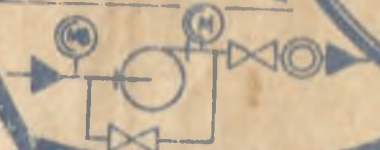


Ю. Ф. ГОРБАЧЕВ  
В. Н. КАРАСЕР  
М. М. КРАСТЕЛЕР

# НАСОСЫ

Часть II



62I.6

Г 672

УДК 62I.65/65

Горбачев Ю.Ф., Карасев В.Н., Крастелев М.М.

Г 672 Насосы: Учеб. пособие. Часть 2. ВМФ, 1986.

Излагается краткая теория поршневых, роторных и струйных насосов, особенности работы, основы эксплуатации.

Рецензенты: В.М. Дмитриев

В.И. Дулькин

А.Л. Катвалюк

Редактор

М.М. Крастелев

# Г л а в а I

## ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

### I. I. Общие сведения. Устройство и принцип действия поршневого насоса

#### I. I. I. О б щ и е с в е д е н и я

Поршневыми насосами называются объемные возвратно-поступательные насосы, у которых рабочие органы выполнены в виде поршней.

На кораблях Военно-Морского Флота и, в частности, на подводных лодках нашли широкое распространение поршневые насосы различного назначения и самых разнообразных конструкций (осушительные, подпиточные, дозировочные и др.).

#### I. I. 2. У с т р о й с т в о и п р и н ц и п д е й с т в и я

Конструктивное оформление поршневых насосов и геометрические формы его элементов зависят от целого ряда факторов - назначения насоса, рода перекачиваемой жидкости и ее оплотнения, места расположения насоса и условий всасывания и т.д. При этом для поршневых насосов любого конструктивного решения целый ряд основных элементов является общим.

Простейший поршневой насос, принципиальная схема которого представлена на рис. I. I., состоит из приводного двигателя (электродвигателя) I, передаточного механизма II, гидравлического блока III.

Передаточный механизм включает в себя эластичную муф-

ту 2, посредством которой крутящий момент от приводящего двигателя передается на червячную пару 3, состоящую из чер-

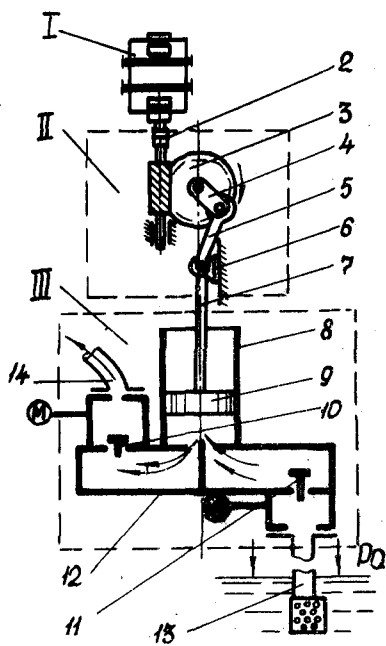


Рис. 1.1. Схема поршневого насоса

ному положению происходит всасывание жидкости из подводящего трубопровода 13 через всасывающий клапан II в цилиндр гидравлического блока. Жидкость в цилиндр поступает под действием атмосферного давления  $P_a$ , действующего на ее поверхность.

При движении поршня 9 в цилиндре гидравлического блока от верхнего конечного положения к нижнему конечному положению происходит нагнетание жидкости из цилиндра в отводящий трубопровод 14 через нагнетательный клапан 10.

Всасывающий клапан II и нагнетательный клапан IO являются подпружиненными самодействующими клапанами, принцип действия которых основан на перепаде давления и после клапана.

Таким образом:

- при вращении коленчатого вала передаточного механизма процессы всасывания и нагнетания жидкости периодически повторяются и осуществляется периодическая подача жидкости в отводящий трубопровод;
- процессы всасывания и нагнетания разделены по времени;
- передача энергии от приводящего двигателя к жидкости осуществляется непосредственно в гидравлическом блоке;
- установка передаточного механизма обусловлена возникновением больших инерционных сил при движении поршня, что ограничивает частоту вращения коленчатого вала приводного механизма до 200-250 об/мин.

### 1.1.3. Д а в л е н и е. Н а п о р. П о д а ч а

Давление насоса определяется зависимостью вида

$$P = P_K - P_H + \rho \frac{v_K^2 - v_H^2}{2} + \rho g (z_K - z_H) \text{ Па}, \quad (1.1.1)$$

где  $P_K, P_H$  - давление на выходе и на входе в насос, Па;

$\rho$  - плотность жидкой среды, кг/м<sup>3</sup>;

$v_K, v_H$  - скорость жидкой среды на выходе и входе в насос, м/с;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$z_K, z_H$  - высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос, м.

Для большинства поршневых насосов  $v_K \approx v_H$  и  $z_K \approx z_H$ .

Следовательно, для дальнейших рассуждений с достаточной

степенью точности давление поршневого насоса может быть определено как

$$P = P_K - P_H \text{ Па.} \quad (\text{I.I.2})$$

Напор, создаваемый насосом, определяется выражением

$$H = \frac{P}{\rho g} \text{ м.} \quad (\text{I.I.3})$$

Идеальная подача поршневого насоса определяется весьма просто. Если обозначить  $D$  - диаметр цилиндра,  $S$  - ход поршня,  $n$  - частоту вращения коленчатого вала, то, очевидно,

$$Q_u = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n}{60} \text{ м}^3/\text{с.} \quad (\text{I.I.4})$$

Идеальная подача поршневого насоса является суммой подачи насоса в отводящий трубопровод и объемных потерь  $Q_u = Q + \Delta Q$

$$\text{или } Q = \eta_{об} \cdot Q_u \text{ м}^3/\text{с}, \quad (\text{I.I.5})$$

где  $\eta_{об}$  - объемный КПД поршневого насоса, учитывающий все утечки жидкости из цилиндра ( $\eta_{об} = 0,82 - 0,99$ ).

Полезная мощность поршневого насоса - мощность, сообщаемая подаваемой жидкости, определяется зависимостью

$$N_n = Q \cdot P \text{ Вт.} \quad (\text{I.I.6})$$

#### I.I.4. Классификация и применение

Согласно ГОСТу 17398-72 поршневые насосы различают:

а) по общим конструктивным признакам:

- горизонтальные;
- вертикальные;

б) по количеству поршней (плунжеров):

- однопоршневой (одноплунжерный) насос;
- двухпоршневой (двухплунжерный) насос;
- многопоршневой (многоплунжерный) насос;

в) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход:

- насос одностороннего действия;
  - насос двустороннего действия;
  - дифференциальный насос;
- г) по конструктивному объединению насоса с приводом:
- электронасос;
  - турбонасос;
  - мотонасос.

Столь обширная классификация поршневых насосов говорит о больших возможностях нашего насосостроения и широком ассортименте их для нужд народного хозяйства и ВМФ.

Большое распространение на кораблях ВМФ получили:

- поршневые насосы, входящие в состав осушительных систем (2П-I и ЭПН 20/45);
- подпиточные плунжерные насосы - для подачи воды и ведения водного режима котловой воды (Т4-А, ЭНТ-I/250);
- дозировочные насосные агрегаты:
  - насос-форсунки ДВС;
  - масляные лубрикаторы поршневых дизель-компрессоров и пр.

#### 1.1.5. Д о с т о и н с т в а и н е д о с т а т к и

Широкое распространение поршневых насосов на кораблях ВМФ обусловлено рядом преимуществ по сравнению с центробежными насосами:

- давление нагнетания не зависит от величины противодавления и подачи насоса;
- обладает способностью к сухому всасыванию;
- обладает способностью создавать большие напоры.

Однако при столь положительных качествах поршневых насосов

следует отметить ряд недостатков, обусловленных их конструктивными особенностями:

- неравномерность подачи;
- тихоходность;
- сложность конструкции;
- большое количество движущихся деталей;
- сложность в обслуживании и эксплуатации;
- малый ресурс работы.

## 1.2. Неравномерность подачи поршневого насоса.

### Кратность действия

Жидкость поступает в цилиндр поршневого насоса и вытесняется из него, следуя за движущимся в нем поршнем. Если жидкость несжимаема и не имеет разрывов, то она строго следует за движением поршня. Наличие кривошипно-шатунного механизма обуславливает неравномерность движения поршня, а равно и движение жидкости. Неравномерность подачи поршневого насоса является следствием конструктивной особенности и неравномерности движения поршня.

### 1.2.1. Неравномерность подачи одноцилиндрового насоса простого действия

О равномерности подачи поршневого насоса удобнее всего судить по характеру течения жидкости в отводящем трубопроводе. Рассмотрим этот вопрос применительно к поршневому насосу простого действия.

Уравнение сплошности для потока жидкости в отводящем



трубопроводе во время нагнетательного хода поршня (рис. I.2) можно записать как

$$v \cdot f = c \cdot F_n, \quad (I.2.1)$$

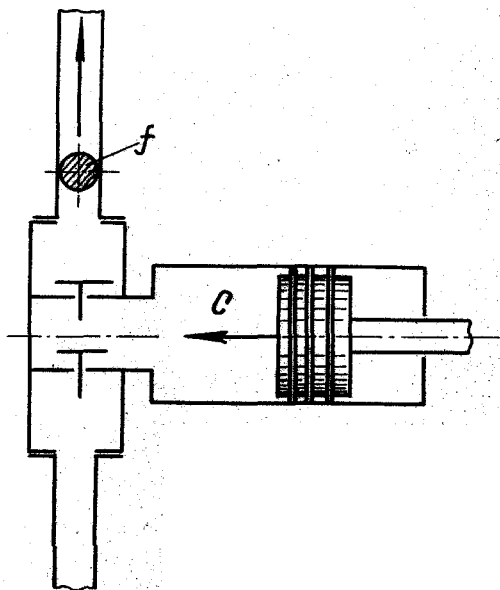


Рис. I.2. Схема отводящего трубопровода

где  $v$  — мгновенное значение скорости жидкости в отводящем трубопроводе, м/с;

$f$  — площадь сечения отводящего трубопровода,  $\text{м}^2$ ;

$c$  — мгновенное значение скорости движения поршня в цилиндре, м/с;

$F_n$  — площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Из уравнения сплошности определим мгновенное значение скорости жидкости в отводящем трубопроводе

$$v = \frac{F}{f} \cdot c \text{ м/с.} \quad (I.2.2)$$

Рассматривая процесс нагнетания в цилиндре поршневого

насоса (рис. I.3) и полагая, что шатун является бесконечно длинным, можно с достаточной степенью точности определить

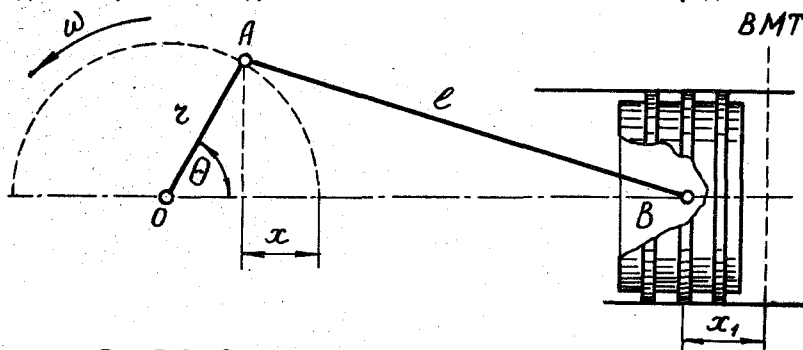


Рис. I.3. Схема кривошипно-шатунного механизма

перемещение поршня  $x$  при равномерном вращении коленчатого вала

$$x = r - r \cdot \cos \theta,$$

где  $\theta = \omega t$  — угол поворота коленчатого вала за некоторое время  $t$ , с.

Тогда скорость движения поршня в любой точке будет

равна

$$c = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt}(r - r \cos \theta) = r \sin \theta \frac{d\theta}{dt} = r \omega \sin \theta. \quad (I.2.3)$$

Подставив полученное выражение в уравнение сплошности, определим скорость потока жидкости в отводящем трубопроводе в виде функции угла поворота коленчатого вала

$$v = \frac{F}{f} \cdot r \omega \sin \theta. \quad (I.2.4)$$

График зависимости  $v = v(\theta)$  называется графиком подачи насоса.

График, изображенный на рис. I.4, показывает, сколь неравномерна подача однопоршневого одностороннего действия поршневого насоса.

Количественно равномерность подачи поршневого насоса оценивается величиной, называемой степенью неравномерности

подачи

$$\delta = \frac{v_{max}}{v_{cp}},$$

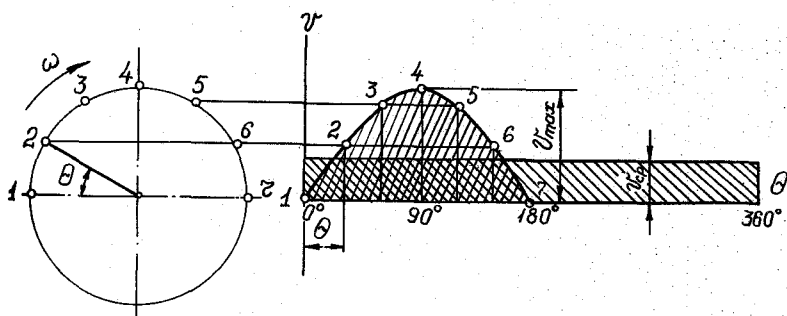


Рис. I.4. График подачи поршневого насоса простого действия

где  $v_{cp}$  — среднее по времени значение скорости жидкости в отводящем трубопроводе, м/с;

$v_{max}$  — максимальное значение скорости жидкости в отводящем трубопроводе, м/с;

$\delta$  — степень неравномерности течения жидкости.

Для убедительности того, что рис. I.4 есть график подачи поршневого насоса, проведем следующие рассуждения. Так как скорость движения поршня в любой точке  $c = v \sin \theta$ , то в любой промежуток времени подача поршневого насоса будет равна

$$Q = F \cdot c = f \cdot v = F \cdot r \cdot \omega \sin \theta.$$

Средняя подача насоса за один оборот коленчатого вала

$$Q_{cp} = \frac{\int_0^{2\pi} F \cdot r \cdot \omega \sin \theta d\theta}{2\pi} = \frac{r \cdot F \cdot \omega}{\pi} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (\text{I.2.5})$$

Максимальная подача однопоршневого насоса при  $\theta = 90^\circ$

$$Q_{max} = r \cdot F \cdot \omega \text{ м}^3/\text{с}. \quad (\text{I.2.6})$$

Неравномерность подачи поршневого насоса

$$\delta = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{2 \cdot F \cdot \omega}{\pi} = \pi = 3,14. \quad (I.2.7)$$

Следовательно, для однопоршневого насоса с поршнем одностороннего действия неравномерность подачи равна  $\delta = 3,14$ . В целях обеспечения равномерности подачи поршневых насосов их конструкции выполняются по более сложным схемам.

### 1.2.2. Неравномерность подачи дифференциального насоса

Дифференциальный насос, принципиальная схема которого представлена на рис. I.5, имеет утолщенный шток, уплотненный в крышке при помощи сальника.

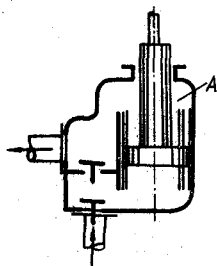


Рис. I.5. Схема насоса с дифференциальным поршнем

При движении поршня от верхнего конечного положения к нижнему конечному жидкость из цилиндра вытесняется в освобождающееся над поршнем пространство А и отводящий трубопровод. При движении поршня от нижнего конечного положения к верхнему конечному положению происходит вытеснение жидкости из полости А в отводящий трубопровод и всасывание жидкости из подводящего трубопровода. Таким образом, подача жидкости из цилиндра в отводящий трубопровод разбивается на два хода и не прекращается в течение полного оборота коленчатого вала. График подачи дифференциального насоса изображен на рисунке I.5. Степень неравномерности подачи дифференциального насоса  $\delta = 1,7$ . Следовательно, диф-

дифференциальный насос обладает более равномерной подачей, чем однопоршневой насос с поршнем одностороннего действия.

### 1.2.3. Неравномерность подачи однопоршневого насоса с поршнем двойного действия

Более рационально используется объем цилиндра в однопоршневом насосе с поршнем двустороннего действия, принципиальная схема которого представлена на рис. 1.6. При движении поршня 6 от верхнего конечного положения к нижнему конечному положению жидкость из полости Б цилиндра 2 через нагнетательный клапан 3 подается в отводящий трубопровод 4 и в то же са-

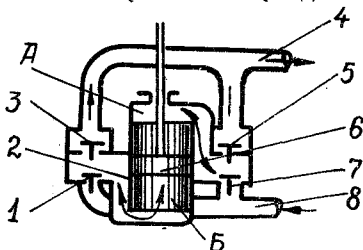


Рис. 1.6. Схема насоса двойного действия

мое время через всасывающий клапан 7 жидкость из подводного трубопровода 8 поступает в полость А - происходит всасывание.

При движении поршня 6 от нижнего конечного положения вверх к верхнему конечному положению из полости А через нагнетательный клапан 5 жидкость подается в отводящий трубопровод 4 - происходит нагнетание и в то же самое время через всасывающий клапан 7 жидкость из подводного трубопровода 8 поступает через всасывающий клапан 1 и подается в полость Б - происходит всасывание жидкости.

Благодаря использованию цилиндра по обе стороны поршня подача такого поршневого насоса почти удваивается и одновременно улучшается равномерность подачи насоса

$$Q = \eta_{об} \left( 2 \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n}{60} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n}{60} \right) \text{ м}^3/\text{с} . \quad (\text{I.2.8})$$

График подачи однопоршневого насоса с поршнем двойного действия изображен на рис. I.7.

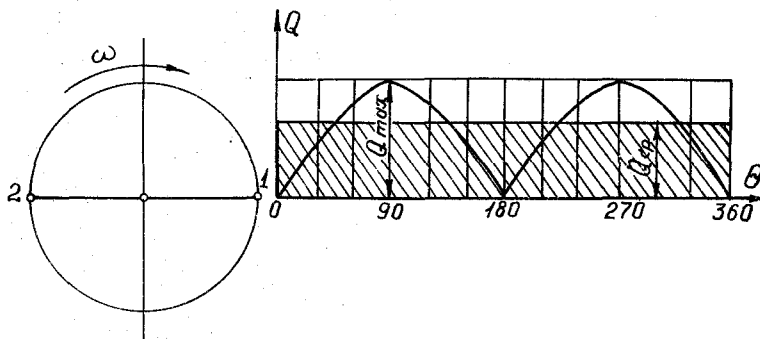


Рис. I.7. График подачи насоса двойного действия

Степень неравномерности подачи такого насоса  $\delta = 1,57$ . Следовательно, однопоршневой насос с поршнем двойного действия обладает более равномерной подачей, чем дифференциальный поршневой насос.

#### I.2.4. Неравномерность подачи

многопоршневого насоса

с поршнями

одностороннего действия

В целях повышения равномерности подачи и снижения поршневых усилий в большинстве случаев применяются многопоршневые насосы с поршнями одностороннего действия.

Принципиальная схема трехпоршневого насоса с поршнями одностороннего действия представлена на рис. I.8. Возвратно-поступательное движение поршней осуществляется при вращательном движении коленчатого вала, мотылевые шейки которо-

го расположены относительно первой под углом  $120^\circ$  и  $240^\circ$  соответственно. Принцип действия насоса подобен работе однопоршневого насоса с поршнем

одностороннего действия, однако наличие сдвига всасывания жидкости из подводящего трубопровода на угол  $120^\circ$  и последующие процессы нагнетания жидкости в отводящий трубопровод создают в последнем значительные изменения ко-

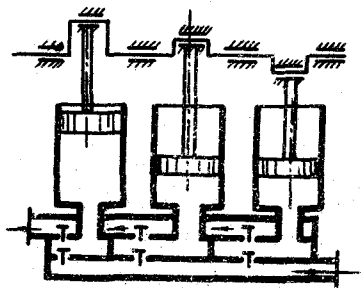


Рис. I.8. Схема насоса трехкратного действия

лебаний напора. Степень неравномерности подачи такого насоса  $\delta = 1,05$ .

Подача такого насоса может быть определена как

$$Q = \eta_{об} \left( 3 \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{n}{60} \right) \text{ м}^3/\text{с} . \quad (I.2.9)$$

Следовательно, трехпоршневой насос с поршнями одностороннего действия обладает высокой равномерностью подачи.

График подачи трехпоршневого насоса с поршнями одностороннего действия представлен на рис. I.9.

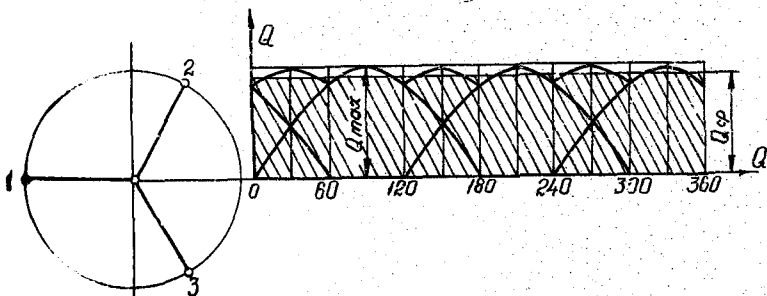


Рис. I.9. График подачи насоса трехкратного действия

# 1.2.5. Неравномерность подачи двухпоршневого насоса с поршнями двустороннего действия

На кораблях ВМФ получили широкое распространение двух-поршневые насосы с поршнями двустороннего действия. На рис.1.10 представлена принципиальная схема двухпоршневого

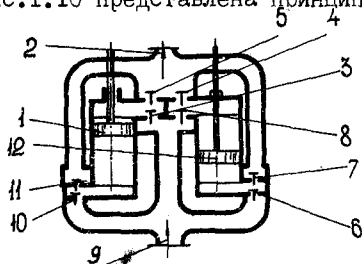


Рис.1.10. Схема насоса четырехкратного действия

насоса с поршнями двустороннего действия. Конструктивная схема насоса как бы совмещает в себе два однопоршневых насоса с поршнями двустороннего действия.

