случаях характеристики насосов будут иметь вид, показанный на рисунке 6.31. Если построить на рабочих характеристиках $p - Q$ насоса гидравлическую характеристику трубопровода, то на пересечениях кривых получим различные рабочие точки A_1, A_2, A_3 и т.д.

Все перечисленные выше способы обеспечивают ступенчатое регулирование.

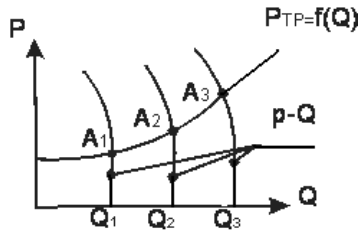


Рисунок 6.31

Способ присоединения к цилиндру насоса емкости, заполненной сжатым воздухом, позволяет осуществить непрерывное регулирование, если обеспечить изменение давления в емкости в пределах от давления всасывания до давления нагнетания. На рисунке 6.32, а представлена схема цилиндра насоса с воздушной емкостью, давление в которой равно или больше давления всасывания. Индикаторная диаграмма (рисунок 6.32, б) показывает, что если давление $P_e = P_B$, то цилиндр будет заполняться жидкостью полностью и поршень в процессе нагнетания будет вытеснять объем V .

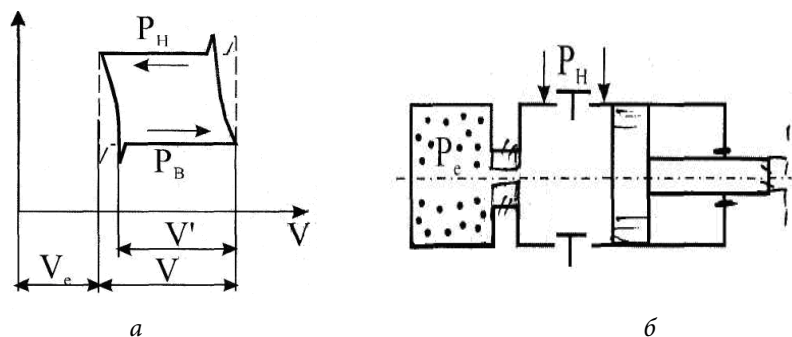


Рисунок 6.32

При давлении воздуха $P_e > P_B$ поршень проходит некоторый путь, освобождая объем $V - V'$ для снижения давления воздуха до давления всасывания. Следовательно, объем жидкости V' , поступающий в цилиндр в процессе всасывания, уменьшается, и пропорционально снижается подача насоса за счет уменьшения степени наполнения цилиндра:

$$Q' = V'n.$$

В некоторых случаях применяется экономически невыгодный способ регулирования подачи насоса путем перепуска части жидкости через байпас с напорного трубопровода в подводящий (рисунок 6.33).

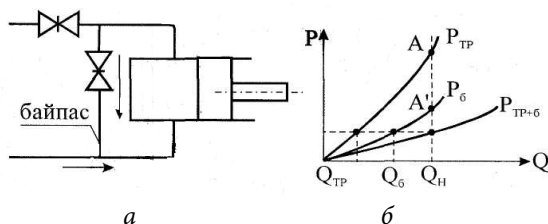


Рисунок 6.33

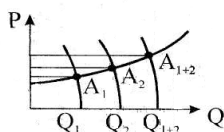


Рисунок 6.34

На графике представлены характеристики трубопровода P_{TP} , байпаса P_B и при их совместной работе P_{TP+B} . На пересечении с

характеристикой насоса получаем на характеристике трубопровода рабочую точку А, а на характеристике P_{TP+B} точку А', когда подача насоса распределяется между трубопроводом и байпасом:

$$Q_H = Q_{TP} + Q_B.$$

Таким образом, меняя степень открытия задвижки на байпас, можно регулировать подачу насоса в напорном трубопроводе.

Следует помнить, что регулирование дросселированием задвижки на напорном трубопроводе поршневого насоса недопустимо, так как эффекта не будет, но резко увеличится потребляемая мощность за счет увеличения гидравлического сопротивления трубопровода.

Изменить подачу можно включением второго насоса для параллельной работы (рисунок 6.34) — в этом случае суммарная подача двух насосов будет соответствовать напору большей величины (рабочая точка A_{1+2}), чем тот, при котором работали насосы индивидуально (рабочие точки A_1, A_2) на тот же трубопровод.

6.15. Клапаны поршневых насосов

6.15.1. Назначение, устройство клапанов и требования, предъявляемые к клапанам

Клапан — один из самых ответственных узлов поршневого насоса.