Цилиндры насоса смонтированы в одном корпусе,

поршни получают возвратно-поступательное движение от коленчатого вала, мотылевые шейки которого развернуты на угол  $90^{\circ}$ . При движении поршня I от верхнего конечного положения вниз к нижнему конечному положению жидкость через нагнетательный клапан II из цилиндра поступает в отводящий трубопровод 2, а из подводящего трубопровода 9 в то же самое время через всасывающий клапан 4 происходит заполнение цилиндра над поршнем I. Одновременно поршень 12 при движении от верхнего конечного положения к нижнему конечному положению с отставанием от поршня I на угол  $90^{\circ}$  начинает подачу жидкости через нагнетательный клапан 7 в отводящий трубопровод, а в полость над поршнем происходит всасывание жидкости через всасывающий клапан 8 из подводящего трубопровода. Рабочий



процесс происходит при повороте коленчатого вала на угол  $180^\circ$ , дальнейший поворот коленчатого вала приводит к смене полостей нагнетания и всасывания и процессы повторяются.

Подача такого насоса может быть определена по формуле

$$Q = \eta_{об} \left( 4 \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \frac{n}{60} - 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \frac{n}{60} \right) \text{ м}^3/\text{с}, \quad (I.2.10)$$

где  $d$  - диаметр штока.

Степень неравномерности подачи такого насоса  $\delta = I, II$ .

График подачи двухпоршневого насоса с поршнями двустороннего действия представлен на рис. I. II.

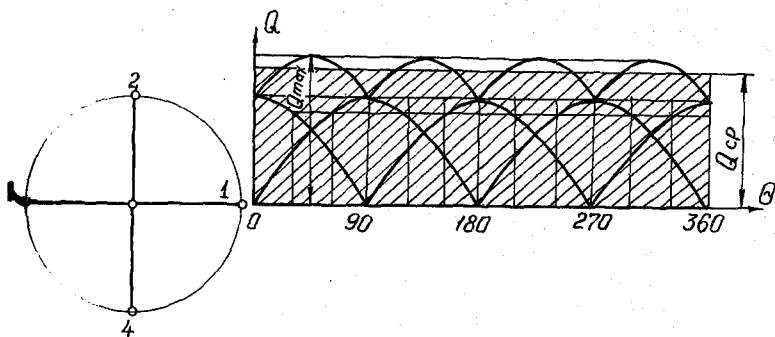


Рис. I. II. График подачи насоса четырехкратного действия

Двухпоршневой насос с поршнями двустороннего действия обладает достаточно высокой равномерностью подачи, но худшей, чем равномерность подачи трехпоршневого насоса. По своим габаритным показателям при равной подаче он выгодно отличается от последнего, что и обусловило его широкое распространение на кораблях ВМФ.

### 1.2.6. Кратность действия поршневого насоса

Рассмотренные принципиальные схемы поршневых насосов и краткие выводы о равномерности подачи показывают, что схемные решения позволяют с достаточной степенью точности решать вопросы их равномерности подачи, а следовательно, и шумности их работы.

Под кратностью действия поршневого насоса понимают число рабочих ходов (число подач), совершаемых в насосе за один оборот коленчатого вала

$$\kappa = i \cdot \varkappa, \quad (1.2.11)$$

где  $i$  – кратность действия поршня;

$\varkappa$  – число поршней;

$\kappa$  – кратность действия поршневого насоса.

Следовательно:

– однопоршневой насос с поршнем одностороннего действия является насосом однократного действия ( $\kappa = 1 \times 1$ );

– дифференциальный насос – насос двукратного действия ( $\kappa = 2 \times 1$ );

– двухпоршневой насос с поршнями двустороннего действия – насос четырехкратного действия ( $\kappa = 2 \times 2$ ) и т.д.

Подача таких насосов может быть определена как

$$Q_{cp} = \eta_{об} \cdot \kappa \cdot F_{cp} \cdot S \cdot \frac{n}{60} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.2.12)$$

где  $F_{cp}$  – площадь поршня средняя,  $\text{м}^2$ ;

$\kappa$  – кратность действия насоса.

Определим степень неравномерности подачи для насосов многократного действия:

– трехпоршневой насос с поршнями одностороннего дей-

отния при  $\kappa = 3$

$$Q_{\max} = F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega, \quad Q_{\text{ср}} = 3 \frac{F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega}{\pi};$$

$$\delta = \frac{F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \pi}{3 F_{\text{ср}} \cdot \gamma \omega} = 1,05;$$

- двухпоршневой насос с поршнями двустороннего дейст-

вия при  $\kappa = 4$

$$Q_{\max} = \sqrt{2} F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega; \quad Q_{\text{ср}} = \frac{\kappa \cdot F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega}{\pi};$$

$$\delta = \frac{\sqrt{2} F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \pi}{4 \cdot F_{\text{ср}} \cdot \gamma \cdot \omega} = \frac{\sqrt{2}}{4} = 1,11.$$

### 1.3. Уравнение давления под поршнем

поршневого насоса

в период всасывания

Возвратно-поступательное движение поршня поршневого насоса приводит к неустановившемуся движению жидкости, как в самом насосе, так и в связанных с ним трубопроводах.

Уравнение для реального потока жидкости с учетом гидравлических потерь имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\rho}{\gamma} + \alpha + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial s} \xi = 0. \quad (1.3.1)$$

Следует иметь в виду, что гидравлические потери не являются непрерывной функцией пути жидкости и дифференциальную форму записи этих потерь следует рассматривать только как символ.

Обратимся к схеме поршневого насоса со всасывающим трубопроводом, изображенной на рис.1.12. В силу закона сплошности во всасывающем трубопроводе жидкость будет двигаться подчиненно закону движения поршня. Вот почему на всасываемую жидкость, кроме гидравлических сопротивлений

трубопровода, будут действовать и оказывать существенное влияние силы инерции.

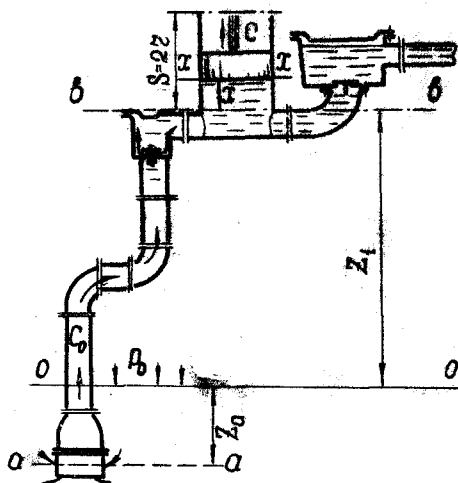


Рис. I.12. К выводу уравнения давления в цилиндре в период всасывания

В целях определения давления под поршнем поршневого насоса в период всасывания воспользуемся уравнением неустановившегося движения жидкости (I.3.I). Умножим указанное выражение на элемент пути поршня  $ds$  и перепишем его, раскрывая скобки,

$$\frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{P}{r} \right) ds + \frac{\partial}{\partial s} (\alpha) ds + \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{v^2}{2g} \right) ds + \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} ds + \frac{\partial}{\partial s} (\xi) ds = 0.$$

Применяя это равенство для рассмотрения сил, действующих на жидкость при ее движении от сечения  $a-a$  до сечения  $x-x$ , расположенную непосредственно под нижней кромкой поршня, произведем почленное интегрирование:

I. Считая уровнем приведения 0-0 поверхность жидкости, определяем изменение геометрической высоты, интегрируя вто-

рой член написанного равенства в пределах от  $-x_a$  до  $x_1+x$ :

$$\int_s \frac{\partial}{\partial s}(x) ds = \int_{-x_a}^{x_1+x} dx = x_1+x+x_a. \quad (I.3.2)$$

2. При движении поршня в то же самое время давление в перемещаемой жидкости изменится от  $P_a + \gamma x_a$  до величины давления под поршнем при всасывании  $P_b$ , тогда, интегрируя первый член равенства, получаем

$$\frac{1}{\gamma} \int_s \frac{\partial}{\partial s}(P) ds = \frac{1}{\gamma} \int_{P_a + \gamma x_a}^{P_b} dP = \frac{P_b}{\gamma} - \frac{P_a}{\gamma} - x_a. \quad (I.3.3)$$

3. Скорость жидкости в трубопроводе ввиду того, что она подчинена движению поршня, будет изменяться от нуля при ее положении на уровне 0-0 до величины скорости поршня 0, когда она будет находиться под его нижней кромкой

$$\frac{1}{2g} \int_s \frac{\partial}{\partial s}(v^2) ds = \frac{1}{2g} \int_0^c d(v^2) = \frac{c^2}{2g}. \quad (I.3.4)$$

4. Прежде чем рассмотреть и проинтегрировать четвертый член выражения (I.3.1), на основании уравнения сплошности составим выражение для скорости движения жидкости на любом произвольном участке подводящего трубопровода

$$v = \frac{F}{f_i} \cdot c, \quad (I.3.5)$$

где  $F$  - площадь поршня,  $m^2$ ;

$f_i$  - площадь сечения трубопровода на любом данном участке,  $m^2$ .

Если продифференцировать выражение (I.3.5), то получим выражение для ускорения жидкости на тех же участках

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{F}{f_i} \frac{\partial c}{\partial t}.$$

Отношение  $\frac{F}{f_i}$  называется коэффициентом приведения, позволяющего скорости и ускорения жидкости на любом участке трубопровода выразить через скорости и ускорения поршня. Таким ускорением поршня постоянно для любого рассматриваемого

участка, то его можно вынести за скобки при интегрировании четвертого члена уравнения. Тогда

$$\int_S \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \left( \int_{\ell} \frac{F}{f_1} ds + \int_{\ell} \frac{F}{f_2} ds + \dots + \int_{\ell} \frac{F}{f_n} ds \right). \quad (I.3.6)$$

Пределы интегрирования для каждого интеграла соответствуют разбивке подводящего трубопровода на **участки** с постоянной площадью сечения трубопровода. После интегрирования четвертый член уравнения примет вид

$$\int_S \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{1}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \left( \frac{F}{f_1} \ell_1 + \frac{F}{f_2} \ell_2 + \dots + \frac{F}{f_{n-1}} \ell_{n-1} + x \right), \quad (I.3.7)$$

где  $\ell_i$  — длины соответствующих участков трубопроводов.

Выражения, стоящие в скобках, являются постоянными величинами за исключением пути поршня  $x$ . Сумма постоянных величин, приведенная при помощи коэффициента приведения  $\frac{F}{f_i}$  к сечению поршня

$$L_B = \frac{F}{f_1} \ell_1 + \frac{F}{f_2} \ell_2 + \dots + \frac{F}{f_{n-1}} \ell_{n-1},$$

называется приведенной длиной подводящего трубопровода.

Тогда выражение (I.3.6) примет вид

$$\int_S \frac{1}{g} \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{L_B + x}{g} \cdot \frac{\partial c}{\partial t}. \quad (I.3.8)$$

5. Принимая во внимание символический характер записи гидравлических потерь, заменяем интегрирование пятого уравнения суммированием

$$\int_S \frac{\partial}{\partial s} (\xi) ds = \left( \sum_{i=1}^{n-1} \lambda \frac{\ell_i}{d_i} + \sum_{i=1}^{n-1} \xi \right) \frac{v^2}{2g} + h_{\kappa\lambda}, \quad (I.3.9)$$

где  $\sum_{i=1}^{n-1} \lambda \frac{\ell_i}{d_i}$  — сумма гидравлических потерь по длине трубопровода;

$\sum_{i=1}^{n-1} \xi$  — сумма гидравлических потерь на местные сопротивления;

$h_{\kappa\lambda}$  сопротивление всасывающих клапанов.

Следует обратить внимание на то, что всасывающие клапаны насоса имеют максимальное сопротивление в момент

отрыва клапанов от седел и очень незначительное сопротивление в открытом состоянии, которое практически не изменяется в течение всего хода поршня при всасывании. Заменяв скорость движения жидкости  $v$  на ее значение (I.3.5), получим

$$\int_s \frac{\partial}{\partial s} \left( \xi \right) ds = \frac{c^2}{2g} \left( \sum_{i=1}^{n-1} \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{F}{f_i} + \sum_{i=1}^{n-1} \xi \frac{F}{f_i} \right) + h_{\kappa\lambda} \quad (\text{I.3.I0})$$

Выражение, стоящее в скобках, является постоянной величиной и представляет собой сумму приведенных коэффициентов гидравлических сопротивлений. Эту величину называют приведенным коэффициентом сопротивления трубопровода и обозначают  $w_b$

$$w_b = \sum_{i=1}^{n-1} \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{F}{f_i} + \sum \xi \frac{F}{f_i} \quad (\text{I.3.II})$$

Применяя это обозначение, придадим выражению для гидравлических потерь следующий вид:

$$\int_s \frac{\partial}{\partial s} \left( \xi \right) ds = w \frac{c^2}{2g} + h_{\kappa\lambda} \quad (\text{I.3.I2})$$

Просуммируем получение выражения при интегрировании и проинтегрируем подобные члены

$$\xi_1 + x + \xi_a + \frac{p_b}{\rho} - \frac{p_a}{\rho} - \xi_a + \frac{c^2}{2g} + \frac{L_b + x}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + w_b \frac{c^2}{2g} + h_{\kappa\lambda} = 0.$$

Выражение для давления под поршнем поршневого насоса при всасывании будет иметь вид

$$\frac{p_b}{\rho} = \frac{p_a}{\rho} - \left[ (\xi_1 + x) + (w_b + 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_b}{g} \cdot \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{x}{g} \cdot \frac{\partial c}{\partial t} + h_{\kappa\lambda} \right] \quad (\text{I.3.I3})$$

Полученное выражение с достаточной степенью точности отражает физические процессы, происходящие в цилиндре поршневого насоса в период всасывания.

### 1.3.1. Анализ процесса всасывания

Проведем анализ полученного уравнения (I.3.I3), которое позволяет нам судить о величине давления под поршнем в период всасывания.

Стоящие в скобках члены равенства, за исключением геометрической высоты всасывания  $z$ , являются функцией перемещения поршня.

Увеличение хода поршня приводит к увеличению его переменной скорости  $C$ , которая изменяется от нуля в нижнем конечном положении поршня до максимального значения при повороте мотылевой шейки на угол  $90^\circ$  и вновь уменьшается до нуля в верхнем конечном положении.

Изменение скорости движения поршня приводит к тому, что гидравлические потери, представленные третьим членом выражения (I.3.I3), будут иметь значения, равные нулю, в верхнем и нижнем конечных положениях и максимальное значение в среднем положении поршня.

Инерционные потери, представленные членом уравнения  $\frac{L_b}{g} \frac{\partial c}{\partial t}$ , будут иметь наибольшее значение в конце и начале движения поршня.

Следует отметить, что гидравлические и инерционные потери зависят от сечения всасывающего трубопровода  $f$ . Уменьшение сечения всасывающего трубопровода приведет к увеличению коэффициента приведения, что увеличит соответственно значения  $w_b, L_b$ .

Наличие геометрической высоты всасывания, гидравлические и инерционные потери в конечном счете уменьшают давление под поршнем поршневого насоса. В случае понижения давления  $p_b$  до значения давления насыщенных паров жидкости при данной температуре возможен отрыв жидкости от поршня и последующие удары о жидкость при его замедлении или движении его от верхнего конечного положения к нижнему. По-



добные удары поршня о жидкость могут привести к повреждению деталей движения и даже к разрушению насоса.

Из уравнения (I.3.I3), приняв  $z = 0$ , определим минимальное значение давления в цилиндре поршневого насоса

$$\left(\frac{P_6}{\gamma}\right)_{\min} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[ z_1 + h_{кл} + (w_6 + 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_6}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \right]. \quad (I.3.I4)$$

Очевидно, что для нормальной бескавитационной работы поршневого насоса необходимо соблюдение условия  $\left(\frac{P_6}{\gamma}\right)_{\min} > \frac{P_n}{\gamma}$ , то есть чтобы давление в цилиндре насоса было не ниже давления насыщения паров жидкости при данной температуре. Чем больше  $\left(\frac{P_6}{\gamma}\right)_{\min}$ , тем надежнее всасывание.

Следовательно, повышению надежности всасывания способствуют;

- уменьшение геометрической высоты всасывания  $z_1$ , м;
- снижение сопротивления при открытии и поддержании в открытом состоянии всасывающих клапанов,  $h_{кл}$ , м;
- уменьшение длины всасывающего трубопровода;
- применение подводящего трубопровода больших диаметров для уменьшения коэффициентов приведения;
- применение насосов трех- и четырехкратного действия;
- повышение давления в приемном резервуаре, что соответствует на пл подаче воздуха для создания подпора в осушаемом отсеке;
- применение воздушных колпаков;
- применение насосов с меньшим ходом поршня и меньшей частотой вращения коленчатого вала приводного механизма.

Меньшая частота вращения коленчатого вала приводного механизма имеет прямую связь со скоростью движения поршня. Максимальное значение скорости поршня равно

$$C = \omega r \quad \text{м/с}, \quad (1.3.15)$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  - угловая скорость;

$r = \frac{S}{2}$  - радиус кривошипа;

$n$  - частота вращения коленчатого вала.

Тогда скорость поршня можно определить как

$$C = \frac{\pi n S}{60} \quad \text{м/с}.$$

В настоящее время отечественные заводы выпускают поршневые насосы, у которых ход поршня лежит в пределах

$S = 0,08 - 0,15$  м, а частота вращения коленчатого вала

$n = 100 - 120$  об/мин.

Предельную частоту вращения коленчатого вала можно определить, приняв  $\left(\frac{P_k}{\delta}\right) = \frac{P_n}{\delta_{\min}}$ , и решить это уравнение относительно  $\omega$  :

$$n_{\text{пред}} = \sqrt{180g \cdot \frac{\frac{P_a}{\delta} - \frac{P_n}{\delta} - \alpha_1 - h_{\text{кл}}}{S \ell \cdot F / f}} \quad \text{об/мин.} \quad (1.3.16)$$

### 1.3.2. Графическое изображение давления под поршнем при всасывании

Наиболее опасное положение поршня с точки зрения возникновения кавитации и отрыва жидкости от поршня может быть определено графическим построением зависимости по уравнению (1.3.13).

Для распределения давления под поршнем в период всасывания выразим величины, входящие в правую часть, через путь, проходимый поршнем, тогда:

- путь, проходимый поршнем, считая шатуны бесконечно большой длины, будет равен

$$x = r(1 - \cos \theta) \text{ м;} \quad (1.3.17)$$

- первая производная от этого выражения определит нам скорость поршня

$$c = \frac{dx}{dt} = r\omega \cdot \sin \theta \text{ м/с;} \quad (1.3.18)$$

- вторая производная от этого выражения определит ускорение поршня

$$\frac{d^2x}{dt^2} = r\omega^2 \cos \theta \text{ м/с}^2. \quad (1.3.19)$$

С другой стороны,  $\cos \theta$  можно выразить как

$$\cos \theta = 1 - \frac{x}{r}, \quad (1.3.20)$$

откуда

$$\cos^2 \theta = 1 - 2 \frac{x}{r} + \frac{x^2}{r^2}. \quad (1.3.21)$$

Квадрат скорости поршня при соответствующих подстановках будет равен

$$c^2 = r^2 \omega^2 \left( 2 \frac{x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right), \quad (1.3.22)$$

а ускорение поршня

$$\frac{\partial c}{\partial t} = r\omega^2 \cos \theta = r\omega^2 \left( 1 - \frac{x}{r} \right), \quad (1.3.23)$$

Тогда, подставив полученные выражения в уравнение (1.3.13), выразим уравнение давления под поршнем в форме, удобной для графического построения, (1.3.24)

$$\frac{P}{P_0} = \frac{P_0}{P_0} - \left[ (x_0 + x) + h_{\text{кл}} + (w_0 + 1) \frac{r^2 \omega^2}{2g} \left( \frac{x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + \frac{L_0}{g} r \omega^2 \left( 1 - \frac{x}{r} \right) + \frac{x}{g} r \omega^2 \left( 1 - \frac{x}{r} \right) \right].$$

Применим для построения графиков систему координат, в которой по оси абсцисс откладывается величина пути поршня  $x$ , а по оси ординат - напоры в метрах столба жидкости. На рис. 1.13:

1. Линия давления на свободную поверхность жидкости 0-0, как не зависящую от положения поршня, изобразится в виде прямой, параллельной оси абсцисс в области положительных величин 1.

2. Изменение геометрической высоты всасывания  $z, x = f(x)$  будет представлено в виде прямой II, имеющей наклон в сторону верхнего конечного положения поршня.