Назначение клапанов — разобщение рабочей камеры насоса от подводящего и напорного трубопроводов.

Клапаны бывают самодействующие (автоматические) и принудительного действия (управляемые).

Самодействующие клапаны открываются и закрываются под действием разности давлений жидкости на их нижнюю и верхнюю поверхности. Закрытие клапана происходит также под действием собственного веса или совместного действия веса и пружины. *Клапан принудительного действия* приводится в движение от вала насоса через передаточный механизм.

Самодействующие клапаны по устройству бывают тарельчатые, кольцевые, шаровые, шарнирные. Каждый вид клапана имеет детали: седло, запирающий орган (тарелка, кольцо, шар и т.п.), направление, пружину.

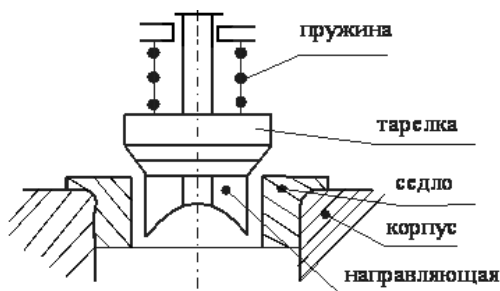


Рисунок 6.35

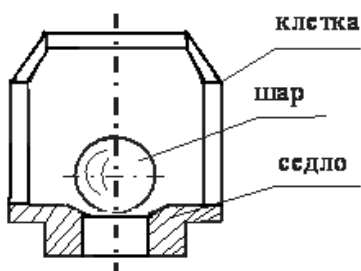


Рисунок 6.36

На рисунке 6.35 представлен тарельчатый клапан, который чаще всего находит применение в поршневых стационарных насосах. Так как масса запирающего органа тарельчатых клапанов значительная, то их применяют в тихоходных насосах. Достоинством таких клапанов является возможность уплотнения тарелки по поверхности контакта с седлом.

Кольцевые клапаны имеют меньшую массу движущихся деталей, что позволяет увеличить число ходов поршня, а значит, и подачу насоса. В этих клапанах движение жидкости разбивается на несколько потоков, что позволяет уменьшить высоту подъема кольца клапана. Основным недостатком кольцевых клапанов является трудность уплотнения поверхности соприкосновения кольца с седлом.

Шаровой клапан состоит из седла, шара и клетки (рисунок 6.36). Масса шара велика, что сильно ограничивает число ходов насоса.

Достоинством этой конструкции является простота устройства, способность самопритираться, что обеспечивает хорошую герметичность. Такие клапаны применяются в добыче нефти, в насосах для перекачки густых пастообразных продуктов, а также в малых насосах.

Шарнирные клапаны используются в качестве обратных клапанов, хлопушек и т.п., т.е. в менее ответственных случаях.

Основные требования, предъявляемые к клапанам, следующие: герметичное перекрытие проходного отверстия седла; создание минимальных гидравлических сопротивлений; быстрое открытие и закрытие (подъем и посадка) клапана; работа без стука; износоустойчивость.

Во всех случаях герметичность обеспечивается чистотой поверхностей соприкосновения запирающего органа и седла, массой запирающего органа, однако у тарельчатых клапанов увеличение массы тарелки ведет к увеличению его инерции, гидравлического сопротивления, поэтому массу тарелки уменьшают, компенсируя упругостью пружины.

У буровых насосов тарелка клапана имеет резиновое кольцо, хорошо уплотняющее клапаны при посадке, достаточно надежно работающие в условиях движения буровых растворов через клапан, а также обеспечивающие посадку клапана без стука.

Работа клапана без стука имеет место при правильном выборе высоты подъема запирающего органа в соответствии с числом оборотов насоса.

Снижение массы клапана, рациональный размер дают возможность ограничить гидравлическое сопротивление клапана.

6.15.2. Основы теории работы клапанов

Экспериментальные исследования работы клапанов поршневого насоса показывают, что зависимости скорости поршня V , давления в цилиндре p и высоты подъема клапанов h от угла поворота кривошипа ϕ имеют вид, изображенный на рисунке 6.37.