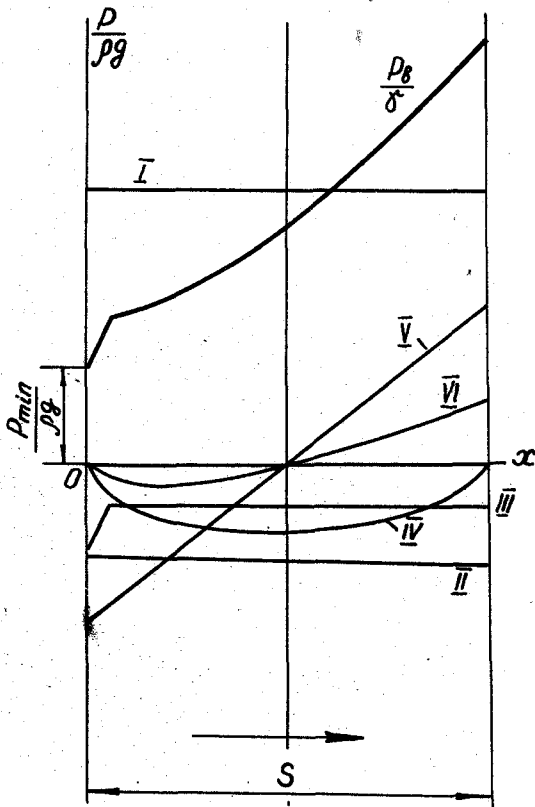


Рис. I. I3. Изменение давления в цилиндре  
в период всасывания

3. Сопротивление клапана  $P_{кл}$  имеет наибольшее значение в начальный момент хода поршня. После открытия клапана сопротивление его уменьшается и может быть принято постоянным. График сопротивления клапана представлен кривой III.

4. Потери на гидравлическое сопротивление приемного

трубопровода  $(\omega_6 + 1) \frac{\gamma^2 \omega^2}{2g} \left( 2 \frac{x}{\gamma} - \frac{x^2}{\gamma^2} \right) = f(x)$  представлены параболой IV. Максимальное значение гидравлические потери будут иметь при  $x = \gamma$ , а при  $x = 0$  и при  $x = 2\gamma$  они равны нулю.

5. Инерционные потери представлены в виде двух кривых У и УІ. Пятая  $\frac{L_6 \gamma \omega^2}{g} \left( 1 - \frac{x}{\gamma} \right) = f(x)$  учитывает только инерцию жидкости, заполняющую подводящий трубопровод до цилиндра поршневого насоса, где количество жидкости постоянно. При  $x = 0$  инерционное сопротивление имеет значение  $\frac{L_6 \gamma \omega^2}{g}$ , а при  $x = \gamma$  равно нулю, при  $x = 2\gamma$  будет равно  $\left( -\frac{L_6 \gamma \omega^2}{g} \right)$ . На графике инерционное сопротивление подводящего трубопровода представлено в виде наклонной прямой У.

Шестая - инерционное сопротивление жидкости, заполняющей полость цилиндра, имеет место при переменной массе, подчиняясь зависимости

$$\frac{x}{g} \gamma \omega^2 \left( 1 - \frac{x}{\gamma} \right) = f(x)$$

График этого сопротивления представлен параболой УІ, ординаты которой при  $x = 0$  и  $x = \gamma$  равны нулю. При  $x = 2\gamma$  парабола имеет ординату. По своей абсолютной величине это сопротивление невелико по сравнению с инерционными сопротивлениями трубопровода.

Суммирование ординат II, III, IV, У, УІ кривых и вычитание этой суммы из ординат линии давления на свободную поверхность жидкости I дает нам результирующую кривую  $P_6/\gamma$ , отнечающую величине давления под поршнем в период всасывания.

Результирующая кривая подтверждает сделанные ранее  
что:

– наименьшее давление под поршнем наблюдается в начале всасывания;

– причиной уменьшения давления в начале хода поршня является инерционное сопротивление трубопровода, геометрическая высота всасывания и сопротивление всасывающего клапана в момент отрыва от седла клапана.

Анализ графика распределения давления под поршнем в период всасывания показывает, что для улучшения работы поршневого насоса нужно стремиться:

- к уменьшению длины всасывающего трубопровода;
- к уменьшению сопротивления всасывающих клапанов;
- к уменьшению гидравлических сопротивлений трубопровода;
- к выбору оптимальной частоты вращения коленчатого вала приводного механизма.

#### I.4. Уравнение давления под поршнем поршневого насоса в период нагнетания

Для получения уравнения, определяющего давление под поршнем при нагнетании, воспользуемся уравнением неустановившегося движения жидкости (I.3.I) и, умножив его на элементарный путь  $ds$ , получим

$$\frac{\partial}{\partial s}(z)ds + \frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{P}{\gamma}\right)ds + \frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{v^2}{2g}\right)ds + \frac{1}{g}\frac{\partial v}{\partial t}ds + \frac{\partial}{\partial s}\left(\xi\right)ds = 0. \quad (I.4.I)$$

Дальнейшие наши рассуждения будем проводить так же, как при рассмотрении давления под поршнем в период всасывания.

При почленном интегрировании равенства назовем пре-

для интегрирования применительно к схеме (рис. I.14) поршневого насоса с отводящим трубопроводом. За начальный уровень отсчета примем уровень  $\theta - \theta$ , находящийся на высоте  $H$ , над уровнем всасываемой жидкости.

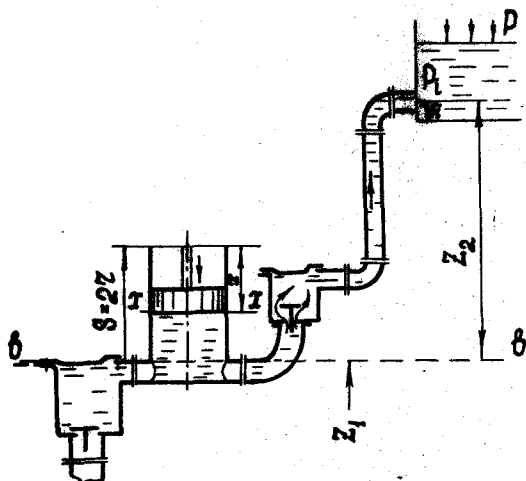


Рис. I.14. К выводу уравнения давления в цилиндре в период нагнетания

Поршень за период нагнетания проходит путь от верхнего конечного положения, равный  $x = z$ .

Тогда:

1. Интеграл первого члена, характеризующий изменение геометрической высоты нагнетания, будем брать в пределах

$$\int_{s-x}^{z_2} \frac{\partial}{\partial s}(x) ds = \int_{s-x}^{z_2} dx = z_2 - s + x. \quad (I.4.2)$$

2. Интеграл второго члена, характеризующий изменение давления перемещаемой жидкости, будем брать в пределах от давления нагнетания  $p_n$  до давления в резервуаре  $p_i$ .

$$\frac{1}{\delta} \int_s \frac{\partial}{\partial s} (p) ds = \frac{1}{\delta} \int_{p_H}^{p_i} dp = \frac{p_i}{\delta} - \frac{p_H}{\delta} . \quad (I.4.3)$$

3. Скорость перемещаемой жидкости изменится от величины скорости поршня  $c$  до величины  $v_i$ , с которой жидкость выходит из отводящего трубопровода. В результате интегрирования третьего члена уравнения получим

$$\frac{1}{2g} \int_s \frac{\partial}{\partial s} (v^2) ds = \frac{v_i^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} . \quad (I.4.4)$$

4. Разбивая отводящий трубопровод на ряд участков с постоянными значениями  $f_i$ , выражая ускорение жидкости через ускорение поршня и пользуясь коэффициентом приведения  $F/f_i$ , получим интеграл четвертого члена

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} \int_s \frac{\partial}{\partial t} ds &= \frac{1}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \left( \int_{s-x}^s \frac{F}{F} ds + \int_{s_1}^s \frac{F}{f_1} ds + \int_{s_2}^s \frac{F}{f_2} ds + \dots + \int_{s_n}^s \frac{F}{f_n} ds \right) = \\ &= \frac{1}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \left[ (s-x) + \frac{F}{f_1} l_1 + \frac{F}{f_2} l_2 + \dots + \frac{F}{f_n} l_n \right] . \end{aligned} \quad (I.4.5)$$

Обозначим приведенную длину отводящего трубопровода через  $L_H$ :

$$L_H = \frac{F}{f_1} l_1 + \frac{F}{f_2} l_2 + \dots + \frac{F}{f_n} l_n . \quad (I.4.6)$$

Окончательное выражение для четвертого члена - инерционных сопротивлений отводящего трубопровода - будет иметь

$$\text{вид} \quad \frac{1}{g} \int_s \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{L_H + s - x}{g} \frac{\partial c}{\partial t} . \quad (I.4.7)$$

5. Уравнение гидравлических потерь будет иметь тот же вид, что и для всасывающего хода поршня, однако разница будет заключаться в том, что для отводящего трубопровода будут отличные от подводящего трубопровода диаметры трубопроводов, количество местных сопротивлений и пр.

$$\int_s \frac{\partial}{\partial s} (\xi) ds = \frac{c^2}{2g} \left( \sum_{n=1}^n \lambda_n \frac{l_n}{d_i} \cdot \frac{F_i}{f_i} + \sum_{n=1}^n \xi_n \frac{F}{f_i} \right) + h_{кл} . \quad (I.4.8)$$

Выражение, заключенное в скобках, является постоянной ве-



личной и представляет собой сумму приведенных коэффициентов гидравлических сопротивлений отводящего трубопровода.

Эту величину называют приведенным коэффициентом сопротивления отводящего трубопровода и обозначают  $w_H$ :

$$w_H = \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{\rho_i}{d_i} \frac{F}{F_i} + \sum_{n=1}^n \xi_n \frac{F}{F_i} \right). \quad (I.4.9)$$

Применяя это обозначение, придадим выражению для гидравлических потерь следующий вид:

$$\int_S \frac{\partial}{\partial S} \left( \frac{\rho}{\gamma} \right) dS = w_H \cdot \frac{c^2}{2g} + h_{\kappa\lambda}. \quad (I.4.10)$$

Просуммируем полученное выражение при интегрировании и проинтегрируем приведение подобных членов

$$x_2 - S + x + h_{\kappa\lambda} + \frac{\rho_i}{\gamma} - \frac{\rho_H}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{c^2}{2g} + w_H \frac{c^2}{2g} + \frac{L_H + S - x}{g} \cdot \frac{dx}{dx} = 0.$$

Выражение для давления под поршнем поршневого насоса при нагнетании будет иметь вид

$$\frac{\rho_H}{\gamma} = \frac{\rho_i}{\gamma} + \left[ x_2 - (S - x) + h_{\kappa\lambda} + \frac{v_1^2}{2g} + (w_H - 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_H}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{S - x}{g} \frac{\partial c}{\partial t} \right] \quad (I.4.11)$$

Полученное выражение с достаточной степенью точности отражает физические процессы, происходящие в цилиндре поршневого насоса в период нагнетания.

#### I.4.1. Анализ уравнения процесса нагнетания

Проведем анализ полученного уравнения (I.4.11), которое позволяет нам судить о величине давления под поршнем в период нагнетания и о факторах, обуславливающих изменение этого давления при движении поршня от верхнего конечного положения к нижнему.

Давление под поршнем при нагнетании представляет собой сумму давления  $\rho_i/\gamma$ , существующего в области, куда подается жидкость, и потерь, присущих нагнетательному трубо-

проводу. Изменение последних и будет определять пределы колебаний давления в процессе нагнетания.

Изменение скорости поршня от верхнего конечного положения, где она равна нулю, до максимального значения при повороте мотылевой шейки коленчатого вала на угол  $90^\circ$  и вновь уменьшение ее до нуля в нижнем конечном положении поршня приводит к тому, что гидравлические потери, представленные шестым членом уравнения, будут иметь значения, равные нулю в верхнем и нижнем конечном положении, и максимальное значение в среднем положении поршня.

Особо следует отметить роль инерционных сопротивлений отводящего трубопровода, так как эти трубопроводы имеют значительно большую длину по сравнению с подводящим трубопроводом и меньшие диаметры, вот почему и приведенная длина их  $L_H = \sum \frac{F}{f_i} l_i$  имеет большие значения, что ведет к росту инерционных сопротивлений  $\frac{L_H}{\gamma} \frac{\partial c}{\partial t}$ .

Наличие давления в области, куда нагнетается жидкость, гидравлических и инерционных сопротивлений, а также наличие члена уравнения  $\frac{v_i^2}{2g}$ , учитывающего величину энергии потери скорости, зависящей от размеров выходного сечения нагнетательного трубопровода, в конечном счете увеличивают давление под поршнем в период нагнетания.

Таким образом, в начале процесса нагнетания поршень должен преодолеть максимальные усилия, связанные с обеспечением увеличения скорости движения жидкости в отводящем трубопроводе до максимальной величины, равной скорости поршня  $c_{max}$ . При замедлении движения поршня во второй половине хода возможен отрыв нагнетаемой жидкости от поршня и

и возникновение гидравлических ударов как в самом цилиндре, так и в отводящем трубопроводе.

Повышению надежности нагнетания способствуют:

- уменьшение приведенной длины нагнетательного трубопровода, что может быть достигнуто увеличением диаметров отводящего трубопровода;

- уменьшением ускорений поршня поршневого насоса, что достигается снижением частоты вращения коленчатого вала приводного механизма;

- применением насосов многократного действия;

- применением воздушных колпаков на отводящем трубопроводе.

#### 1.4.2. Графическое изображение давления под поршнем при нагнетании

Построение графика давления под поршнем при нагнетании не отличается от построения графика давления под поршнем при всасывании, рассмотренного нами ранее, за исключением потерь выходной скорости  $\frac{v_i^2}{2g}$ . При построении объединим потери выходной скорости с общими гидравлическими потерями

$$\frac{v_i^2}{2g} + (w_n - 1) \frac{c^2}{2g} = \left[ w_n + \left( \frac{F}{f_i} \right)^2 - 1 \right] \frac{c^2}{2g},$$

так как

$$v_i = \frac{F}{f_i} c.$$

График распределения давлений под поршнем при нагнетании показан на рис. 1.15, где:

I - кривая давления в области нагнетания;

П - кривая, соответствующая геометрической высоте нагнетания;

III - кривая изменения гидравлических потерь;  
 IV - ломаная линия, характеризующая потери в клапане;  
 V - инерционное сопротивление жидкости в отводящем трубопроводе;

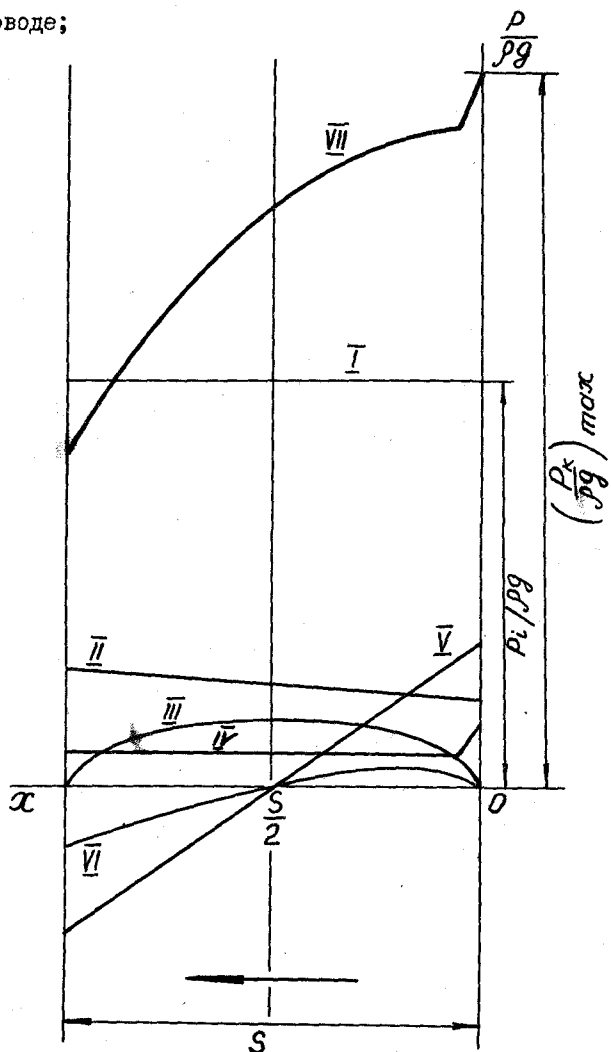


Рис. I.15. Изменение давления в цилиндре  
 в период нагнетания

УI - инерционное сопротивление жидкости в цилиндре насоса;

УII - результирующая кривая изменения давления жидкости под поршнем в период нагнетания.

Из графика распределения давления под поршнем поршневого насоса в период нагнетания следует, что основными факторами, влияющими на величину давления при нагнетании, являются:

- давление в области нагнетания;
- геометрическая высота нагнетания;
- инерционные сопротивления.

Следовательно, колебания давления в отводящем трубопроводе, обусловленные **неустановившимся** движением жидкости в системе, являются нежелательным явлением, что влечет за собой увеличение прочностных свойств деталей движения.

#### 1.5. Воздушные колпаки на подводящем и отводящем трубопроводе поршневого насоса

Так как давление в цилиндре поршневого насоса в значительной степени зависит от величины инерционных потерь, связанных с большими массами жидкости в трубопроводах, одним из наиболее рациональных способов уменьшения неравномерности давления под поршнем является применение воздушных колпаков. На рис. I.16 представлена принципиальная схема поршневого насоса с воздушными колпаками. Как видно из рис. I.16, для насоса, снабженного колпаками, периодическое движение жидкости будет наблюдаться только на участках

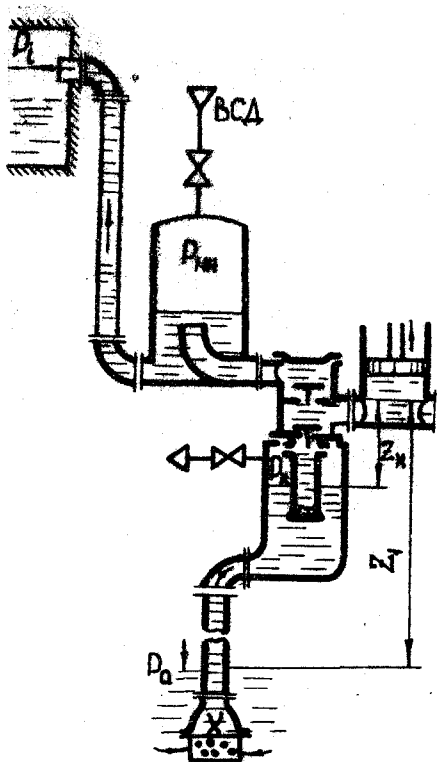


Рис. I.16. Схема установки воздушных колпаков

трубопроводов, которые лежат между цилиндрами и уровнями в колпаках. Рассмотрим движение жидкости в трубопроводах поршневого насоса с воздушными колпаками.

Всасывающий воздушный колпак представляет собой сосуд достаточно большого размера для того, чтобы обеспечить минимальные колебания скорости движения жидкости в подводящем трубопроводе. Внутри сосуда установлен патрубок, длина которого выбирается из расчета, чтобы его ниж-

ний конец всегда находился под уровнем жидкости, заполняющей сосуд. Перетеканию жидкости из колпака в приемный резервуар препятствует всасывающий клапан гидроблока поршневого насоса. Внутри колпака устанавливается давление  $P_k - P_a$ , обусловленное столбом жидкости между уровнями в приемной емкости и колпаке  $X$ . При движении поршня вверх жидкость из колпака поступает в цилиндр, уровень ее в колпаке понижается, давление воздуха, заключенного в нем, падает под действием разности давлений  $P_a - P_k$ . Жидкость из приемной емкости начнет

поступать в колпак. Приток жидкости будет тем больше, чем больше мы будем забирать жидкости из колпака. Уровень в колпаке будет понижаться до тех пор, пока не установится баланс притока и расхода жидкости, наступит некоторый стабильный режим работы. При рассмотрении отдельно периодов всасывания и нагнетания жидкости поршневым насосом и процессов во всасывающем колпаке становится очевидным, что при всасывании уровень в колпаке будет понижаться, а при нагнетании — повышаться. Незначительные колебания уровня жидкости в колпаке будут весьма мало влиять на скорость движения жидкости в приемном трубопроводе — движение жидкости в нем можно считать равномерным. Неустановившееся же, периодическое движение жидкости будет наблюдаться только на участке между всасывающим колпаком и цилиндром поршневого насоса. Но так как масса жидкости на этом участке трубопровода сравнительно невелика, то и соответствующие инерционные потери будут малы. Они не будут оказывать заметного влияния на давление в цилиндре.

Следует иметь в виду, что жидкость, поступающая в колпак, оказывается под пониженным давлением и из нее начинают выделяться растворенный в ней газ, что приводит к увеличению объема газа в колпаке. Когда количество газа становится таким, что уровень жидкости в колпаке оказывается на уровне среза патрубка, поршневой насос отсасывает из колпака вместе с жидкостью и небольшое количество газа. Чтобы не допустить прорыва большого количества газа в цилиндр, вблизи входной кромки патрубка делается несколько небольших отверстий. Небольшие порции газа, попадающие в цилиндр

поршневого насоса, не оказывают существенного влияния на его подачу.

Воздушный колпак, установленный на отводящем трубопроводе, представляет собой сосуд достаточно большого размера, способный обеспечить минимальные колебания скорости движения жидкости в отводящем трубопроводе. Колпак устроен таким образом, что воздух, заключенный в его верхней части, не может уходить в отводящий трубопровод. При подаче поршнем жидкости в колпак уровень в последнем повышается, что приводит к увеличению давления газа в колпаке. После некоторого числа нагнетательных ходов давление газа в колпаке становится таким, что может преодолеть противодействие в области нагнетания. С этого момента и начинается подача жидкости по отводящему трубопроводу. При рассмотрении процессов всасывания и нагнетания жидкости и процессов, происходящих в нагнетательном колпаке, становится очевидным, что при всасывании жидкости поршневым насосом уровень в нагнетательном колпаке будет понижаться, а при нагнетании - повышаться. Незначительные колебания уровня в колпаке будут весьма мало влиять на скорость движения жидкости в отводящем трубопроводе, движение жидкости в нем можно считать равномерным. Неустановившееся же, периодическое движение жидкости будет наблюдаться только на участке между цилиндром насоса и нагнетательным колпаком. Но так как масса жидкости на этом участке трубопровода сравнительно невелика, то и соответствующие инерционные потери будут малы. Они не будут оказывать заметного влияния на давление в цилиндре поршневого насоса в период нагнетания.



Следует иметь в виду, что жидкость, поступающая в колпак, оказывается под повышенным давлением и в ней начинает интенсивно растворяться газ, находящийся в верхней части колпака, вследствие чего его количество начинает уменьшаться. Если не принять мер к пополнению запаса воздуха в колпаке, последний может полностью заполниться жидкостью, действие насоса в этом случае будет равнозначным его работе без колпака. Для исправного действия нагнетательного колпака требуется, чтобы в нем был всегда газ.

Для пополнения запаса воздуха в нагнетательном колпаке на гидроблоках поршневых насосов устанавливаются специальные воздушные краники - сопунны. При всасывающем ходе поршня через сопун в цилиндр подсасывается воздух, при нагнетательном - воздух выталкивается в нагнетательный колпак. Количество подсасываемого воздуха устанавливается всегда с некоторым избытком относительно его убыли при рас-  
творении.

### 1.5.1. У р а в н е н и е   д а в л е н и я п о д   п о р ш н е м   п о р ш н е в о г о н а с о с а   п р и   н а л и ч и и в о з д у ш н ы х   к о л п а к о в

Для определения давления под поршнем поршневого насоса с воздушными колпаками воспользуемся выведенными ранее уравнениями давления под поршнем в период всасывания и нагнетания (1.3.13) и (1.4.II).

Для определения давления под поршнем в период всасывания воспользуемся равенством (1.3.I) и подставим в него соответствующие значения из схемы на рис.1.16. Тогда указан-

ное равенство примет вид

$$\frac{P_e}{\gamma} = \frac{P_k}{\gamma} - \left[ z_k + x + (w_{bk} + 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_{bk}}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{x}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + h_{kl} \right]. \quad (1.5.1)$$

Помня о том, что движение жидкости в подводящем трубопроводе принято равномерным, для него запишем уравнение Д.Бернулли

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_k}{\gamma} + (z_1 - z_k) + \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.5.2)$$

где  $\sum \xi \frac{v^2}{2g}$  - сумма гидравлических потерь подводящего трубопровода. Откуда находим давление под колпаком  $P_k$

$$\frac{P_k}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[ (z_1 - z_k) + \sum \xi \frac{v^2}{2g} \right] \quad (1.5.3)$$

и, подставив найденное значение в равенство (1.5.1), получим

$$\frac{P_e}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[ z_1 + x + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + (w_{bk} + 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_{bk}}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{x}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + h_{kl} \right]. \quad (1.5.4)$$

Полученное выражение позволяет произвести сравнение давлений под поршнем поршневого насоса для случаев работы насоса с колпаком на подводящем трубопроводе и без него.

На участке до колпака жидкость в подводящем трубопроводе движется с постоянной скоростью, величина которой будет приблизительно равна половине среднего значения той скорости, которая бы имела место при работе насоса без всасывающего колпака. Следовательно, и сумма гидравлических потерь будет меньше таких же потерь при работе без колпаков

$$\left[ \sum \xi \frac{v^2}{2g} + (w_{bk} + 1) \frac{c^2}{2g} \right] < (w_b + 1) \frac{c^2}{2g}.$$

Особенно большими будут уменьшения инерционных потерь, так как приведенная длина участка трубопровода с неравномерным движением при колпаке  $L_{bk}$  в несколько раз меньше приведен-

ной длины всего подводящего трубопровода  $L_6$ .

Для определения величины давления под поршнем при нагнетании можно аналогичным путем преобразовать равенство

(I.5.1), которое после подстановки в него величин из схемы рис. I.17 примет вид (I.5.5.)

$$\frac{P_H}{\rho} = \frac{P_i}{\rho} + \left[ x_2 - S + y + \sum \xi \frac{v^2}{2g} + (w_{HK} - 1) \frac{c^2}{2g} + \frac{L_{HK} + S - y}{g} \frac{\partial c}{\partial t} + h_{KL} \right].$$

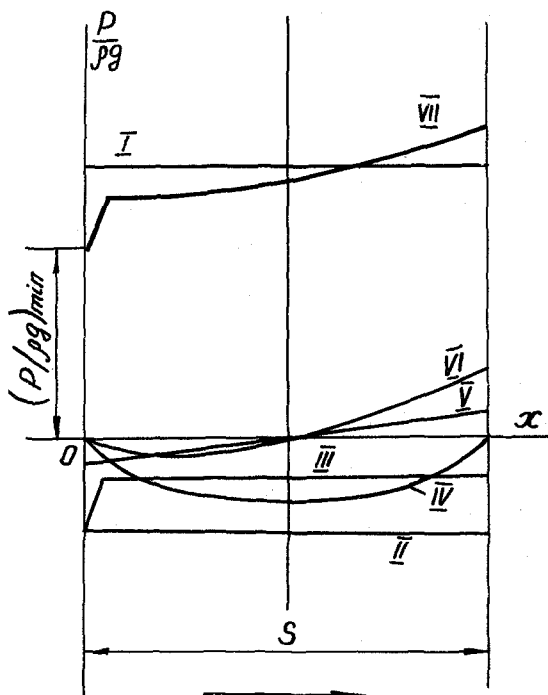


Рис. I.17. Изменение давления в цилиндре в период всасывания с воздушным колпаком на подводящем трубопроводе

### 1.5.2. Графическое изображение давления под поршнем поршневого насоса при наличии воздушных колпаков

Построение графика давления под поршнем при всасывании и нагнетании при наличии колпаков не отличается от построения графиков давлений под поршнем, приведенного нами ранее.

График распределения давления под поршнем при всасывании при наличии всасывающего воздушного колпака показан на рис. I.17, где:

I - линия давления на свободную поверхность жидкости 0-0.

II - изменение геометрической высоты всасывания.

III - сопротивление всасывающего клапана.

IV - потери на гидравлические сопротивления подводящего трубопровода до всасывающего воздушного колпака и гидравлические потери на участке воздушный колпак - цилиндр поршневого насоса.

V-VI - инерционные потери представлены в виде двух кривых. V - учитывает инерцию жидкости на участке от воздушного колпака до цилиндра насоса. VI - инерционное сопротивление жидкости, заполняющее полость цилиндра.

Суммирование ординат II, III, IV, V, VI кривых и вычитание этой суммы из ординат линии давления на свободную поверхность жидкости (I) дает нам результирующую кривую VII, отвечающую величине давления под поршнем в период всасывания при наличии воздушного колпака на всасывании.

Результирующая кривая подтверждает ранее сделанные выводы о том, что

- сумма гидравлических потерь значительно меньше потерь, какие бы имели место в поршневом насосе при его работе без колпаков;

- инерционные сопротивления значительно меньше, так как приведенная длина участка трубопровода с неравномерным движением при колпаке в несколько раз меньше приведенной длины подводящего трубопровода.

Анализ графика распределения давления под поршнем в период всасывания при наличии воздушного всасывающего колпака показывает, что значительное уменьшение гидравлических и инерционных потерь позволяет:

- увеличить высоту всасывания поршневого насоса;
- увеличить длину подводящего трубопровода;
- избежать отрыва поршня от жидкости.

График распределения давления под поршнем при нагнетании и при наличии нагнетательного воздушного колпака показан на рис. I.18, где:

- I - кривая давления в области нагнетания;
- II - кривая изменений геометрической высоты нагнетания;
- III - сопротивление нагнетательного клапана;
- IV - потери на гидравлические сопротивления;
- V - инерционные потери на участке от цилиндра поршневого насоса до колпака;
- VI - инерционные сопротивления жидкости, заполняющей полость цилиндра;
- VII - результирующая кривая.

Таким образом, сопоставление уравнений и построенные графики свидетельствуют, что наличие воздушных колпаков на всасывающем и нагнетательном трубопроводе распределяют давление всасывания и нагнетания под поршнем более равномерно

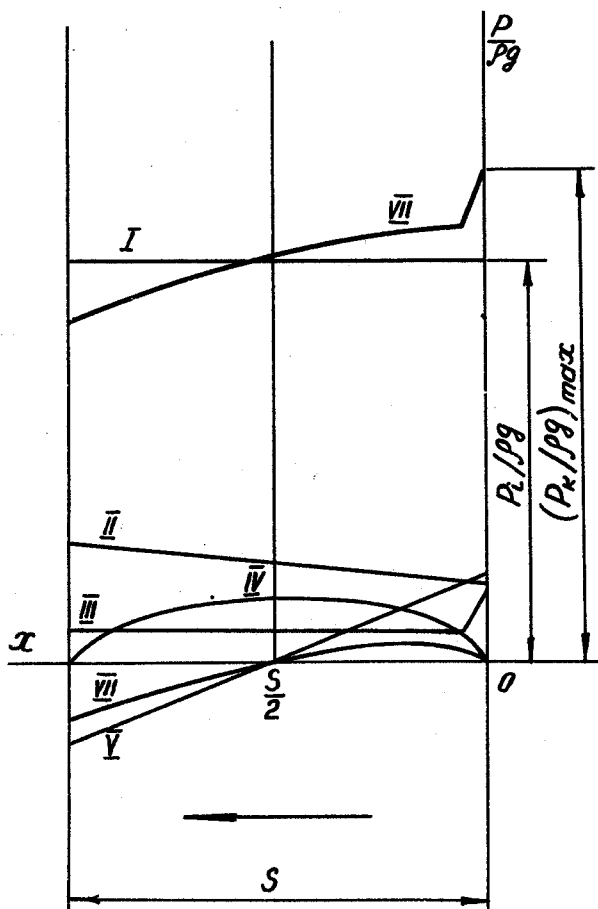


Рис. I. 18. Изменение давления в цилиндре в период нагнетания с воздушным колпаком на отводящем трубопроводе

за счет уменьшения влияния сил инерции. Следовательно, и подача в напорном трубопроводе практически равномерна.

Так как температура воздуха в колпаках при колебаниях давлений, вызванных работой насоса, остается постоянной, то степень неравномерности давлений выражается через объем воздуха в колпаке

$$\delta = \frac{V_{k \max} - V_{k \min}}{V_{k \max} + V_{k \min}}.$$

Нормально функционирующий колпак должен быть на  $2/3$  заполнен воздухом. Степень неравномерности давлений в подводящем и отводящем трубопроводе принимают в пределах

$\delta = 0,01 \dots 0,05$ , что позволяет определить необходимый объем колпака (рис. I.19).

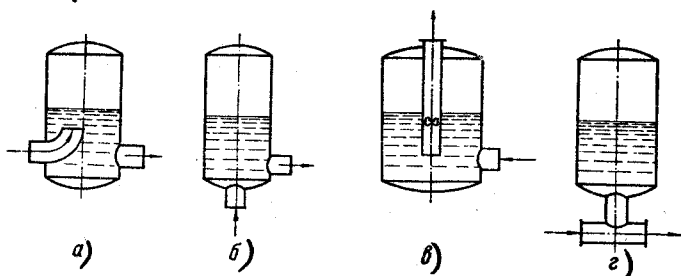


Рис. I.19. Принципиальные схемы устройства воздушных колпаков

Для наиболее распространенных в корабельной практике насосов трех- и четырехкратного действия размеры воздушных колпаков принимаются соответственно  $0,5F_n S$  и  $2 \cdot F_n S$ . В процессе эксплуатации уровень жидкости в колпаке на отводящем трубопроводе постепенно повышается вследствие растворения воздуха в жидкости. Пополнение воздуха осуществляется через подводящий трубопровод или от системы сжатого воздуха.

## 1.6. Индикаторная диаграмма

### работы поршневого насоса

Основной целью исследования работы поршневого насоса является определение работы, затрачиваемой на создание напора и подачи, условий, определяющих расчет на прочность отдельных деталей, гидравлической нагрузки и мощности приводного двигателя.

Представим процессы, происходящие в цилиндре поршневого насоса простого действия, в координатах  $p - V$ . При рассмотрении теоретических процессов сделаем следующие допущения, позволяющие в значительной степени упростить исследование процессов, не изменяя их физической сущности. Будем считать, что:

параметры состояния жидкости в процессе всасывания и нагнетания остаются постоянными;

жидкость является идеальной;

отсутствуют протечки жидкости через неплотности;

наполнение цилиндра жидкостью происходит под действием атмосферного давления;

вся энергия приводящего двигателя превращается в полезную работу.

Эти допущения позволяют идеализировать реальные процессы, происходящие в цилиндре поршневого насоса. С учетом допущений на рис. 1.20 представлены теоретические процессы, происходящие в цилиндре идеального поршневого насоса.

Точка 4 в координатах  $p - V$  соответствует крайнему левому положению поршня. В этот момент всасывающий нагнета-



тольный клапаны закрыты.

При движении поршня вправо объем цилиндра увеличивается и в цилиндр под постоянным давлением  $p_n$  начинает поступать жидкость через открывшийся всасывающий клапан. На рис. I.20 процесс 4-1 - процесс всасывания.

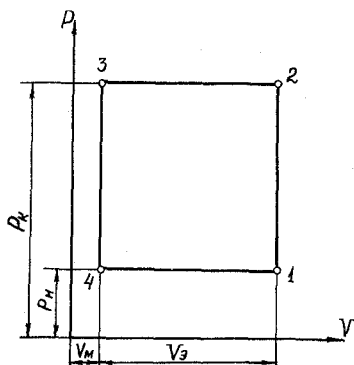


Рис. I.20. Теоретическая индикаторная диаграмма работы поршневого насоса

Когда поршень достигнет крайнего правого положения

и начнет движение обратно, самодействующие клапаны - всасывающий и нагнетательный - под действием давления в цилиндре соответственно закроется и откроется. Давление в цилиндре мгновенно вырастает (процесс 1-2) до  $p_k$  и начинается процесс нагнетания 2-3. Процесс нагнетания заканчивается при крайнем левом положении поршня. Поршень в крайнем левом положении вытесняет из цилиндра жидкость в объеме  $V_s$ , поэтому при обратном движении поршня давление  $p_k$  теоретически мгновенно падает до давления всасывания  $p_n$ . Всасывающий клапан откроется, нагнетательный - закроется, и далее повторится рабочий процесс в поршневом насосе.

Таким образом, в координатах  $p - V$  мы получили диаграмму, которая ограничена двумя изобарами 4-1 и 2-3 двумя изохорами 1-2 и 3-4. Такая диаграмма называется теоретической индикаторной диаграммой.

На рис. I.21 представлена действительная индикаторная диаграмма работы поршневого насоса с учетом изменения дав-

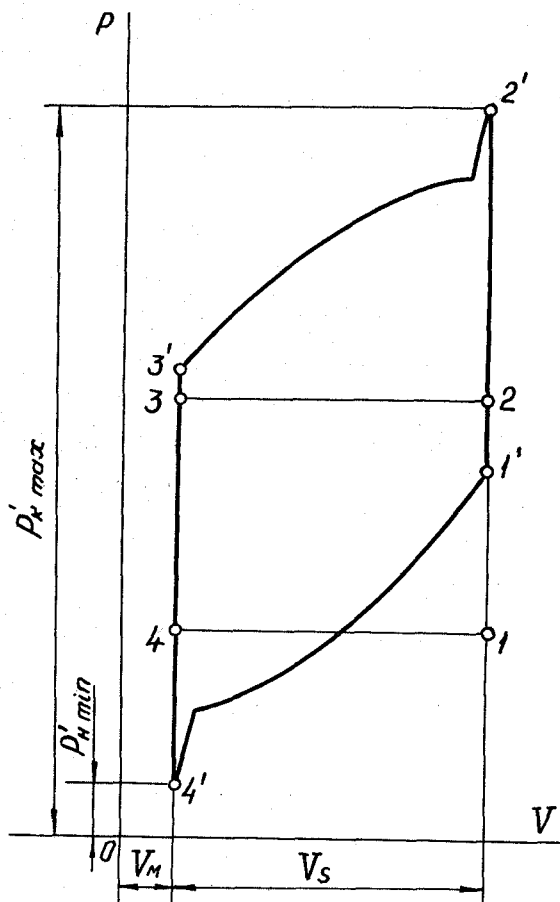


Рис. I.21. Действительная индикаторная диаграмма работы поршневого насоса

лений под поршнем в период всасывания и нагнетания.

На рис. I.22 представлена действительная индикаторная диаграмма работы поршневого насоса с воздушными колпаками на подводящем и отводящем трубопроводах. Применение воздушных колпаков приближает диаграмму работы поршневого насоса

к теоретической индикаторной диаграмме. Легко видеть, что установка колпаков улучшает всасывающую способность насоса, уменьшает его массогабаритные показатели.

Исследование индикаторных диаграмм работы поршневых насосов позволяет проводить диагностику насосов.

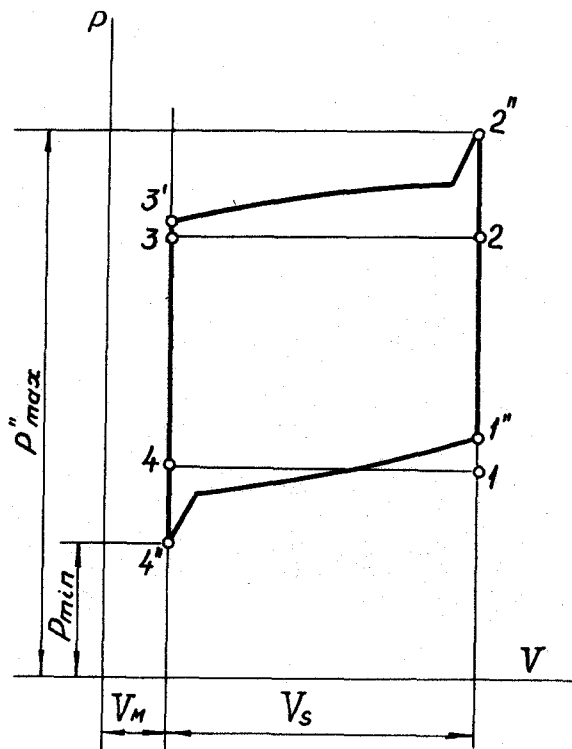


Рис. I.22. Индикаторная диаграмма работы поршневого насоса с воздушными колпаками на подводящем и отводящем трубопроводах

### I.7. Клапаны поршневых насосов

Для периодического сообщения рабочей полости насоса с подводящим и отводящим трубопроводами насосы снабжаются

клапанами. Если действие клапанов осуществляется от какого-либо привода, то их называют клапанами п р и н у д и - т е л ь н о г о д е й с т в и я. Если же действие клапанов происходит под влиянием разности давления над и под клапаном, имеющей место при работе насоса, то клапаны называют автоматическими, или самодействующими. В корабельных насосах используются исключительно самодействующие автоматические клапаны.

Клапаны поршневых насосов размещаются в специальных клапанных коробках, которые непосредственно примыкают к насосным цилиндрам и конструктивно являются их частью. В клапанной коробке на пути от трубопровода к рабочей полости цилиндра имеется отверстие, конструктивно оформленное в виде гнезда, которое прикрывается клапаном при его посадке. Так происходит разобщение цилиндра от примыкающего к нему подводящего или отводящего трубопровода. При подъеме клапана рабочая полость цилиндра сообщается с подводящим или отводящим трубопроводом.

К клапанам любой конструкции, используемым в поршневых насосах, должны быть предъявлены следующие требования:

- а) клапаны в закрытом состоянии должны обладать полной герметичностью;
- б) клапаны должны обладать минимальным гидравлическим сопротивлением, как при отрыве их от гнезда, так и при пропуске жидкости в открытом состоянии;
- в) клапаны должны обладать возможно малой массой, что обеспечивает их быстрое открытие и закрытие;
- г) клапаны должны опускаться на гнездо без стука.

В зависимости от назначения насосов, их подачи, условий применения используются различные конструкции клапанов.

У корабельных насосов клапаны располагаются в клапанных коробках попарно. Клапанные коробки представляют собой часть блока цилиндров насоса. Разрез подобной клапанной коробки показан на рис.1.23.

Корпус коробки имеет две горизонтальные перегородки, ко-

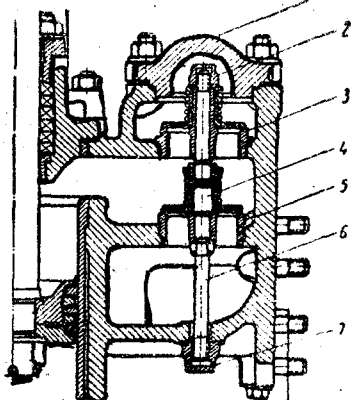


Рис.1.23. Клапанный блок

которые разделяют его на три части: верхнюю, среднюю и нижнюю. В горизонтальных перегородках установлены гнезда клапанов. Гнезда устанавливаются в клапанной коробке через верхнее отверстие, закрытое крышкой 1. Сквозь центральные отверстия клапанных гнезд пропускается установочный стержень 6, имеющий в средней части утолщение 4, которым он упирается на заплечики в гнезде клапана 5. На нижний конец стержня 6, выходящий из корпуса клапанной коробки, навинчивается гайка 7, при затягивании которой стержень фиксируется в вертикальном положении, одновременно закрепляя гнездо клапана 5. Верхний конец стержня 6 проходит через центральное отверстие гнезда клапана 3. Средняя часть этого гнезда выполнена в виде цилиндрической втулки, в которую упирается нажимная гайка 2.