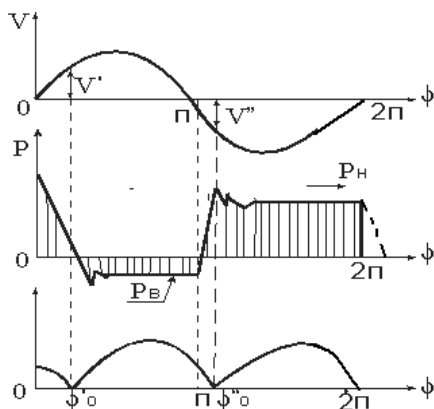


Рисунок 6.37

Из графика видно, что клапаны запаздывают с открытием и закрытием по сравнению со скоростью движения поршня V на угол ϕ_0' для всасывающего клапана и на угол ϕ_0'' для нагнетательного. Следует также отметить, что при резком изменении давления в цилиндре от P_H к P_B и наоборот клапан испытывает значительные перегрузки, так как в это время поршень уже движется

со скоростью V и V'' , а высота подъема клапана падает до нуля. Это может вызвать посадку клапана на седло с ударом.

Для определения закона изменения высоты подъема клапана принимается упрощенная схема равновесия клапана в открытом состоянии (гидравлическими и механическими сопротивлениями пренебрегаем).

В этом случае на клапан действуют сила натяжения пружины R , вес тарелки G и гидростатическая сила давления.

$$P = (p_1 - p_2)f_{\text{кл}},$$

где p_1, p_2 — давления жидкости;

$f_{\text{кл}} = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь тарелки клапана диаметром d (как показано на рисунке 6.38).

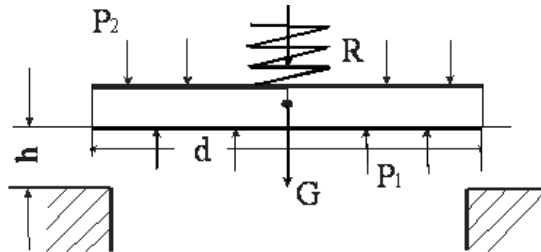


Рисунок 6.38

Из условия равновесия следует:

$$P = R + G \quad \text{или} \quad (p_1 - p_2)f_{\text{кл}} = R + G.$$

Таким образом, через кольцевое щелевое отверстие клапана движение жидкости происходит под напором:

$$H_{\text{щел}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{R + G}{f_{\text{кл}} \rho g}.$$

Воспользовавшись формулой истечения жидкости через отверстие при постоянном напоре, определим расход жидкости в щели клапана:

$$q_{\text{ЩЕЛ}} = \mu \cdot f_{\text{ЩЕЛ}} \sqrt{2gH_{\text{ЩЕЛ}}} ,$$

где μ — коэффициент расхода клапана, зависящий от его гидравлического сопротивления и от высоты подъема (например, для тарельчатого клапана с плоским дном при изменении высоты h от 1 мм до 12 мм коэффициент расхода μ убывает с 0,87 до 0,445 [8]); площадь щели клапана $f_{\text{ЩЕЛ}} = \pi dh$, высота подъема которого h .

$$\sqrt{2gH_{\text{ЩЕЛ}}} = V_{\text{ЩЕЛ}} ,$$

где $V_{\text{ЩЕЛ}}$ — теоретическая скорость истечения через клапан.

Из условия неразрывности потока расход через клапан равен мгновенной подаче насоса (расходу через седло клапана q_c):

$$q_{\text{ЩЕЛ}} = q \quad \text{или} \quad \mu \pi dh V_{\text{ЩЕЛ}} = r \cdot \omega \cdot F \sin \varphi$$

Следовательно, высота подъема клапана равна

$$h = \frac{r \cdot \omega \cdot F}{\mu \pi d V_{\text{ЩЕЛ}}} \sin \varphi ,$$

а скорость подъема клапана соответственно

$$V_{\text{КЛ}} = \frac{dh}{dt} = \frac{\omega^2 r F}{\mu \pi d V_{\text{ЩЕЛ}}} \cos \varphi .$$

Графическая зависимость высоты подъема и скорости клапана от угла поворота кривошипа показана на рисунке 6.39.

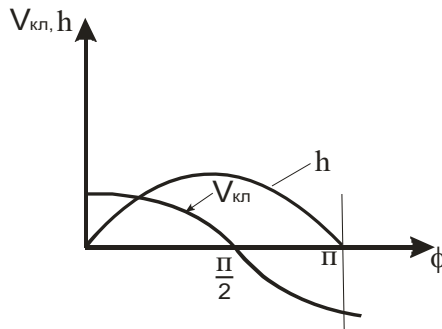


Рисунок 6.39

Если скорость клапана в начале хода имеет конечное значение ($\cos 0 = 1$), то для его подъема надо придать значительно теоретически бесконечно большое ускорение, т.е. приложить бесконечно большую силу. Исследование работы клапанов показывает, что давление открытия клапанов имеет конечное значение, немного превышающее давление соответствующего процесса.