Нижняя полость клапанной коробки сообщается с подводящим трубопроводом, верхняя - с отводящим. Средняя -

- соединяется с цилиндром насоса. При всасывающем ходе давление в средней части уменьшается, вследствие чего происходит открытие нижнего всасывающего клапана, и в цилиндр насоса поступает жидкость. С началом нагнетательного хода давление в цилиндре, а следовательно, в средней части клапанной коробки растет. Под действием этого давления всасывающий клапан закрывается и происходит открытие верхнего, нагнетательного клапана.

На рис. I.24, а показан простейший тарельчатый клапан I с нижними направляющими ребрами 2 и гнездом 3.

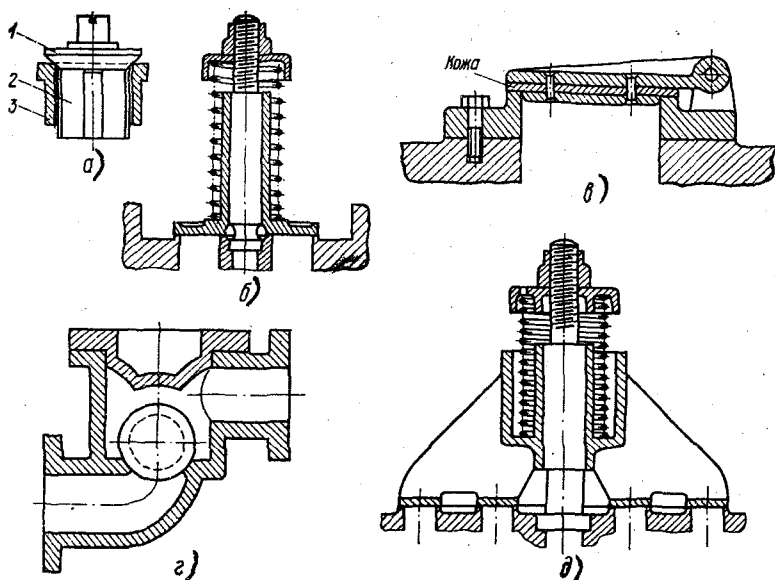


Рис. I.24. Клапаны поршневых насосов

Наиболее подходящими материалами для изготовления этих клапанов являются бронза и нержавеющая сталь, допускающие тщательную притирку клапана к гнезду и их соприкосновение по одной линии, что обеспечивает достаточную герметизацию клапана.

Тарельчатый клапан с верхней направляющей колонкой и нажимной пружиной показан на рис. I.24,б. Клапанная пружина применяется для того, чтобы тщательно прижимать к седлу клапан, имеющий сравнительно небольшую массу и, следовательно, обладающий малой инерцией. При перекачке загрязненной жидкости опорная поверхность тарельчатого клапана снабжается резиновой или кожаной прокладкой.

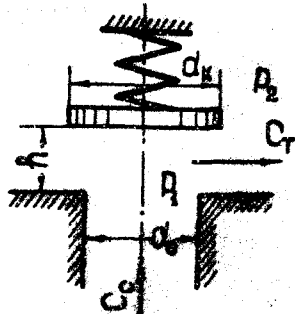
Разновидностью тарельчатого клапана является откидной, или шарнирный клапан, показанный на рис. I.24,в; он применяется на насосах с небольшой частотой вращения коленчатого вала при перекачке главным образом загрязненных жидкостей. Такие клапаны изготавливаются с кожаными или резиновыми прокладками.

Насосы для перекачки вязких, густых жидкостей снабжаются шаровыми клапанами, показанными на рис. I.24,г. Шаровые клапаны малых размеров изготавливаются из стали или чугуна, бронзы, а шары больших размеров делаются полыми или из резины с металлическим сердечником.

Для перекачки больших количеств жидкости применяются групповые клапаны, т.е. вместо одного большого клапана устанавливается несколько малых или же один двухкольцевой клапан (рис. I.24,д).

Чтобы судить о работе клапанов, необходимо уметь определять зависимость основных параметров их работы от положения поршня в цилиндре насоса. Этой цели служит элементарная теория клапанов, с помощью которой приближенно определяется зависимость высоты подъема клапана  $h$ , скорости его подъема и ускорения в функции скорости поршня и положения его в цилиндре.

Рассмотрим работу клапана (рис. I.25). Примем следующие обозначения:



$G$  - сила тяжести, соответствующая массе клапана;

$R$  - натяжение пружины;

$f_0, f$  - площади проходного сечения седла и тарелки клапана;

$У, \varepsilon$  - коэффициент скорости и степень сжатия потока, выходящего из клапанной щели;

$\ell$  - периметр клапанной щели;

Рис. I.25. Схема клапана поршневого насоса

$C_t$  - теоретическая скорость жидкости в щели клапана;

$P_1, P_2$  - давление под и над клапаном соответственно;

$C_c$  - скорость жидкости при движении через седло;

$d_k$  - внешний диаметр тарельчатого клапана.

Напишем уравнение статического равновесия открытого клапана

$$G + R = f(P_2 - P_1). \quad (I.7.1)$$

Тогда гидравлическое сопротивление открытого клапана

$$H_k = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{G + R}{f}. \quad (I.7.2)$$

Приближенно считая  $R = \text{const}$ , получаем сопротивление открытого клапана  $H_k = \text{const}$ .

Скорость жидкости в клапанной щели выразится известной из гидромеханики формулой

$$C_t = У \sqrt{2gH_k}. \quad (I.7.3)$$

Уравнение сплошности для потока, протекающего через клапан,

$$\alpha \cdot \ell \cdot h \cdot C_t = f_0 \cdot C_c = f v_k, \quad (I.7.4)$$

где  $v_k$  - скорость подъема клапана;

$\alpha \cdot \ell \cdot h \cdot C_t$  - расход жидкости через щель;



$f_0 \cdot c_c$  - расход жидкости в гнезде клапана;

$f \cdot v_K$  - объем жидкости, задерживаемой под клапаном.

Из уравнения найдем высоту подъема клапана

$$h = \frac{1}{\epsilon \rho c_r} (f_0 \cdot c_c - f v_K) = \frac{F \cdot r \omega \sin \theta - f v_K}{\mu \epsilon \sqrt{2g H_K}}, \quad (I.7.5)$$

где  $\mu = \epsilon \rho c_r$  выражена через угол поворота коленчатого вала.

Дифференцируя это выражение, находим скорость подъема клапана

$$v_K = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu \epsilon \sqrt{2g H_K}} (F \cdot r \cdot \omega^2 \cos \theta - f \frac{dv_K}{dt}). \quad (I.7.6)$$

Вторым членом в скобке можно пренебречь. Тогда получим

$$v_K = \frac{F \cdot r \cdot \omega^2 \cos \theta}{\mu \cdot \epsilon \sqrt{2g H_K}}. \quad (I.7.7)$$

Подставим полученное выражение в уравнение движения клапана

$$h = \frac{F r \cdot \omega \sin \theta}{\mu \epsilon \sqrt{2g H_K}} - \frac{F \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta}{(\mu \epsilon \sqrt{2g H_K})^2}. \quad (I.7.8)$$

Уравнение показывает, что  $h$  является функцией одной переменной - угла поворота коленчатого вала. На рис. I.26 постро-

ен график подъема клапана (результатирующая находится как разность синусоиды и косинусоиды, амплитуды которых известны). Пунктиром на графике показана опытная кривая, которая указывает на то, что клапан поднимается и садится

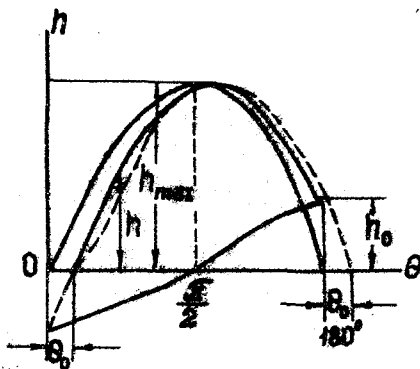


Рис. I.26. График подъема клапана

на седло с некоторым запаздыванием на угол  $\theta_0$ .

Определенный интерес представляет максимальная высота подъема клапана. Она определяется из уравнения при  $\theta = \frac{\pi}{2}$ .

$$h_{\max} = \frac{F \tau \omega}{\mu c \sqrt{2gH_K}} = \frac{F \tau \omega}{\mu c \sqrt{2g \frac{G+E}{P g f}}} \quad (I.7.9)$$

Из полученного выражения следует, что чем больше частота вращения коленчатого вала, тем меньше нагрузка на клапан, чем меньше длина клапанной щели и вязкость жидкости, тем больше  $h_{\max}$ .

Уравнение высоты подъема клапана позволяет определить и угол запаздывания посадки клапана на гнездо. Положив  $h = 0$ , найдем угол запаздывания подъема (посадки) клапана  $\theta_0$ .

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{f \omega}{\mu c \sqrt{2gH_K}} \quad (I.7.10)$$

Угол запаздывания  $\theta_0$  тем больше, чем больше  $f$  и  $\omega$ .

Так как запаздывание в посадке клапана увеличивает внутренние протечки жидкости, то желательно, чтобы оно было возможно малым. Поэтому выгодно вместо одного большого клапана иметь несколько малых клапанов, каждый из которых, имея небольшую площадь  $f$ , будет быстро садиться на гнездо. Быструю посадку клапана на гнездо можно обеспечить увеличением натяжения пружины  $R$ , однако это не всегда выгодно, так как сопровождается увеличением гидравлических потерь в клапане.

Значения сопротивления в клапанах в зависимости от напора, развиваемого насосом, приведены в таблице

Т а б л и ц а

Тип насоса	Напор $H$ , м в.ст.	Сопротивление $H_K$ , м в.ст.
Низконапорный	до 50	0,4 - 0,6
Средненапорный	от 50 до 500	I - 2
Высоконапорный	более 500	I,5 - 2,5

Для корабельных поршневых насосов представляет особый интерес условие работы клапанов без стука. Появление стука находится в тесной зависимости от скорости, с которой клапан садится на седло. Скорость посадки клапана на гнездо может быть определена, если принять  $\theta = 180^\circ$ , тогда

$$v_{\kappa}^{noc} = h_{max} \cdot \omega. \quad (I.7.II)$$

По данным профессора И.И.Куколевского (МВТУ им.Н.Э.Баумана) клапаны на воде начинают стучать при скорости жидкости в щели, превышающей критическую величину (0,6...0,65 м/с).

Предложенное профессором И.И.Куколевским простое соотношение между высотой подъема клапана и частотой вращения коленчатого вала насоса позволяет не производить дополнительных испытаний поршневого насоса и может быть исходным при расчете клапанов

$$n \cdot h_{max} \leq 500 \dots 700. \quad (I.7.I2)$$

Кроме того, это соотношение показывает, что добиться безударной работы клапанов можно уменьшением высоты  $h_{max}$  путем увеличения затяжки пружины. При эксплуатации поршневых насосов стук является чаще всего следствием ослабления или поломки пружины клапана.

### I.8. Потери энергии

#### и характеристики поршневых насосов

Основной конструктивной особенностью поршневых насосов является наличие всасывающих и нагнетательных клапанов, которые являются местными гидравлическими сопротивлениями на пути движения жидкости, приводящими к снижению напора насоса. Скорость жидкости в нагнетательных клапанах 2...4 м/с, во всасывающих - 1...2 м/с.

Гидравлические потери в клапанах невелики, гидравлический КПД поршневых насосов достаточно высок и лежит в пределах 0,97...0,99. Изменения режимов мало влияют на гидравлический КПД.

Наличие клапанов является причиной увеличения объемных потерь, связанных с запаздыванием насадки клапанов на седла и отрывом от них.

В результате запаздывания происходит утечка жидкости, которая в совокупности с протечками через сальники штоков поршней, протечками через поршневые кольца, отводом жидкости на охлаждение масла в самоохладителе составляет объемные потери поршневого насоса. Объемный КПД поршневых насосов лежит в пределах 0,82...0,99.

Объемный КПД корабельных поршневых насосов лежит у нижнего предела, так как они быстроходны и имеют относительно небольшие подачи (10...20 м<sup>3</sup>/ч), а следовательно, и размеры цилиндров.

Требования к ограничению скоростей поршней, а следовательно, наличие редукторов у вальных поршневых насосов служит причиной дополнительных и весьма значительных механических потерь. В червячной передаче эти потери достигают 50% передаваемой мощности.

Механический КПД поршневого насоса без передачи лежит в пределах 0,85...0,96 и мало изменяется в широких пределах изменения мощности. Общий коэффициент полезного действия поршневого насоса лежит в пределах 0,5...0,95, границы изменения его в зависимости от подачи представлены на рис. I.27.

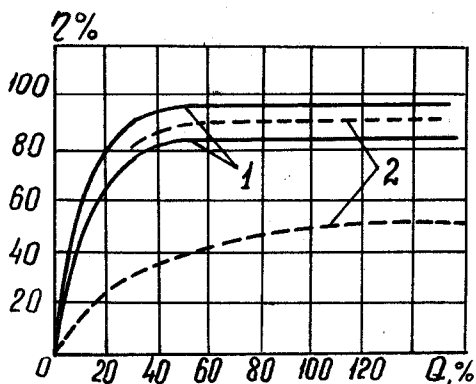


Рис. I.27. Графики изменения КПД поршневого насоса:  
1 - объемного; 2 - общего

Характеристика поршневого насоса - зависимость подачи насоса от напора - имеет общий для объемных насосов вид (рис. I.28).

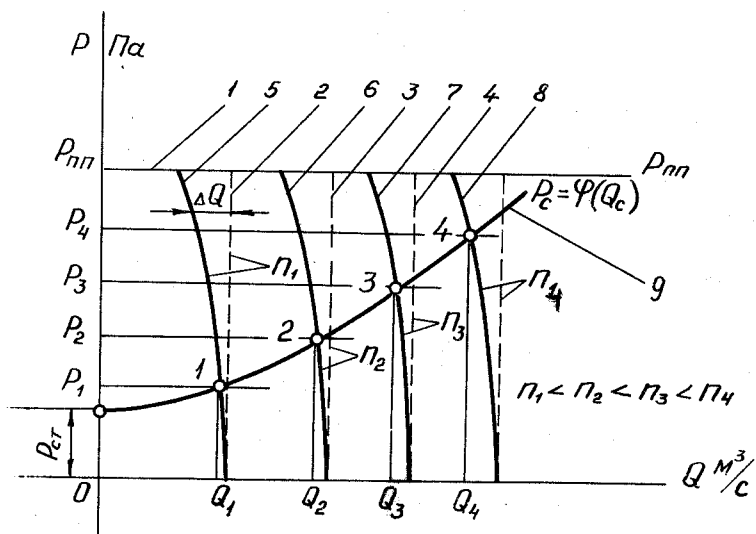


Рис. I.28. Характеристики поршневого насоса

Для них нет жесткой связи подачи от напора насоса, однако характеристики 5,6,7,8, полученные экспериментальным путем, отличаются от идеальных 2,3,4 характеристик. Основной причиной отклонения является зависимость объемных потерь  $\Delta Q$  от напора, которые при неизменной подаче растут с увеличением напора. Отклонение характеристики поршневого насоса от идеальной характеристики определяет величину объемных потерь  $\Delta Q$ .

Полезную мощность поршневого насоса определяют по формуле  $N_n = pQ$ , графически выражают функциональной зависимостью от частоты вращения коленчатого вала насоса, подачи и напора. Зависимость между давлением насоса и подачей практически линейная, поэтому и характеристика полезной мощности линейна (рис. I.29).

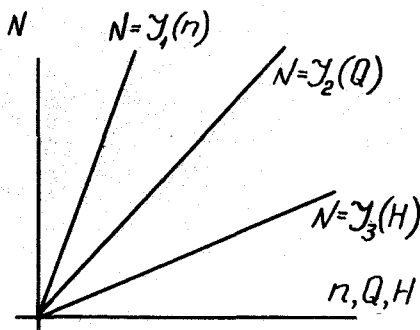


Рис. I.29. Потребляемая поршневым насосом мощность.

1.  $N = \varphi_1(n)$  2.  $N = \varphi_2(Q)$  3.  $N = \varphi_3(H)$

### 1.9. Особенности эксплуатации

#### поршневых насосов

Поршневые насосы, относящиеся к насосам объемного типа, обладают рядом специфических свойств, накладывающих на эксплуатацию определенные особенности.

Поршневые насосы, в отличие от лопастных насосов, обладают способностью к сухому всасыванию и большой высотой всасывания. Эта особенность позволяет перед пуском насоса не производить заполнения его гидравлической части жидкостью.

В отличие от лопастных насосов регулирование количественное (дросселированием) для поршневых насосов недопустимо, следовательно, регулирование подачи может осуществляться частотой вращения приводящего двигателя.

Подача поршневых насосов практически не зависит от напора, а это значит, что ошибочное закрытие клапана на отводящем трубопроводе или пуск насоса с закрытым клапаном может привести к разрушению насоса или отводящего трубопровода.

Так как поршневые насосы работают в различных условиях, то их обслуживание производится строго по инструкции.

Однако имеются общие правила, которые следует строго выполнять при обслуживании всех типов поршневых насосов.

В период подготовки поршневого насоса к пуску необходимо провести тщательный осмотр, убедиться в надежности крепления насоса к фундаменту. Убедиться, что прокладки и сальники находятся в удовлетворительном состоянии, контроль-

но-измерительные приборы исправны, количество и качество масла в системе смазки соответствует требованиям к маслу. После осмотра необходимо приготовить систему, открыть всасывающий клапан на подводящем и нагнетательный клапан на отводящем трубопроводах, повернуть насос за муфту приводящего двигателя таким образом, чтобы поршни совершили не менее трех двойных ходов. При пуске насоса следует наблю-

дать за его работой, обратив особое внимание на показания амперметра, мановакуумметра, манометра на системе смазки. Повышенные показания амперметра свидетельствуют о неисправности насоса, повышенное давление в отводящем трубопроводе — о засорении системы, неполном открытии клапанов на отводящем трубопроводе, увеличение вакуумметрической высоты — о засорении фильтра на подводящем трубопроводе. При работе насоса контролируются состояния сальников, их температура, протечки, которые не должны превышать установленные нормы, температура масла в системе. При работе насоса необходимо сделать записи в эксплуатационный журнал, требуемые инструкциями по эксплуатации.

Остановка насоса производится остановкой приводящего двигателя, после чего закрываются клапаны на трубопроводах. Производят осмотр, устранение неисправностей и приводят насос в состояние немедленной готовности к действию.



## Г л а в а 2

### РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

#### 2.1. Общие сведения о роторных насосах

Среди большого разнообразия насосов, используемых в настоящее время в различных корабельных системах, широкое применение нашли роторные насосы.

Роторные насосы имеют существенные отличия от центробежных, осевых и поршневых насосов. От центробежных и осевых насосов роторные отличаются принципом работы, принципом перемещения жидкой среды, являясь объемными насосами. От поршневых насосов роторные отличаются наличием вращающихся рабочих органов.

Широкое применение роторных насосов на кораблях обусловлено тем, что они сочетают в себе ряд преимуществ и достоинств, присущих только отдельным видам других насосов.

К преимуществам и достоинствам роторных насосов относятся:

- незначительная зависимость подачи  $Q$  от давления насоса  $p$  ;
- способность создавать высокие давления  $p$  ;
- высокая частота вращения роторов  $n$  , допускающая безредукционное соединение насоса с быстроходным двигателем;
- высокая равномерность подачи  $Q$  .

Кроме того, роторные насосы в большинстве своем просты по устройству, надежны в работе, долговечны, не требуют сложного ухода и ремонта.

Вместе с тем роторные насосы имеют недостатки, которые обуславливают некоторые особенности их эксплуатации. Основным из них является повышенная требовательность к чистоте перекачиваемой жидкой среды.

Согласно ГОСТу 17398-72 роторные насосы классифицируют (рис.2.1):

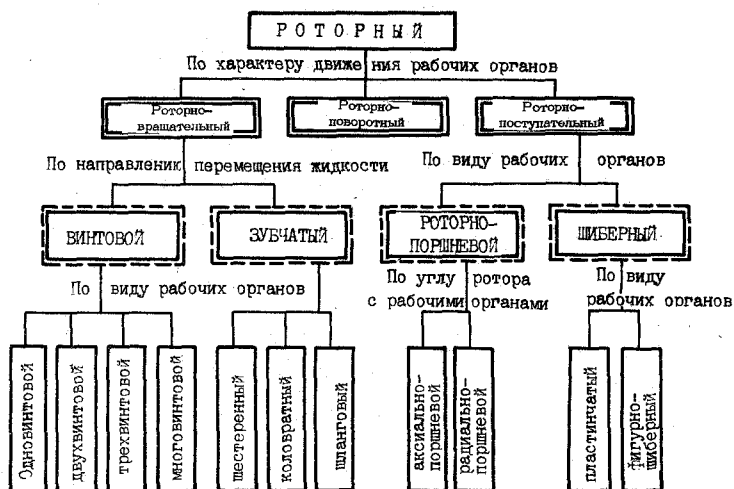


Рис.2.1. Диаграмма классификации роторных насосов

- по характеру движения рабочих органов как роторно-вращательные (с вращательным движением рабочих органов), роторно-поворотные (с вращательным и возвратно-поворотным движением рабочих органов) и роторно-поступательные (с вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов);

- по направлению перемещения жидкости как винтовые (роторно-вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов) и зубчатые (роторно-

-вращательные насосы с перемещением жидкой сферы в плоскости, перпендикулярной оси вращения рабочих органов);

- по виду рабочих органов как винтовые, шестеренные, коловратные, шланговые, роторно-поршневые (аксиальные и радиальные), шиберные (пластинчатые и фигурно-шиберные).