Полученный закон движения клапанов не точен, так как работа клапана представлена из условия, что он открыт и находится в равновесии.

В действительности клапан находится в движении, при этом под тарелкой клапана в период подъема будет задерживаться жидкость, и через седло будет проходить больше жидкости, т.е. $q_c > \mu f_{ЩЕЛ} V_{ЩЕЛ}$, а при опускании клапана $q_c < \mu f_{ЩЕЛ} V_{ЩЕЛ}$.

Уравнение расхода движущегося клапана записывается с внесением поправки Вестфаля:

$$q = q_{ЩЕЛ} \pm f_{КЛ} V_{КЛ} \text{ или } r \cdot \omega F \sin \varphi = \mu \pi d h V_{ЩЕЛ} + \frac{f_{КЛ} \omega^2 r F}{\mu \pi d V_{ЩЕЛ}} \cos \varphi.$$

$V_{КЛ}$ — принята с некоторым допущением по вышеприведенной формуле. Теперь высота подъема клапана равна

$$h = \frac{r \cdot \omega F}{\mu \pi d V_{ЩЕЛ}} \sin \varphi - \frac{f_{КЛ} \omega^2 r F}{(\mu \pi d V_{ЩЕЛ})^2} \cos \varphi.$$

Графическое сложение синусоиды 1 и косинусоиды 2 на рисунке 6.40 позволяет определить угол запаздывания клапана φ_0 и высоту запаздывания посадки клапана h_0 .

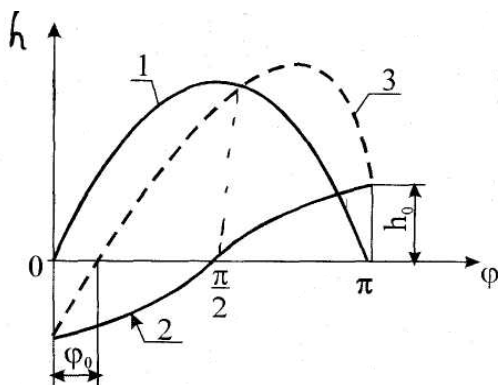


Рисунок 6.40

Графическая зависимость лучше совпадает с опытными данными исследования работы клапанов.

Такая работа клапана ведет к утечке жидкости и посадке клапана с ударом, так как при угле $\varphi = 180^\circ$ поршень имеет скорость $V = 0$, затем при движении поршня в противоположную сторону при открытом клапане резко меняется давление в цилиндре, что и приводит к посадке клапана с ударом.

Надо иметь в виду, что цилиндр насоса имеет два клапана: всасывающий и нагнетательный, следовательно, запаздывание закрытия одного из клапанов вызовет утечки жидкости через другой.

6.15.3. Безударная работа клапанов

Одним из требований, предъявляемых к клапанам, является условие спокойной безударной работы. В результате исследования работы клапанов профессор И.И. Куколевский (МВТУ) и другие исследователи установили «границу стука», т.е. скорость посадки клапана, при которой он начинает садиться с ударом — стучать. Установлено, что эта скорость составляет $V_{\text{кл}} = 50 \div 60$ мм/с при работе клапанов без уплотнений.

Максимальная скорость движения клапана и максимальная высота подъем клапана:

$$V_{max} = \frac{\omega^2 r F}{\mu \pi d V_{цел}}, \quad h_{max} = \frac{\cos \varphi}{\mu \pi d V_{цел}}.$$

Сравнивая V_{max} и h_{max} , получим $V_{max} = \omega \cdot h_{max}$ или

$$V_{KL} = 50 \div 60 = \frac{\pi n}{30} h_{max} \cdot n = [\text{об/мин}]; \quad h_{max} = [\text{мм}].$$

Таким образом, «граница стука» определяется по формуле

$$n h_{max} = 500 \div 600.$$

Отсюда следует, что при определении предельного числа двойных ходов необходимо учитывать и условие «границы стука» клапанов.

7. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

7.1. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы относятся к роторно-вращательным гидромашинам. Они выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, причем наиболее распространены насосы первого типа, так как они проще в изготовлении. На рисунке 7.1 представлен шестеренный насос. В корпусе 1 плотно устанавливаются две шестерни, ведущая шестерня 2 на валу, присоединяемом к валу электродвигателя, и ведомая шестерня 3. Жидкость, попадая во впадины зубьев, переносится в камерах, которые образуются между шестерней и корпусом, из входного патрубка А в напорный Б. Зубья в зацеплении создают уплотнение типа лабиринта, обеспечивающее защиту от перетекания жидкости из патрубка Б в патрубок А.