Наибольшее применение на кораблях нашли шестеренные, винтовые, роторно-поршневые и пластинчатые насосы.

## 2.2. Шестеренные насосы

Шестеренными называют зубчатые насосы с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент.

### 2.1. Схема устройства и работа

Схема устройства. Простейший шестеренный насос состоит из двух находящихся в зацеплении шестерен, заключенных в корпус (рис.2.2). Ведущая шестерня 1 жестко (шпонкой) соединена с валом, получает вращение от двигателя и передает крутящий момент ведомой шестерне. Ведомая шестерня 2 свободно насажена на вал и получает вращение от ведущей шестерни, находясь с ней в зацеплении. Конструктивно шестерни могут быть выполнены совместно с валом

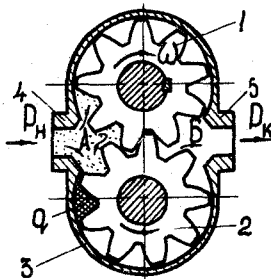


Рис.2.2. Схема устройства шестеренного насоса

как единая деталь. Корпус 3 с крышкой (на рис.2.2 крышка не показана) охватывает обе шестерни по окружности и с тор-

цов с очень малыми радиальными торцевыми зазорами. Ограниченные корпусом впадины между зубьями шестерен образуют замкнутые рабочие камеры-объемы  $q$ . При вращении шестерен, как показано стрелками на рис.2.2, на входе в насос образуется полость всасывания А, а на выходе из него - полость нагнетания Б. Патрубки 4 и 5 сообщают полости А и Б соответственно с подводящим и отводящим трубопроводами системы, в составе которой работает насос.

Работа насоса. Перемещение жидкой среды осуществляют вращающиеся шестерни. При этом в насосе одновременно происходят три процесса: всасывание, перенос жидкости и нагнетание.

В с а с ы в а н и е происходит в полости А, где зубья шестерен выходят из зацепления: зубья одной шестерни выходят из впадин между зубьями другой шестерни. Вследствие этого объем впадин увеличивается, в них создается разрежение, давление в полости А и на входе в насос  $P_H$  становится меньше давления в подводящем трубопроводе  $P_0$ . Под воздействием возникшей разницы давлений на всасывании  $\Delta P_{вс} = P_0 - P_H$  перекачиваемая жидкая среда поступает в насос и заполняет все впадины между зубьями шестерен, сообщаемые в данный момент с полостью всасывания А.

П е р е н о с жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания Б насоса начинается в момент времени, когда шестерни при своем дальнейшем вращении обеспечивают геометрическое замыкание рабочей камеры - впадины между зубьями. При этом, как видно из рис.2.2, жидкость, заполнившая замкнутый объем впадины  $q$ , переносится шестернями по окружности в направлении их вращения.

Нагнетание происходит в полости Б, где зубья шестерен входят в зацепление: зубья одной шестерни, как поршни, входят во впадины между зубьями другой шестерни, уменьшая их объем и вытесняя из них жидкость. Вследствие этого давление в полости Б и на выходе из насоса  $P_K$  возрастает и становится больше давления в отводящем трубопроводе системы  $P_C$ . Под воздействием возникшей разницы давлений на нагнетании  $\Delta P_{нг} = P_K - P_C$  перекачиваемая жидкая среда подается из насоса в обслуживаемую систему. На осуществление процессов всасывания, переноса жидкости и нагнетания насос потребляет от двигателя определенную мощность (энергию), обеспечивая при нормальной работе требуемые значения подачи  $Q$  и давления  $P$ .

Следует отметить, что возникающая при работе насоса значительная разность давлений в полостях Б и А ( $P_K \gg P_H$ ) приводит к возникновению радиальных сил. Радиальные силы стремятся сместить шестерни в сторону меньшего давления и воспринимаются подшипниками вала, вызывая их односторонний износ. При сильном износе подшипников возможно даже касание зубьев шестерен о корпус и его задир.

Очевидно также, что поскольку  $P_K \gg P_H$ , то нормальная работа шестеренного насоса возможна лишь при наличии непрерывного герметичного отделения полости нагнетания Б от полости всасывания А. Нормальная работа насоса нарушается в случае возникновения значительных утечек жидкости из полости Б обратно в полость А через неплотности между корпусом и шестернями, а также через неплотности в районе зацепления шестерен.

Уплотнение между корпусом и шестернями достигается соблюдением требуемой (формулярной) величины торцевых и радиальных зазоров, которые в любом случае не должны превышать 0,3 мм. Точные значения величин этих зазоров для каждой конкретной марки насоса приведены в его формуляре.

Уплотнение в районе зацепления шестерен достигается благодаря непрерывному соприкосновению (контакту) зубьев друг с другом и соблюдению условия, когда до выхода из зацепления одной пары зубьев в зацепление вступает вторая пара.

Описанные выше процессы всасывания и нагнетания позволяют рассматривать впадины между зубьями шестерен, как своеобразные цилиндры поршневого насоса, в которых зубья, как своеобразные поршни, совершают возвратно-поступательное движение, перемещая жидкость. Таким образом, шестеренные насосы по принципу действия являются объемными и снабжаются предохранительными перепускными клапанами. Предохранительные клапаны предотвращают поломку насоса или разрыв трубопроводов несжимаемой жидкостью при случайном пуске или работе насоса с закрытым клапаном на отводящем трубопроводе. В этом случае вся жидкость через предохранительный клапан перепускается из полости нагнетания обратно в полость всасывания.

2.2.2. Д а в л е н и е , н а п о р , п о д а ч а  
и у с л о в и я н а д е ж н о г о в с а с ы в а н и я

Давление и напор. Давлением шестеренного насоса называют величину, определяемую зависимостью

$$P = P_K - P_H + \rho \frac{C_K^2 - C_H^2}{2} + \rho g (Z_K - Z_H) \text{ Па}, \quad (2.2.1)$$

где  $P_K$  и  $P_H$  — давления на выходе и входе в насос, Па;

$\rho$  — плотность жидкой среды, кг/м<sup>3</sup>;

$C_K$  и  $C_H$  — скорости жидкой среды на выходе и входе в насос, м/с;

$g = 9,81$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$Z_K$  и  $Z_H$  — высоты центров тяжести сечений выхода и входа в насос, м.

В шестеренных насосах (см. рис. 2.2) сечения выхода и входа имеют обычно равные диаметры и расположены примерно на одной высоте. Поэтому с достаточной для практических расчетов точностью можно принять

$$C_K = C_H \quad \text{и} \quad Z_K = Z_H.$$

Тогда давление и напор шестеренных насосов будут равны

$$P = P_K - P_H \text{ Па}; \quad H = P / \rho g \text{ м}.$$

Здесь величины  $P_K$  и  $P_H$  означают абсолютные давления.

В случае работы насоса с закрытым клапаном на отводящем трубопроводе давление на выходе насоса  $P_K$  равно давлению полного перепуска  $P_{пп}$ .

Давлением полного перепуска называют давление на выходе из насоса при перепуске всей подаваемой жидкой среды через предохранительный клапан.

Подача. Подачу шестеренных насосов принято выражать в м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/ч, л/мин или в см<sup>3</sup> за один оборот шестерни.

Идеальную подачу  $Q_n$  вычисляют по сравнительно сложным формулам, приведенным в справочной или специальной литературе. В большинстве случаев для практических целей вычисление  $Q_n$  производят по приближенным формулам, при выводе которых делают некоторые упрощающие допущения.

Выведем одну из таких формул, используя рис.2.3, на котором обозначены:

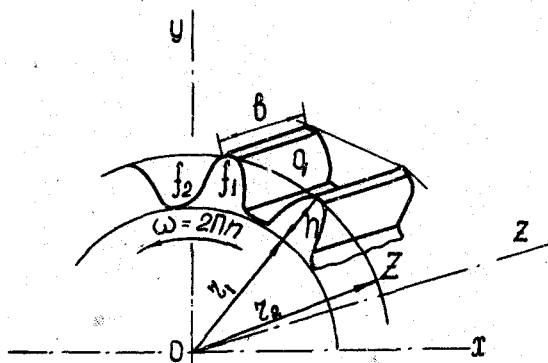


Рис.2.3. К определению подачи шестеренного насоса

$r_1$  и  $r_2$  - радиусы впадин и выступов зубьев шестерни, м;

$f_1$  и  $f_2$  - площади зуба и впадины,  $\text{м}^2$ ;

$b$  - ширина шестерни (впадины), м;

$q$  - объем впадины, в которой жидкость переносится из полости всасывания насоса в полость нагнетания,  $\text{м}^3$ ;

$z$  - число зубьев шестерни (равно числу впадин);

$h$  - высота зуба;

$n$  - частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ .

Допустим, что площади зуба и впадины равны  $f_1 = f_2$  (фактически  $f_1 < f_2$ ), площади полостей всасывания А и нагнетания Б (см.рис.2.2) равны нулю  $f_A = f_B = 0$ , т.е. корпус насоса как бы полностью охватывает шестерни.

Если теперь представить некоторый абстрактный насос, имеющий одну лишь шестерню с одной впадиной, то при

$n = 1 \text{ с}^{-1}$  идеальная подача такого насоса будет равна  $q \text{ м}^3/\text{с}$ .



Очевидно, что идеальная подача реального насоса с двумя шестернями, каждая из которых имеет  $z$  зубьев (впадин) и вращается с частотой  $n \neq 1$ , определится выражением

$$Q_H = 2z n q = 2z n b f_2. \quad (2.2.2)$$

Из рис. 2.2 и 2.3 видно, что  $z$  впадин занимают половину (при допущениях  $f_1 = f_2$  и  $f_A = f_B = 0$ ) площади кольца, заключенного между радиусами  $r_2$  и  $r_1$ .

Следовательно, площадь одной впадины определится выражением

$$f_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) / 2z. \quad (2.2.3)$$

Таким образом, формула для вычисления идеальной подачи шестеренного насоса будет иметь вид

$$Q_H = \pi(r_2^2 - r_1^2) b n \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.2.4)$$

Подачу (фактическую) определяют экспериментально при испытаниях насоса, например, методом заполнения мерного бака за регистрируемое секундомером время, как

$$Q = V / T \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.2.5)$$

где  $V$  — объем жидкости, поданной насосом в мерный бак,  $\text{м}^3$ ;

$T$  — время, которое потребовалось насосу для подачи жидкости в количестве  $V \text{ м}^3$ , с.

Разность между идеальной подачей и подачей называют утечками жидкости (объемными потерями)

$$\Delta Q = Q_H - Q \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.2.6)$$

Величину утечек оценивают безразмерной величиной — коэффициентом подачи, которым называют отношение подачи насоса к его идеальной подаче

$$\lambda = Q / Q_H. \quad (2.2.7)$$

Отсюда получим  $Q = \lambda Q_H$ .

Утечки части объема перекачиваемой жидкости из полости нагнетания обратно в полость всасывания через неплотности (зазоры) происходят вследствие значительной разности

давлений на выходе и на входе насоса  $\Delta P = P_K - P_H$  ( $P_K \gg P_H$ ), возникающей при его работе.

В шестеренных насосах наиболее значительные утечки жидкости происходят через радиальные и торцевые зазоры между корпусом и шестернями, а также через предохранительный клапан.

Из приведенных выше формул видно, что подача шестеренных насосов  $Q$  зависит от утечек  $\Delta Q$ , высоты зубьев шестерен  $h = r_2 - r_1$ , их ширины  $b$  и частоты вращения  $n$ . При проектировании шестеренных насосов требуемую величину  $Q$  обеспечивают подбором необходимого размера шестерен и в первую очередь их ширины  $b$ . Произвольное изменение высоты зубьев шестерен  $h = r_2 - r_1$ , как известно из курса теории механизмов и машин, недопустимо. Снижение частоты вращения шестерен  $n$  нерационально, а ее увеличение ограничено условиями надежного всасывания. При больших значениях  $n$  жидкость не будет успевать заполнять впадины между зубьями шестерен в процессе всасывания.

В практике эксплуатации шестеренных насосов их подачу  $Q$  и давление на выходе  $P_K$  регулируют перепуском жидкости через предохранительный клапан, т.е. изменением величины утечек  $\Delta Q$ .

Условия надежного всасывания. Условия всасывания перекачиваемой жидкости оказывают существенное влияние на работу шестеренных насосов. Для нормальной работы шестеренных насосов необходимо, чтобы впадины между зубьями вращающихся шестерен за время нахождения их в полости всасывания  $A$  (см. рис. 2.2) полностью заполнились жидкостью. Неполное за-

пополнение впадин жидкостью приводит к уменьшению подачи, давления, КПД насоса, а также к эмульсированию, вспениванию жидкости. Кроме того, неполное заполнение впадин жидкостью приводит к гидравлическим ударам, когда незаполненная впадина сообщается с полостью нагнетания, из которой во впадину устремляется обратный поток жидкости. Вследствие этого на шестерни и подшипники насоса будут действовать пульсирующие нагрузки, которые вызовут шум, вибрацию насоса и могут привести к его поломке.

Конструктивно надежность всасывания обеспечивается рациональным выполнением зацепления шестерен и самой полости всасывания насоса, где жидкость заполняет межзубцовые впадины.

В процессе эксплуатации всасывающая способность шестеренного насоса может ухудшиться. Наиболее вероятными причинами ухудшения всасывающей способности насоса являются:

- износ деталей, увеличение зазоров, что приводит к потере способности насоса создавать нужное разрежение на всасывании;
- нарушение уплотнения (герметичности) подводящего трубопровода и полости всасывания насоса, что приводит к подосу воздуха, эмульсированию жидкости и, как следствие, к неполному заполнению впадин;
- снижение температуры жидкости, что приводит к увеличению ее вязкости и затрудняет заполнение впадин;
- возрастание гидравлических сопротивлений подводящего трубопровода, например, из-за неполного открытия клапанов или засорения фильтров. Возрастание сопротивлений мо-

жет привести к снижению давления на входе в насос  $P_n$  (увеличению вакуума) до и ниже давления насыщенных паров жидкости при данной температуре и вызвать паро- и газовыделение всасываемой жидкости;

- увеличение частоты вращения шестерен, что приводит к возрастанию центробежных сил, стремящихся "выбросить" жидкость из впадин. Кроме того, с увеличением частоты вращения шестерен жидкость просто не будет успевать полностью заполнять впадины за время нахождения их в полости всасывания А.

Влияние угловой скорости вращения шестерен на заполнение жидкостью впадин (рис.2.4).

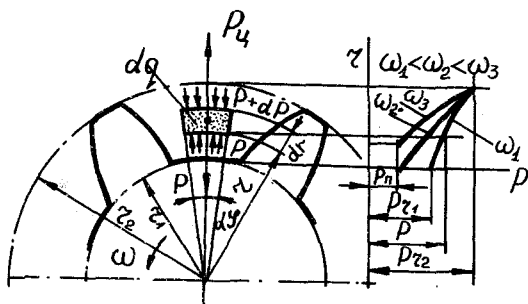


Рис.2.4. Влияние угловой скорости вращения шестерен на заполнение жидкостью впадин

Выделим во впадине между зубьями шестерни элементарный объем жидкости  $dq$  в виде призмы высотой  $dr$  и с площадью основания

$$ds = br d\varphi,$$

где  $b$  – длина выделенного элементарного объема, равная длине впадины;

$r d\varphi$  – ширина выделенного элементарного объема.

Тогда элементарный объем жидкости выразится как

$$dq = dr ds,$$

а его масса как

$$dm = \rho dr \cdot ds,$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости.

При вращении шестерни с угловой скоростью  $\omega$  на выделенный элементарный объем жидкости  $dq$  будут действовать две радиальные силы:

$$\text{центробежная } P_c = dm \omega^2 r = \rho \omega^2 ds r \cdot dr; \quad (2.2.8)$$

гидравлическая  $P = dp ds$ , обусловленная разностью давлений  $dp$ , действующих на площадку  $ds$  снизу и сверху (см. рис. 2.4). Поскольку выделенный объем жидкости  $dq$  не имеет радиального перемещения, то, следовательно, обе эти силы равны по величине, но противоположны по направлению  $P = P_c$ .

Подставляя в записанное равенство сил их выражения и сокращая величину  $ds$ , получаем дифференциальное уравнение вида  $dp = \rho \omega^2 r dr$ . Считая  $\rho \omega^2 = \text{const}$  и интегрируя полученное уравнение в известных из рис. 2.4 пределах

$$\int_{r_2}^{r_1} dr = \rho \omega^2 \int_{r_2}^{r_1} r \cdot dr,$$

после преобразований получим

$$P_{r_1} = P_{r_2} - \rho \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}, \quad (2.2.9)$$

где  $P_{r_1}$  и  $P_{r_2}$  – давления жидкости соответственно у оснований шпини на радиусе  $r_1$  и у вершин зубьев шестерни на радиусе  $r_2$ .

В практических расчетах с достаточной точностью можно

принять, что давление  $P_{r2}$  равно давлению жидкости на входе в насос  $P_H$ .

Из формулы видно, что при  $P_{r2} = P_H = \text{const}$  с увеличением угловой скорости вращения шестерни  $\omega$  резко (по квадратичной зависимости) уменьшается давление  $P_{r1}$  у основания впадины.

В случае  $P_{r1} < P_H$  у основания впадины между зубьями вращающейся с недопустимо большой скоростью шестерни образуются пары жидкости и воздух, что приводит к ухудшению условий всасывания и нарушению нормальной работы насоса.

Для обеспечения нормальной работы насоса необходимо выполнить условие  $P_{r1} \geq P_H$ . Допускаемая при этом угловая скорость вращения шестерни  $\omega_{\text{доп}}$  определяется из выражения

$$P_H \leq P_H - \rho \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

или

$$\omega_{\text{доп}} \leq \sqrt{2(P_H - P_H) / \rho(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (2.2.10)$$

Учитывая, что  $\omega = 2\pi n$ , получаем формулу для расчета допускаемой частоты вращения шестерни насоса

$$n_{\text{доп}} \leq \frac{1}{\pi} \sqrt{(P_H - P_H) / 2\rho(r_2^2 - r_1^2) \text{ с}^{-1}}. \quad (2.2.11)$$

Входящие в формулу величины были пояснены выше и должны браться в следующих единицах измерения:

$$P_H \text{ и } P_H - \text{Па}, \quad \rho - \text{кг/м}^3, \quad r_1 \text{ и } r_2 - \text{м}.$$

Следует иметь в виду, что полученная формула для расчета  $n_{\text{доп}}$  не учитывает влияния вязкости перекачиваемой жидкости, гидравлических сопротивлений, состояния уплотнений, износа насоса и других факторов, ухудшающих условия всасывания.

Для обеспечения надежных условий всасывания шестеренных насосов с учетом запаса на неучтенные факторы всегда должно выполняться условие  $n < n_{\text{доп}}$ .

### 2.2.3. Запирание жидкости во впадинах между зубьями шестерен

Сущность явления. Запиранием жидкости называют явление, когда часть объема перекачиваемой жидкости в некоторый момент времени оказывается герметично **запертой** (защемленной) зубьями одной шестерни во впадинах другой и, таким образом, изолированной как от полости нагнетания, так и от полости всасывания насоса (рис.2.5).

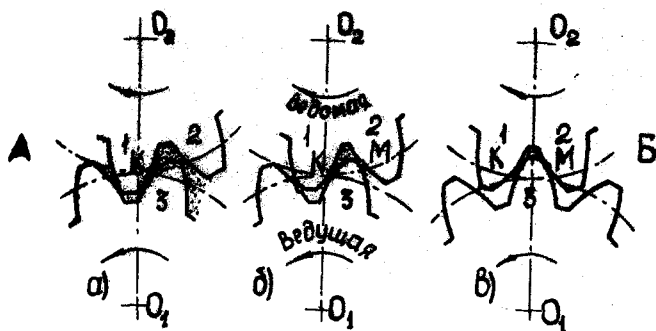


Рис.2.5. Запирание жидкости между зубьями при  $\tau = 1$

Запирание жидкости происходит во впадинах между зубьями шестерен, а также в случае, когда в зацепление одновременно вступают две и более пар зубьев. Явление запирания сопровождается резким и значительным повышением давления (компрессией) защемленной жидкости с последующим его снижением вплоть до глубокого разрежения (декомпрессией).

Сущность этого явления показана на рис.2.5, где изображены три последовательных положения зубьев 1, 2 и 3 при зацеплении ведущей и ведомой шестерен насоса.

В положении **а** жидкость, находящаяся во впадине между

зубьями I и 2, еще сообщается с полостью нагнетания насоса Б и в то же время изолирована от полости всасывания А линией контакта зацепления, обозначенной точкой К.

При дальнейшем вращении шестерен зубья 2 и 3 вступают в соприкосновение своими неработающими профилями, образуя новую линию контакта, обозначенную точкой М.

Таким образом, некоторый объем несжимаемой жидкости оказывается запертым (защемленным) во впадине между зубьями шестерен.

По мере дальнейшего вращении шестерен этот объем будет уменьшаться и достигнет минимальной величины, когда ось зуба 3 совпадет с осью межцентрового расстояния шестерен  $O_1O_2$  (позиция 6). Уменьшение объема запертой жидкости приведет к повышению ее давления (компрессии), которое может достичь опасно больших значений. Поскольку жидкость несжимаема, то явление ее запирания и компрессии аналогично по своим последствиям аварийному случаю попадания металлического предмета в зубчатое зацепление.

При дальнейшем вращении шестерен запертый объем начнет увеличиваться, что приведет к другому нежелательному процессу - падению давления (декомпрессии) жидкости до значения  $P_n$  и ниже. При этом из жидкости будут выделяться пары и растворенный в ней воздух, что приведет к вспениванию жидкости, ее эмульсированию - образованию механической смеси жидкости и мелких пузырьков паровоздушной смеси. При выходе из зацепления зубьев I и 3 образовавшаяся паровоздушная смесь, эмульсированная жидкость попадет в полость всасывания А, а затем будет переноситься в полость нагнетания Б насоса.



Запирание жидкости во впадинах между зубьями шестерен приводит к следующим отрицательным последствиям:

- возникновению значительных пульсирующих нагрузок на подшипники и зубья шестерен, что ведет к их преждевременному износу, поломке, к увеличению механического трения в подшипниках и в зубчатом зацеплении;

- снижению всасывающей способности насоса вследствие вспенивания, эмульсирования жидкости и неполного заполнения жидкостью впадин, что нарушает нормальную работу насоса, снижает его подачу и КПД;

- возникновению гидравлических ударов, когда в неполностью заполненные впадины между зубьями шестерен устремляется обратный поток жидкости при сообщении их с полостью нагнетания насоса;

- увеличению шумности и вибрации насоса вследствие возникновения пульсирующих нагрузок, вспенивания жидкости и гидравлических ударов.

Способы устранения.

Устранение явления запирания жидкости во впадинах между зубьями шестерен достигается конструктивными и эксплуатационными мерами.

К конструктивным мерам относятся, например, следующие. Насосы с большой подачей обычно выполняют с косозубыми и шевронными шестернями, у которых явление запирания жидкости отсутствует. В некоторых насосах применяют шестерни, которые имеют специальные разгрузочные отверстия. Эти отверстия постоянно сообщают запертый объем с полостями всасывания или нагнетания насоса, и защемления жидкости не про-

исходит. В насосах ответственного назначения с малой и средней подачей с прямозубыми шестернями применяют разгрузочные перепускные каналы. Эти каналы выполняют в самих шестернях или делают в крышках насоса в районе зубчатого зацепления. При уменьшении запертого объема жидкость через такой канал перепускается в полость нагнетания насоса, а при увеличении – подсасывается из полости всасывания.

К эксплуатационным мерам устранения явления запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен относятся мероприятия, проводимые в период плановых осмотров и ремонтов насоса. Эти меры сводятся главным образом к регулировке величины межцентрового расстояния  $O_1O_2$  (см. рис. 2.5) и торцевых зазоров между шестернями и корпусом насоса. Регулировку производят согласно инструкции по эксплуатации или ремонту насоса и в соответствии с данными его формуляра. При достаточно больших (в допустимых формуляром пределах) торцевых зазорах и межцентровых расстояниях защемление жидкости не происходит.

В первом случае это объясняется наличием сообщения занимаемого объема жидкости через торцевой зазор с полостями всасывания и нагнетания насоса, во втором – устранением контакта зубьев шестерен в точке  $M$  (см. рис. 2.5), что приводит к невозможности запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен.

#### 2.2.4. Виды, применение и особенности эксплуатации

Виды. Применяемые на кораблях шестеренные насосы различных видов классифицируют по следующим признакам:

виду зацепления - с внешним и внутренним зацеплением шестерен;

типу зуба шестерен - с шестернями прямозубыми, косозубыми и шевронными;

числу ступеней давления - одноступенчатые и многоступенчатые;

числу параллельных потоков - однопоточные и многопоточные насосы.

Самыми простыми, надежными и получившими наибольшее распространение являются однопоточные, одноступенчатые насосы с прямозубыми шестернями, имеющими внешнее зацепление (см.рис.2.2). Однако эти насосы обладают повышенной шумностью, низким КПД, им присуще явление заклинивания жидкости во впадинах между зубьями. Применяют такие насосы чаще всего в системах, где не требуются высокие подачи и давления.

Насосы с внутренним зацеплением шестерен (рис.2.6)

более сложны, но в то же время более компактны, имеют меньшие габариты и высокие кавитационные качества.

Ведущей шестерней насосов данного вида обычно служит наружная шестерня I с

внутренними зубьями. Внутренняя шестерня 3 является ведомой. Уплотняющие детали 2, 4 и 5 обеспечивают герметичное отделение полости нагнетания Б от полости всасывания А.

Принцип работы насоса понятен из рис.2.6, на котором стрел-

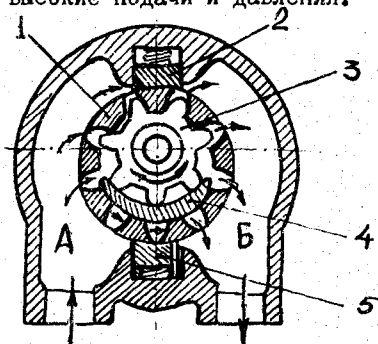


Рис.2.6. Насос с шестернями внутреннего зацепления

ками показаны направления вращения шестерен и возникающего при этом потока перекачиваемой жидкости.

Насосы с косозубыми и шевронными шестернями имеют более высокую стоимость. Кроме того, на валу косозубых шестерен возникают осевые силы, для восприятия которых нужен упорный подшипник. Однако такие насосы обладают более высокой равномерностью подачи, меньшей шумностью, в них не возникает явление заклинивания жидкости во впадинах между зубьями.

Многоступенчатые шестеренные насосы (рис.2.7) применяют в системах, где требуется иметь высокие давления жидкости. Подача каждой предыдущей ступени выше подачи последующей, что обеспечивает надежные условия всасывания.

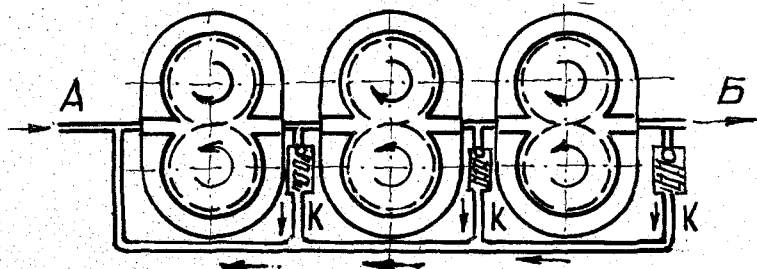


Рис.2.7. Схема трехступенчатого шестеренного насоса

Для перепуска излишков жидкости и предотвращения чрезмерного повышения давления после каждой ступени предусмотрены перепускные предохранительные клапаны К.

Многопоточные насосы с тремя и более шестернями применяют с целью получения большей подачи. На рис.2.8 изображена схема трехшестеренного насоса. Средняя шестерня является ведущей, а две боковые – ведомыми. Этот насос представляет собой как бы вдвоенный двухшестеренный насос. При прочих равных условиях подача такого насоса вдвое больше подачи

двухшестеренного, а создаваемые давления одинаковы.

Применение. На кораблях шестеренные насосы применяют для обслуживания различных вспомогательных и главных

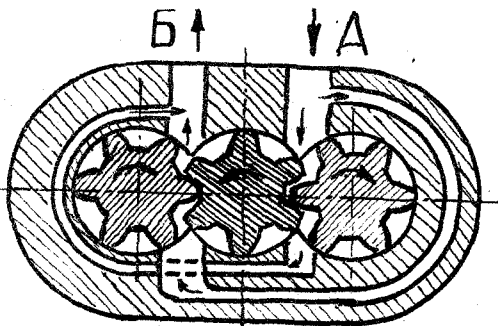


Рис. 2.8. Схема трехшестеренного насоса

механизмов, устройств и систем. Шестеренные насосы, например, нашли широкое применение в системах:

- смазки различных поршневых и плунжерных насосов;
- гидроавтоматики роторно-поршневых насосов;
- смазки двигателей внутреннего сгорания и автономных турбогенераторов;
- охлаждения некоторых механизмов;
- гидравлических приводов различных механизмов и систем.

Кроме того, шестеренные насосы используют часто в качестве топливо- и маслоперекачивающих.

В общекорабельных и специальных системах обычно применяют шестеренные насосы общепромышленного назначения серии НШ, выполненные конструктивно по схеме рис. 2.2. Например, в системе гидравлического привода валоповоротного устройства корабельных автономных турбогенераторов (АТГ) используют насос марки НШ 300-5 (насос шестеренный с подачей  $300 \text{ см}^3$  за один оборот шестерни и с давлением жидкости  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ ). Недостатки насосов: чувствительность к механи-

ческим примесям в перекачиваемой жидкости; постепенное увеличение зазоров из-за износа деталей; явление запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен.

Основные особенности эксплуатации шестеренных насосов заключаются в следующем. Пуск и работа насоса должны осуществляться с открытыми клапанами как на подводящем, так и на отводящем трубопроводах во избежание нарушения процесса всасывания или поломки насоса, разрыва трубопроводов в случае неисправности перепускного предохранительного клапана. Предохранительный клапан должен быть всегда исправен и отрегулирован строго на то давление полного перепуска, которое указано в формуляре насоса. При проведении осмотров и ремонтов насоса необходимо особо тщательно проверять отсутствие одностороннего износа подшипников, возникающего вследствие наличия радиальных сил, контролировать и регулировать величину межцентрового расстояния  $O_1O_2$  (см. рис. 2.5), радиальных и торцевых зазоров с целью предупреждения явления запираания жидкости во впадинах между зубьями шестерен. Необходимо постоянно следить за чистотой перекачиваемой жидкости, емкостей, трубопроводов, за исправностью работы фильтров и помнить, что попадание твердых предметов (шайбы, обломки прокладок и т.п.) в зубчатое зацепление насоса ведет, как правило, к его аварии. Наличие механических примесей в перекачиваемой жидкости ведет к быстрому износу зубьев шестерен, увеличению торцевых и радиальных зазоров между шестернями и корпусом насоса. Так, при величине зазоров  $\delta = 0,025 - 0,05$  мм шестеренный насос способен к сухому всасыванию. При  $\delta > 0,3$  мм утечки жидкости из полости

магнетания обратно в полость всасывания через зазоры становятся почти равными всей подаче насоса, т.е. его нормальная работа прекращается.

### 2.3. Винтовые насосы

Винтовыми называют роторно-вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов.

Рабочими органами таких насосов служат винты, которые осуществляют перемещение жидкости.

#### 2.3.1. Схема устройства и принцип работы

Схема устройства. Широко применяемый на кораблях трехвинтовой насос устроен следующим образом (рис.2.9).

Трехвинтовым называют насос, в котором замкнутая камера образована тремя винтами 1, 2, находящимися в зацеплении, и неподвижной обоймой 3.

Ведущий винт 1 при помощи муфты соединен с валом двигателя насоса. Ведомые винты 2 размещены слева и справа от ведущего в строго симметричном

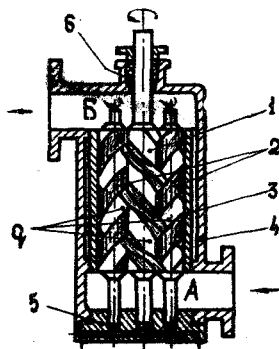


Рис.2.9. Схема устройства винтового насоса

положении. Винты стальные и имеют двухзаходную винтовую нарезку, образующую выступы и впадины. Ниже торцевые части винтов выполнены в виде поршеньков и фиксируются в подпятнике 5. Ведущий и ведомые винты установлены с небольшим радиальным зазором в обойму 3. Обойма охватывает винты

по их выступам и тем самым замыкает впадины между выступами винтовой нарезки. Эти замкнутые обоймой впадины объемом  $q$  выполняют роль рабочих камер, в которых при работе насоса происходят процессы всасывания, переноса жидкости и нагнетания. В трехвинтовых насосах таких камер-впадин шесть (рис.2.10). В большинстве насосов обоймы латунные или бронзовые. В некоторых насосах обоймы чугунные или вообще отсутствуют, т.е. винты установлены непосредственно в корпусе насоса.

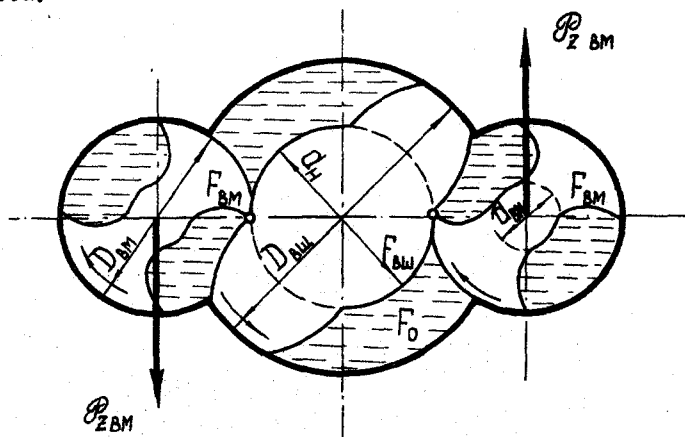


Рис.2.10. Поперечное сечение винтов с циклоидальным профилем нарезки

В одновинтовых насосах обоймы гибкие, изготовленные из материалов на основе резины. Обойма жестко закреплена в корпусе насоса. Корпус 4 при вращении винтов в направлении, как показано стрелками на рис.2.9, образует на входе в насос полость всасывания А, а на выходе из него - полость нагнетания Б. Корпус на входе и выходе имеет патрубки с фланцами или другие приспособления для сообщения полостей А и Б с подводящим и отводящим трубопроводами системы, в



составе которой работает насос. Корпус изготавливают обычно стальным. Подпятник 5 служит упорным подшипником для винтов. Одновременно подпятник является разгрузочным устройством и обеспечивает разгрузку винтов от осевых сил. Подпятник изготавливают бронзовым или латунным. Сальник 6 обеспечивает уплотнение вала ведущего винта и предотвращает утечки жидкости из насоса.

Кроме того, поскольку винтовой насос является объемным, он имеет предохранительный перепускной клапан (на рис. 2.9 не показан). В случае чрезмерного повышения давления на выходе из насоса предохранительный клапан перепускает перекачиваемую жидкость из полости нагнетания обратно в полость всасывания и предотвращает тем самым поломку насоса или разрыв отводящего трубопровода, вырыв уплотняющих прокладок и т.п.

Работа насоса. Двигатель приводит во вращательное движение ведущий винт 1, который в свою очередь приводит во вращательное движение ведомые винты 2 насоса, как показано стрелками на рис. 2.9. При этом в насосе одновременно происходят процессы всасывания, переноса жидкости и нагнетания.

В с а с ы в а н и е жидкости происходит в полости А насоса, где выступы одного винта выкатываются из впадин другого (см., например, на рис. 2.9 выступ ведущего винта и впадину левого ведомого).

Вследствие этого объем впадин увеличивается, в них создается разрежение, давление в полости А и на входе в насос  $P_H$  становится меньше давления в подводящем трубопроводе  $P_1$ .

Под воздействием возникшей разницы давлений на всасывании  $\Delta p_{вс} = p_1 - p_n$  жидкость будет поступать в насос и заполнять все впадины, сообщающиеся в данный момент времени с полостью всасывания А.

Перенос жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания Б начинается тогда, когда заполненные жидкостью рабочие камеры насоса – впадины окажутся геометрически замкнутыми и отделенными от полости А выступами винтовой нарезки вращающихся винтов. Перенос жидкости в объеме впадин  $q$  происходит в направлении осей вращения винтов с некоторой осевой скоростью  $c_{ос}$ .

Нагнетание жидкости происходит в полости Б, где выступы одного винта накатываются на впадины другого (см., например, на рис. 2.9 выступ правого ведомого винта и впадину ведущего). Объем впадин уменьшается, жидкость вытесняется из них в полость Б. Вследствие этого давление в полости Б и на выходе из насоса  $p_k$  возрастает и становится больше давления в отводящем трубопроводе  $p_2$ . Под воздействием возникшей разницы давлений на нагнетании  $\Delta p_{нг} = p_k - p_2$  жидкость подается насосом в обслуживаемую систему.

Таким образом, винтовые насосы, как и шестеренные, по принципу действия являются объемными, поскольку жидкая среда перемещается в них путем периодического изменения объема занимаемых ею камер-впадин между выступами винтовой нарезки, которые попеременно сообщаются со входом и выходом насоса.

На осуществление процессов всасывания, переноса жидкости и нагнетания винтовой насос потребляет от двигателя определенную мощность (энергию) и обеспечивает требуемые значения подачи  $q$  и давления  $p$ .

### 2.3.2. Геометрические размеры винтов и подача насоса

Геометрические размеры винтов. Винты – наиболее сложные и ответственные детали насоса. Поэтому для облегчения расчета и нормализации как самих насосов, так и инструмента для изготовления винтов, их геометрические размеры выполняют строго подобными между собой. Исключение составляет только длина нарезной (рабочей) части винтов, величина которой зависит от давления насоса и шага винтовой нарезки.

Размеры и очертания винтов (см. рис. 2.9 и 2.10) выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить выполнение следующих требований:

винты должны герметично отделять полость нагнетания В насоса от полости всасывания А, иначе насос не будет перекачивать жидкость;

живое сечение жидкости  $F_0$  (площадь обоймы, не занятая винтами) должно быть возможно большим, что позволило бы обеспечить большие подачи насоса при тех же размерах обоймы;

винты (в то же время) должны иметь достаточно большое сечение  $F_{вн}$  и  $F_{вм}$ , что необходимо для обеспечения их достаточной прочности и жесткости;

ведущий винт должен быть разгружен от механической передачи вращающего момента ведомым винтам, поскольку наличие механического контакта с ведомыми винтами ведет к увеличению потерь насоса на трение и к износу винтов.

В теории винтовых насосов геометрические размеры винтов принято выражать через известный из курса теории меха-

низмов и машин начальный диаметр винтов  $d_H$ .

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, а также практика эксплуатации винтовых насосов, перечисленным выше требованиям в наибольшей мере удовлетворяют следующие геометрические размеры винтов (см. рис. 2.10):

Диаметры выступов ведущего и ведомых винтов

$$D_{вщ} = \frac{5}{3} d_H \quad \text{и} \quad D_{вм} = d_H \quad (2.3.1)$$

Диаметры впадин ведущего и ведомых винтов

$$d_{вщ} = d_H \quad \text{и} \quad d_{вм} = \frac{1}{3} d_H \quad (2.3.2)$$

Число заходов и шаг винтовой нарезки

$$x = 2 \quad \text{и} \quad t = \frac{10}{3} d_H \quad (2.3.3)$$

Длина нарезной (рабочей) части винтов  $\ell$  зависит от шага  $t$  и давления насоса  $p$  следующим образом:

$$\ell = 1,5 \cdot t \quad \text{при} \quad p < 1,5 \text{ МПа};$$

$$\ell = 3,0 \cdot t \quad \text{при} \quad p = 1,5 - 6,0 \text{ МПа};$$

$$\ell = 6,0 \cdot t \quad \text{при} \quad p > 6,0 \text{ МПа}.$$

Площадь поперечного сечения обоймы  $F_0$ , занятую жидкостью, находят по формуле

$$F_0 = A_0 d_H^2,$$

где  $A_0$  - безразмерный коэффициент, численное значение которого зависит от количества винтов и профиля их нарезки.

Так, для весьма распространенных трехвинтовых насосов с циклоидальным профилем нарезки винтов  $A_0 = 1,234$ .

Подача. Подачу винтового насоса определяют следующим образом. Как известно из курса гидромеханики, расход жидкости равен произведению площади поперечного сечения потока жидкости на ее среднюю скорость  $C_{ос}$ . Следовательно, идеальная подача винтового насоса, определяемая расчетным

путем, может быть найден как

$$Q_H = F_0 c_{oc} \cdot \quad (2.3.4)$$

Очевидно, что если частота вращения винтов равна  $n$ , то осевая скорость течения жидкости (переноса в замкнутых объемах  $q$ ) определится выражением

$$c_{oc} = t \cdot n. \quad (2.3.5)$$

С учетом ранее приведенных выражений для расчета  $F_0$  и  $t$  после преобразований получим формулу для вычисления идеальной подачи любого винтового насоса

$$Q_H = \frac{10}{3} A_0 d_H^2 \cdot n. \quad (2.3.6)$$

В частном случае идеальную подачу трехвинтового насоса с циклоидальным профилем нарезки винтов ( $A_0 = 1,234$ ) вычисляют по формуле

$$Q_H = 4,143 d_H^2 n \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.3.7)$$

где  $d_H, \text{м}$ ,  $n - \text{с}^{-1}$ .

Подачу фактическую определяют экспериментально при испытании винтового насоса. При больших подачах насоса измерения проводят с помощью расходомерных приборов и устройств. При подачах до  $3 \text{ м}^3/\text{ч}$  измерения проводят обычно методом заполнения мерной емкости с регистрацией секундомером времени работы насоса. При этом подачу насоса определяют по формуле

$$Q = V/\tau \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.3.8)$$

где  $V$  — объем жидкости, поданный насосом в мерную емкость,  $\text{м}^3$ ;  $\tau$  — время, которое потребовалось насосу на подачу  $V \text{ м}^3$  жидкости,  $\text{с}^{-1}$ .

В винтовых насосах, как и в шестеренных, имеют место утечки жидкости  $\Delta Q = Q_H - Q$ , которые оценивают коэффициентом подачи  $\lambda = Q/Q_H$ . Физическая сущность и причины возникновения утечек те же, что и сущность и причины возникновения утечек шестеренных насосов. Следует отметить, что объем-

ные потери жидкости через сальник 6 (см.рис.2.9), т.е. внешние утечки, в винтовых насосах незначительны и их можно считать практически равными нулю. Следовательно, уменьшение подачи насоса по сравнению с его идеальной подачей обусловлено только внутренними утечками.