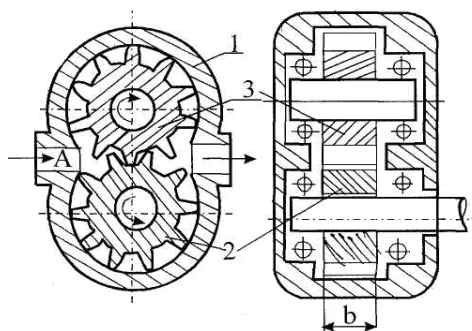


Рисунок 7.1

Идеальная подача шестеренных насосов определяется по упрощенной формуле

$$Q_T = 2\pi D_H m b n ,$$

где $2\pi D_H t b = V$ и представляет сумму объемов впадин (камер) обеих шестерен за вычетом объемов радиальных зазоров в зацеплении (D_H — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, t и b — высота зацеплений и ширина шестерни); n — частота вращения вала насоса.

Шестеренные насосы выполняются с числом зубьев $8 \div 16$, уменьшение числа зубьев увеличивает неравномерность подачи, а увеличение числа зубьев осложняет транспортировку жидкости, так как впадины зубьев становятся мелкими.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением шестерен просты по устройству и надежны в эксплуатации, имеют малые габариты и вес, компактны. Хорошо работают на вязких жидкостях.

Давление, развиваемое насосами, обычно составляет $(3 \div 100) \cdot 10^5$ Па ($3 \div 100$ кгс/см²), подача находится в пределах от 6 до 5000 л/мин при числах оборотов $1500 \div 3000$ в минуту, КПД шестеренных насосов составляет $0,6 \div 0,9$.

Для повышения давления жидкости применяют многоступенчатые шестеренные насосы путем последовательного соединения нескольких пар шестерен в одном корпусе. Для увеличения подачи применяют многшестеренные насосы, у которых вокруг ведущей шестерни располагается $3 \div 7$ ведомых.

7.2. Винтовые насосы

Винтовые насосы выполняют с одним, двумя и тремя винтами.

Винтовые насосы, в отличие от шестеренных, способны перекачивать жидкости различной вязкости, они надежны в работе, компактны, неравномерность подачи практически отсутствует.

На рисунке 7.2 представлен одновинтовой насос, у которого в корпусе 1 имеется резиновая двухзаходная обойма 2, стальной однозаходный винт 3, который с помощью карданного вала 4 соединен с приводным валом. Так как обоймы вдвое больше шага винта, то при вращении винта между ним и обоймой образуются

полости, в которых замыкается всасываемая жидкость и переносится в область нагнетания. За один оборот вала величина осевого перемещения жидкости в насосе будет равна шагу обоймы.

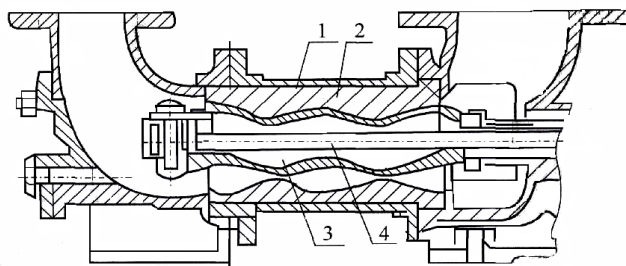


Рисунок 7.2

Поперечное сечение обоймы представляет собой две полуокружности радиуса R (рисунок 7.3), центры которых отстоят на расстоянии $4e$ (R и e — радиус и эксцентриситет винта относительно оси).

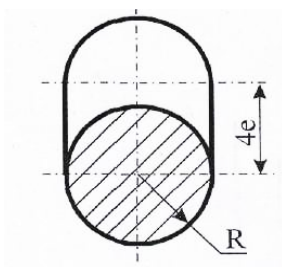


Рисунок 7.3

Таким образом, площадь поперечного сечения потока равна разности между поперечными сечениями обоймы и винта:

$$F = 4e \cdot 2R = 4eD$$

Объем жидкости в полостях между винтом и обоймой равен

$$V = FT = 4eD2t = 8eDt,$$

где t — шаг винта.

Следовательно, идеальная подача одновинтового насоса равна

$$Q_T = Vn = 8eDtn.$$

В многвинтовых насосах один винт ведущий, а остальные — ведомые. Жидкость движется в полостях между винтами и корпусом, в котором вписываются винты (поперечные сечения винтов трехвинтового насоса показаны на рисунке 7.4).

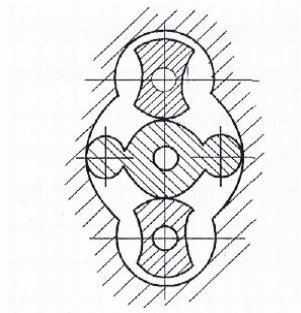


Рисунок 7.4

Идеальная подача такого насоса может быть определена, если известны площадь поперечного сечения корпуса F , суммарная площадь поперечного сечения всех винтов f , шаг ведущего винта t и число оборотов n :

$$Q_T = (F - f)tn$$

Одновинтовые насосы способны перекачивать жидкости с механическими примесями, они используются как погружные для откачки нефти и других жидкостей. Эти насосы развивают небольшое давление $3 \div 20 \text{ кгс/см}^2$ ($(3 \div 20) \cdot 10^5 \text{ Па}$), их подача — от 80 до 400 л/мин при числе оборотов 1500 в минуту, КПД всего $0,4 \div 0,65$.

Трехвинтовые насосы находят применение для перекачки высоковязких нефтепродуктов. Они пригодны для работы при давлениях до 200 кгс/см^2 ($200 \cdot 10^5 \text{ Па}$) в широком диапазоне подач от 3 до 9000 л/мин, допускают высокие числа оборотов в минуту (до 18 000), КПД $0,7 \div 0,8$.

Двухвинтовые насосы выпускаются на относительно небольшие подачи ($20 \div 40 \text{ л/мин}$) при давлении до 100 кгс/см^2 .

Основным недостатком винтовых насосов является значительная технологическая трудность изготовления винтов.

7.3. Пластинчатые насосы

Пластинчатые насосы относятся к роторно-поступательным объемным гидромашинам. В практике их часто называют лопастными или шиберными.

На рисунке 7.5 представлена схема двухпластинчатого насоса. В корпусе 1 эксцентрично расположен ротор 2, вращающийся по стрелке, указанной на рисунке. Ротор имеет два паза, в которых установлены пластины 3. Эти пластины выдвигаются специальными пружинами 4. При повороте ротора по стрелке объем камеры между ротором и корпусом, соединенный с входным патрубком 5, увеличивается (процесс всасывания), а объем камеры, соединенный с напорным патрубком 6, уменьшается (процесс нагнетания).

Пластинчатые насосы имеют обычно $6 \div 12$ пластин, радиально или наклонно расположенных в пазах ротора.

Идеальная подача таких насосов определяется (пренебрегая толщиной пластин):

$$Q_T = Vn = 2\pi Debn,$$

где D — диаметр корпуса; e — эксцентриситет (расстояние между центрами ротора и корпуса); b — ширина ротора.

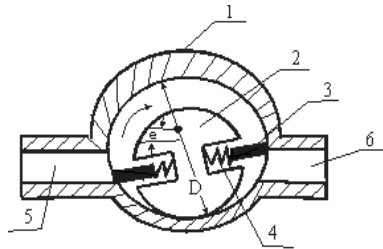


Рисунок 7.5

Изменяя эксцентриситет, можно регулировать подачу насоса. На рисунке 7.6 показаны положения ротора многопластинчатого насоса при разных эксцентриситетах.

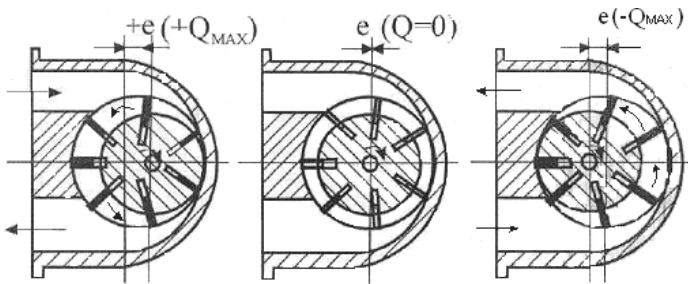


Рисунок 7.6

Таким образом, пластинчатые насосы бывают регулируемые и нерегулируемые. Развиваемое ими давление не превышает 100 кгс/см², подача до 265 л/мин при числах оборотов ротора 500÷1200 в минуту.

Для повышения давления применяются нерегулируемые пластинчатые насосы многократного (двух-, трех- и четырехкратного) действия.

На рисунке 7.7 представлен насос двукратного действия. Его корпус имеет эллиптическую форму, а вместо пружин под пластины через кольцевой зазор поступает жидкость из полости нагнетания.

Давление насосов многократного действия достигает 175 кгс/см^2 , а подача 378 л/мин при более высоких числах оборотов до $1800 \div 3000$ в минуту.

КПД пластинчатых насосов обычно составляет $0,4 \div 0,82$. Пластинчатые насосы отличаются простотой и надежностью конструкции, компактностью и малым весом. Они находят широкое применение в механизмах подачи металлорежущих станков, в дорожно-транспортных машинах и т.п.

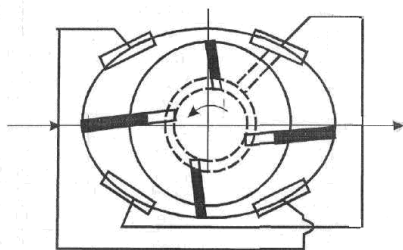


Рисунок 7.7

7.4. Радиально- и аксиально-поршневые насосы

В гидросистемах высоких давлений (до 700 кгс/см^2) находят широкое применение *роторные поршневые насосы*.

Различают радиально-поршневые насосы с радиальным относительно оси вращения ротора расположением цилиндров и аксиально-поршневые насосы с аксиальным относительно оси вращения цилиндрического блока расположением цилиндров. В

первых насосах движение поршней происходит в одной плоскости, во вторых — в пространстве. Радиальные насосы более громоздки и тихходны по сравнению с аксиальными.

На рисунке 7.8 показана схема радиально-поршневого насоса, который имеет неподвижный корпус 1 с эксцентрично расположенным внутри него ротором 2 с блоками цилиндров 3. Оси цилиндров пересекаются в центре вращения ротора, где имеется неподвижная планка 4, перекрывающая всасывающее и нагнетательное окна, которые сообщаются с рабочими насосами .

По существу, радиально-поршневой насос является многоцилиндровым поршневым насосом одностороннего действия, поршень (плунжер) каждого из цилиндров совершает одну пару ходов за один полный оборот ротора.

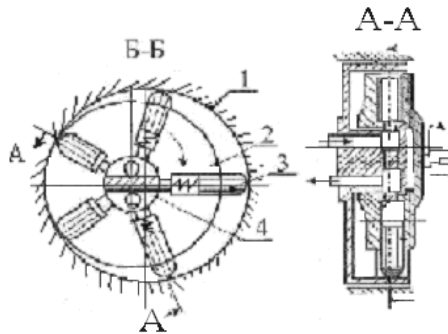


Рисунок 7.8

Для создания более равномерной подачи насосы имеют 5÷13 цилиндров.

Идеальная подача одного цилиндра радиально-поршневого насоса равна

$$Q_1 = V_1 n = \frac{\pi d^2}{4} S n,$$

где $\frac{\pi d^2}{4} = f$ — площадь поршня; S — длина хода поршня, равная $2e$ (e — эксцентриситет).

Радиально-поршневой насос имеет z цилиндров, поэтому его подача составит

$Q_T = 2efnz$. Регулирование подачи насоса осуществляется изменением эксцентриситета. Для увеличения подачи насосы выполняются многорядными (до шести рядов), при этом число цилиндров насоса может достигать 54 и более.

Наша промышленность выпускает такие насосы с подачей 50, 100, 200 и 400 л/мин на давление до 200 кгс/см² ($n = 500 \div 1000$ об/мин).

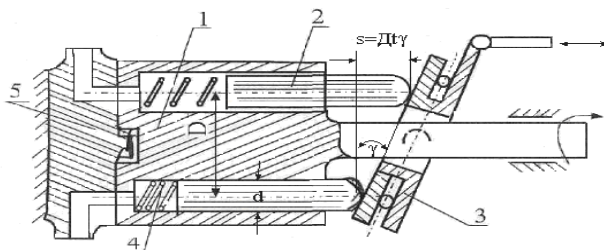


Рисунок 7.9

Аксиально-поршневой насос представлен на рисунке 7.9. Насос состоит из блока цилиндров 1 с поршнями (плунжерами) 2, головки которых упираются в наклонную шайбу 3. Угол наклона шайбы относительно оси цилиндров определяет величину хода поршней. Поршни выполняются в виде плунжеров, внутри которых размещена пружина 4. Блок цилиндров вращается относительно своей оси, что позволяет распределять жидкость через окна в опорно-распределительном дис-

ке 5. Число цилиндров в блоке составляет $7 \div 9$, максимальный угол наклона 20° .

Идеальная подача аксиально-поршневого насоса равна

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z D t g \gamma,$$

где d и z — диаметр и число цилиндров; D — диаметр окружности, по которой расположены оси цилиндров; γ — угол между осями блоков цилиндров с наклонной шайбой.

Аксиальные насосы с подачей до 400 л/мин выпускают на давления до 550 кгс/см^2 и насосы с малыми подачами — на давления 700 кгс/см^2 , причем число оборотов этих насосов составляет $1000 \div 2000$ в минуту, КПД достигает 0,95.

Аксиально-поршневые насосы имеют многочисленные конструктивные разновидности: с бесшатунным приводом и точечным контактом сферических торцов поршней с наклонной шайбой; с бесшатунным приводом бескарданного типа; с шатунным приводом и силовым карданом; с шатунным приводом и несиловым карданом. Общим для всех конструкций является преобладающее применение торцового распределения жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моргунов, К. П. Насосы и насосные станции : учебное пособие для вузов / К. П. Моргунов. — 4-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2021. — 308 с. — ISBN 978-5-8114-6826-3. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/152484> (дата обращения: 01.04.2022). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

2. Кузнецов, Ю. В. Насосы, вентиляторы, компрессоры / Ю. В. Кузнецов, А. Г. Никифоров. — 2-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2022. — 304 с. — ISBN 978-5-8114-9832-1. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/199508> (дата обращения: 01.04.2022). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

3. Перевошиков, С. И. Конструкция центробежных насосов (общие сведения) : учебное пособие / С. И. Перевошиков. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2013. — 228 с. — ISBN 978-5-9961-0761-2. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/55442> (дата обращения: 01.04.2022). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

4. Двинин, А. А. Типовые центробежные насосы в нефтяной промышленности : учебное пособие : учебное пособие / А. А. Двинин, А. А. Безус. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2010. — 232 с. — ISBN 978-5-9961-0237-2. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/28295> (дата обращения: 01.04.2022). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

5. Агеев, Ш. Р. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение : энциклопедия / Ш. Р. Агеев, Е. Е. Григорян, Г. П. Макиенко. — Пермь : ПНИПУ, 2007. — 645 с. — ISBN 5-88345-100-4. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/160270> (дата обращения: 01.04.2022). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

6. Ухин, Б. В. Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод : учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению 270100 "Строительство" / Б. В. Ухин ; Б. В. Ухин. — Москва : Форум, 2011. — 319 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-8199-0436-7.

7. Моргунов, К. П. Гидравлические машины : учебное пособие / К. П. Моргунов ; К. П. Моргунов ; Федеральное агентство морского и речного трансп., Федеральное гос. образовательное учреждение высш. проф. образования "Санкт-Петербургский гос. ун-т водных коммуникаций". — Санкт-Петербург : СПГУВК, 2008. — ISBN 978-5-88789-206-1.

8. Нурутдинов, Р. Г. Гидравлические машины : Учебное пособие для студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавров "Нефтегазовое дело" и "Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов" / Р. Г. Нурутдинов, А. Н. Нурутдинова. — Уфа : Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2015. — 164 с. — ISBN 978-5-93105-259-5.

9. Арсланов, И. Г. Насосы : Учебное пособие для студентов, обучающихся по специальностям «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» и «Разведка и разработка нефтегазовых месторождений» / И. Г. Арсланов, Х. Н. Ягафарова, Э. З. Мухамадеев. — Киров : Межрегиональный центр инновационных технологий в образовании, 2022. — 104 с. — ISBN 978-5-907623-07-1. — DOI 10.52376/978-5-907623-07-1.

Учебное издание

Арсланов Исмагил Ганеевич
Мухамадеев Эдуард Захитович
Ягафарова Хафиза Нургалеевна

НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

Учебное пособие

*Компьютерная верстка: Р. И. Газизов
Дизайн обложки: А. В. Сорокин*

Подписано в печать: 10.10.2022 г.
Формат 60×84¹/₁₆. Усл. печ. л. 7.56.
Тираж 500 экз., Заказ № 22/040.

Издательский дом «Сциентиа»
г. Санкт-Петербург, пер. Дегтярный, д. 22, литер А
Тел. +7 (812) 649-93-76
www.scientia-pub.org
email: info@scientia-pub.org

Отпечатано в типографии «Реноме»
г. Санкт-Петербург, наб. Обводного канала, д. 40