### 2.3.3. С и л ы , д е й с т в у ю щ и е н а в и н т ы

Причины возникновения. При работе винтового насоса на его ведущий и ведомые винты действуют силы и крутящие моменты, причинами возникновения которых являются динамическое воздействие перекачиваемой жидкости на винты, механическое трение и наличие значительной разности давлений жидкости в полостях нагнетания Б и всасывания А насоса (см.рис.2.9)

$$\Delta P = P_K - P_H (P_K \gg P_H).$$

В винтовых насосах скорость перемещения перекачиваемой жидкости относительно рабочих органов незначительна. Перенос винтами жидкости из полости всасывания А в полость нагнетания Б происходит практически без ее перемешивания в замкнутых объемах  $q$ . Поэтому динамическое воздействие перекачиваемой жидкости на винты сравнительно невелико и им можно пренебречь.

Причины возникновения и характер действия сил трения не требуют пояснения, поскольку этот вопрос хорошо известен из курсов физики, теории механизмов и машин. Следует заметить только, что при работе насоса наиболее значительные силы трения возникают между вращающимися винтами 1, 2 и неподвижной обоймой 3. Трение вызывает износ винтов и других деталей насоса. Кроме того, силы трения приводят к возникновению на винтах моментов механического сопротивления, нап-

равленных встречно вращающему моменту двигателя и препятствующих вращению винтов. На преодоление этих моментов механического сопротивления непроизводительно затрачивается определенная доля мощности двигателя, что приводит к механическим потерям и снижению КПД насоса.

Виды сил. Наиболее значительными по величине и сложными по характеру воздействия на винты являются силы и моменты, обусловленные разностью давлений  $\Delta p = p_k - p_n$ . Для выяснения действия этих сил и моментов на винты насоса используем рис. 2. II. На рисунке изображена винтовая поверхность  $S$  вращающегося винта с начальным диаметром  $d_n$ , которая геометрически отделяет полость нагнетания Б с давлением  $p_k$  от полости всасывания А с давлением  $p_n$ . Таким образом, площадь  $S$  винтовой поверхности будет находиться под действием разности давлений  $\Delta p = p_k - p_n$ .

Выберем на винтовой поверхности  $S$  элементарную площадку  $dS$  с центром  $O$  и систему координат со следующим направлением осей:

$Ox$  — параллельно оси винта, в сторону полости всасывания А;

$Oy$  — перпендикулярно плоскости рисунка, встречно направлению вращающего момента двигателя  $M_{дв}$ ;

$Oz$  — перпендикулярно плоскости  $xoy$ , в радиальном направлении к оси винта.

Очевидно, на элементарную площадку  $dS$  будет действовать нормальная к ней элементарная сила

$$dP = \Delta p dS. \quad (2.3.9)$$

Проектируя силу  $dP$  на выбранные оси координат, получим ее элементарные составляющие  $dP_x, dP_y, dP_z$ .

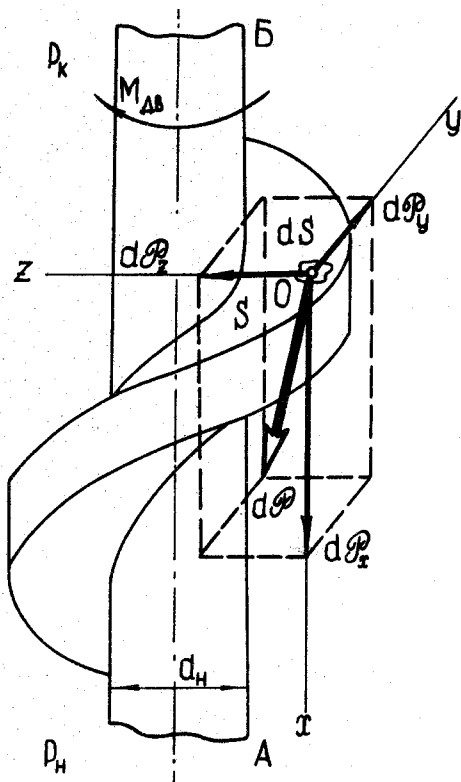


Рис.2.II. Силы давления жидкости, действующие на винтовые поверхности

Интегрируя элементарные силы по всей площади  $S$  винтовой поверхности, получаем общие интегральные выражения для расчета трех результирующих сил, действующих на винт;

$$\text{осевой} \quad P_x = \int_S dP_x;$$

$$\text{тангенциальной} \quad P_y = \int_S dP_y;$$

$$\text{радиальной} \quad P_z = \int_S dP_z.$$

Для выяснения характера действия на ведущий и ведомые винты насоса осевых, тангенциальных и радиальных сил, а



также для сравнительного анализа их величины используем расчетные формулы, приведенные в работах отечественных авторов (Жмудь А.Е., Чиняев И.А. и др).

Осевые силы согласно рекомендациям названных авторов рассчитывают по формулам:

$$\text{для ведущего винта } P_{x \text{ вш}} = 2,5 \Delta p d_n^2; \quad (2.3.10)$$

$$\text{для ведомых винтов } P_{x \text{ вм}} = 0,4 \Delta p d_n^2. \quad (2.3.11)$$

Из формул видно, что  $P_{x \text{ вш}} \gg P_{x \text{ вм}}$ , но действуют осевые силы на ведущий и ведомые винты одинаково: стремятся сместить винты в сторону меньшего давления, т.е. в сторону полости всасывания насоса. Воспринимаются осевые силы упорным подшипником или подпятником. Кроме того, для уменьшения габаритов упорного подшипника в винтовых насосах предусматривают специальные гидравлические способы разгрузки винтов от весьма значительных по величине осевых сил. В этом случае подпятник насоса выполняет роль не только упорного подшипника, но и одновременно является разгрузочным устройством.

Тангенциальные силы, как видно из рис.2.II, создают на винтах крутящие моменты, которые рассчитывают по формулам:

$$\text{для ведущего винта } M_{y \text{ вш}} = 0,67 \Delta p d_n^3; \quad (2.3.12)$$

$$\text{для ведомых винтов } M_{y \text{ вм}} = -0,005 \Delta p d_n^3. \quad (2.3.13)$$

Из формул видно, что тангенциальные силы на ведущем и на ведомых винтах создают крутящие моменты, различные как по величине, так и по направлению, т.е. оказывают на винты различное воздействие.

На ведущем винте тангенциальные силы создают значи-

тельный по величине крутящий момент  $M_{y_{вн}}$ , направленный встречно моменту двигателя  $M_{дв}$ . Момент  $M_{y_{вн}}$  представляет собой, следовательно, гидравлический момент сопротивления, который, как и трение, препятствует вращению двигателем ведущего винта. На преодоление гидравлического момента сопротивления  $M_{y_{вн}}$  затрачивается большая часть мощности, потребляемой от двигателя и преобразуемой насосом в полезную мощность, т.е. передаваемую перекачиваемой жидкостью.

На ведомых винтах тангенциальные силы создают незначительный по величине крутящий момент  $M_{y_{вм}}$ , направленный в сторону вращения винтов (знак минус). Момент  $M_{y_{вм}}$ , следовательно, как бы помогает вращению ведомых винтов, что обеспечивает исключение их механического контакта с ведущим винтом, предотвращает механическое трение в зацеплении и износ винтов. Следует заметить, однако, что вращение ведомых винтов за счет воздействия на них давления жидкости (момента  $M_{y_{вм}}$  тангенциальных сил), а не за счет механического контакта с ведущим винтом возможно лишь при соблюдении приведенных выше геометрических соотношений, строго отцентрованных и исправных винтов с циклоидальным или специальным профилем нарезки. При осмотрах и ремонтах насоса, связанных с его разборкой, необходимо особо бережно обращаться с винтами. Помнить, что даже незначительные осевые деформации или повреждения полированных поверхностей винтов приводят к возникновению механического контакта в зацеплении со всеми вытекающими последствиями.

Радialные силы, как и тангенциальные, также оказывают различное воздействие на винты и определяются соотношениями:

для ведущего винта  $P_{x\text{ вш}} = 0$ ; (2.3.14)

для ведомых винтов  $P_{x\text{ вм}} = 1,4014\rho d_n^2$ . (2.3.15)

Из формул видно, что ведущий винт полностью разгружен от действия радиальных сил, что объясняется симметрией его зацепления с ведомыми винтами и наличием симметричной двухзаходной нарезки. Очевидно, каждой впадине винта с одной стороны соответствует такая же впадина с противоположной стороны. При этом обе впадины замкнуты выступами, расположенными крест-накрест относительно друг друга.

Следовательно, ведущий винт, находящийся в симметричном зацеплении с ведомыми, будет иметь в любом нормальном к оси вращения сечении симметричное радиальное распределение давления. Равенство давлений, действующих на ведущий винт в радиальном направлении с двух взаимно противоположных сторон, таким образом, обуславливает его разгрузку от радиальных сил ( $P_{x\text{ вш}} = 0$ ).

Ведомые винты, находящиеся в зацеплении с ведущим только одной своей стороной, не будут иметь симметричного радиального распределения давления. Это обуславливает возникновение значительной по величине радиальной силы  $P_{x\text{ вм}}$ , направленной, как показали исследования, в сторону окружной скорости ведущего винта и воспринимаемой неподвижной облоймой насоса. Радиальная сила  $P_{x\text{ вм}}$  стремится как бы притянуть ведомые винты к облойме (см. рис. 2.10) и вызывает ее односторонний износ, который необходимо контролировать в процессе эксплуатации винтового насоса.

### 2.3.4. Гидравлические способы разгрузки винтов от осевых сил

В винтовых насосах смазка трущихся поверхностей осуществляется перекачиваемой жидкостью. При этом давление жидкости в зазоре между трущимися деталями определяется выражением

$$P_z = P / S_{тр}, \quad (2.3.16)$$

где  $P$  – сила, с которой трущиеся поверхности деталей прижимаются друг к другу;

$S_{тр}$  – поверхность трения деталей.

Для обеспечения нормальных условий смазки и безаварийной работы насоса требуется выполнение условия

$$P_z \leq P_{гон} = 0,7 - 1,0 \text{ МПа},$$

где  $P_{гон}$  – допускаемое давление в зазоре.

В противном случае смазка будет вытеснена из зазора, возникнет полусухое или сухое трение, ведущее к перегреву деталей, задиру их трущихся поверхностей.

Большая радиальная сила  $P_{зм}$ , однако, не представляет особой опасности, поскольку боковая поверхность контакта (трения)  $S_{тр}$  ведомых винтов с обоймой велика. Только в случае чрезмерного повышения  $\Delta P$  и соответственно радиальной силы  $P_{зм} = 1,401 \Delta P d_H^2$ , прижимающей ведомые винты к обойме, возможно нарушение условия  $P_z \leq P_{гон}$  и вытеснение смазки из зазора между винтами и обоймой. Наоборот, даже сравнительно небольшие осевые силы представляют опасность с точки зрения вытеснения смазки, поскольку при существующих значениях  $d_H$  торцевая поверхность контакта (трения)  $S_{тр}$  винтов с упорным подшипником оказывается недостаточной.

Пример. Для насоса марки ЗВ 2,5/100, имеющего  $d_n = 0,0192$  м и создающего  $\Delta p = 10^7$  Па, имеем  $P_{x6u} = 2,5 \Delta p d_n^2 = 2,5 \cdot 10^7 \cdot 0,0192^2 = 9200$  Н, т.е. почти 1000 кгс. Для восприятия такой огромной силы при  $p_{гон} = 10^6$  Па необходим упорный подшипник площадью

$$S = \frac{P_{x6u}}{p_{гон}} = \frac{9200}{10^6} = 0,0092 \text{ м}^2.$$

Диаметр такого подшипника должен быть равен

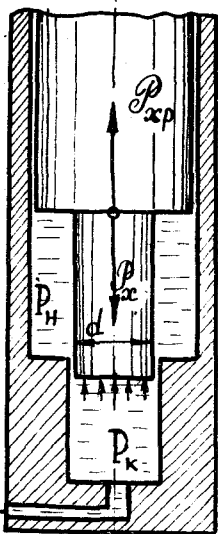
$$d = \sqrt{4S/\pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0092}{3,14}} = 0,108 \text{ м.}, \text{ т.е. в } 5,63 \text{ больше } d_n.$$

Установить такой упорный подшипник в винтовом насосе практически невозможно, поскольку не остается места для упорных подшипников ведомых винтов. Поэтому с целью уменьшения массогабаритных показателей упорных подшипников в винтовых насосах предусматривают специальные торцевые и поршневые гидравлические способы разгрузки винтов от осевых сил.

Торцевой способ разгрузки винтов от осевых сил представлен на рис. 2.12, где в полости всасывания насоса изображен винт, установленный с небольшим зазором в подпятнике. Нижняя часть винта выполнена в виде поршенька диаметром  $d$ . Подпятник имеет радиально-осевое сверление, разгрузочную камеру и выполняет в данном случае роль разгрузочного устройства. Через сверления в обойме и подпятнике жидкость с давлением  $p_k$  подается из полости нагнетания насоса в разгрузочную камеру под нижний торец винта. Возможна также подача жидкости в разгрузочную камеру через сверления в самих винтах или другим путем.

Сущность торцевого способа разгрузки заключается в

гом, что подача жидкости с давлением  $P_k$  под нижний торец винта приводит к возникновению разгрузочной силы  $P_{xp}$ , направленной встречно осевой силе  $P_x$ . При этом разгрузочная сила будет равна произведению площади торцевой поверхности винта на давление в разгрузочной камере



$$P_{xp} = \frac{\pi}{4} d^2 P_k \quad (2.3.17)$$

Очевидно, подбором величины  $d$  можно добиться полной гидравлической разгрузки винтов от осевых сил, т.е. выполнения условия

$$P_{xp} = P_x \quad (2.3.18)$$

Однако для обеспечения надежной фиксации винтов в упорном подшипнике создают  $P_{xp}$  несколько меньшую, чем  $P_x$ . При этом диаметр нижней торцевой поверхности

Рис.2.12. Гидравлический способ разгрузки от осевой силы в полости всасывания

составляет:

у ведущего винта  $d_{вщ} = (1,4-1,5)d_H$ ;

у ведомых винтов  $d_{вм} = 0,67d_H$ .

Торцевой способ используют для гидравлической разгрузки как ведущего, так и ведомых винтов насоса.

Поршневой способ разгрузки винтов от осевых сил представлен на рис.2.13, где изображен ведущий винт, имеющий над полостью нагнетания насоса разгрузочный поршень диаметром  $\varnothing$ . Над разгрузочным поршнем образована полость сальника, которая через шариковый клапан сообщена с полостью

всасывания насоса. При работе насоса жидкость с давлением  $P_k$  из полости нагнетания протекает через зазор между корпусом и разгрузочным поршнем в полость сальника. Давление жидкости в полости сальника  $P_c$  значительно меньше  $P_k$  и превышает давление в полости всасывания насоса лишь на небольшую величину, соответствующую сопротивлению шарикового клапана. Таким образом, разгрузочный поршень будет находиться под воздействием разности давлений

$$\Delta P_n = P_k - P_c.$$

Сущность поршневого способа разгрузки заключается в том, что наличие разности давлений  $\Delta P_n$  на разгрузочном поршне приводит к возникновению разгрузочной

силы  $P_{xp}$ , направленной встречно осевой силе  $P_x$ . При этом разгрузочная сила будет равна

произведению кольцевой площади разгрузочного поршня, отделяющего полость нагнетания от полости сальника, на разность давлений между ними

$$P_{xp} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \Delta P_n. \quad (2.3.19)$$

Очевидно, подбором величины  $D$  можно добиться полной гидрав-

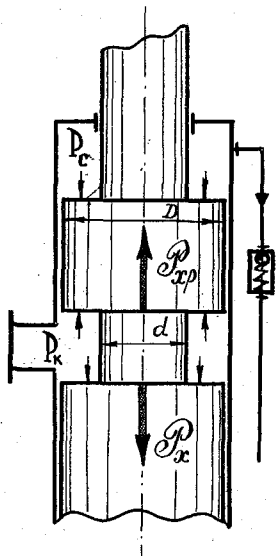


Рис. 2.13. Гидравлический способ разгрузки от осевой силы в полости нагнетания

лической разгрузки винта от осевой силы, т.е. выполнения условия

$$P_{xp} = P_x.$$

Однако поршневой способ используют обычно в дополнение к торцевому способу и только для разгрузки от осевой силы ведущего винта. Поэтому величина  $\mathcal{Q}$  всегда меньше, чем это нужно для выполнения условия

$$P_{xp} = P_x.$$

### 2.3.5. М о щ н о с т ь,

#### КПД и х а р а к т е р и с т и к и

Мощность. На рис.2.14 изображена схема насосного агрегата, состоящего из соединенных между собой винтового насоса и приводящего двигателя, а также показана последовательность передачи мощности от внешнего источника энергии к перекачиваемой жидкости при работе такого агрегата.

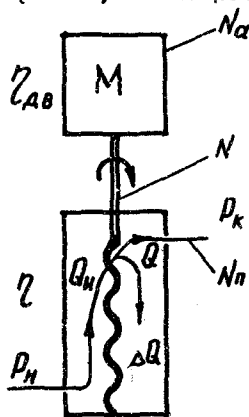


Рис.2.14. Схема насосного агрегата

Мощность насосного агрегата  $N_a$ , потребляемая двигателем от внешнего источника, преобразуется первоначально в собственно мощность насоса  $N$ , приложенную к валу ведущего винта. В самом насосе потребляемая от двигателя мощность  $N$

преобразуется в полезную мощность насоса  $N_n$ , т.е. сообщается жидкости, подаваемой в отводящий трубопровод. Очевидно, такая передача мощности от внешнего источника к жидкости сопровождается потерями как в двигателе, так и в насосе.

Мощность насосного агрегата определяют по формулам:



для двигателя постоянного тока  $N_A = IU$ , Вт;

для двигателя переменного трехфазного тока  $N_A = IU\sqrt{3} \cos \varphi$ , Вт,

где  $I$  – сила тока, замеряемая амперметром, А;

$U$  – напряжение, замеряемое вольтметром, В;

$\cos \varphi$  – косинус угла сдвига фаз тока и напряжения, величина которого приводится в формуле электродвигателя.

Мощность насоса определяют через известный из формулы КПД двигателя как

$$N = N_A \cdot \eta_{ge}$$

Очевидно, что  $N < N_{ge}$  на величину потерь мощности в двигателе  $\Delta N_{ge}$ , которые учитывает  $\eta_{ge}$ , т.е.  $N_A = N + \Delta N_{ge}$ .

Полезную мощность насоса определяют по формуле

$$N_n = Qp \text{ Вт,}$$

где  $Q$  – подача насоса, замеряемая при испытании насоса, м<sup>3</sup>/с;

$p = p_k - p_n$  – давление насоса, Па;

$p_k$  и  $p_n$  – давления на выходе и на входе в насос, определяемые с помощью манометра и мановакуумметра, Па.

Очевидно, что  $N_n < N$  на величину потерь мощности в насосе  $\Delta N_n$ , т.е.  $N = N_n + \Delta N_n$ .

Потери энергии и КПД. В винтовых насосах, как и в шестеренных, существуют объемные, механические и гидравлические потери. Однако гидравлические потери в винтовых насосах пренебрежимо малы вследствие малых скоростей жидкости в каналах насоса. Поэтому считают, что гидравлический КПД  $\eta_r = 1$  и в винтовых насосах имеют место только объемные и механические потери.

Объемные потери  $\Delta N_v$  – это доля мощности насоса, потерянная с утечками части объема перекачиваемой жидкости из полости нагнетания насоса обратно в полость всасывания вследствие наличия значительной разности давлений между

ними  $p_k \gg p_n$ . Внешние утечки жидкости через уплотнения (сальник и пр.) исправного насоса чрезвычайно малы (около  $0,25 \text{ см}^3/\text{ч}$ ) и никакого влияния на объемные потери не оказывают. Внутренние утечки жидкости происходят через неплотности (зазоры) в зацеплении винтов, между винтами и обоймой, через разгрузочные устройства, а также через предохранительный клапан. Таким образом, при работе винтового насоса вследствие наличия разности давлений  $p = p_k - p_n$  внутри него возникает циркуляция жидкости с расходом  $\Delta Q$ . Непроизводительно затрачиваемую при этом мощность называют мощностью, потерянной с утечками, и определяют по формуле

$$\Delta N_y = \Delta Q p. \quad (2.3.20)$$

Объемные потери оценивают объемным КПД, который представляет собой отношение полезной мощности к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками

$$\eta_{об} = \frac{N_n}{N_n + \Delta N_y}, \quad (2.3.21)$$

Учитывая, что  $N_n = Q p$  и  $Q = Q_n - \Delta Q$  или  $Q_n = Q + \Delta Q$ , после преобразований получаем

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_n} \quad \text{или} \quad \eta_{об} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_n},$$

где  $Q$  замеряют при испытании насоса, а  $Q_n$  определяют расчетным путем. Величину утечек определяют как  $\Delta Q = Q_n - Q$ .

Величину объемных потерь жидкости через зазоры в насосе можно определить также по известной из курса гидромеханики формуле

$$\Delta Q = \mu f \sqrt{2p/\rho} \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода, зависящий от вязкости жидкости, а также от конфигурации зазоров;

$f$  - суммарная площадь зазоров,  $\text{м}^2$ ;

$p$  - давление насоса, Па;

$\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ .

Величина объемных потерь, а следовательно, и объемный КПД насоса зависит от ряда факторов, таких как техническое состояние насоса, вязкость и плотность жидкости, давление насоса, частота вращения. К увеличению утечек жидкости через зазоры и снижению вследствие этого объемного КПД приводят увеличение площади зазоров  $f$  из-за износа деталей насоса, неисправность или неправильная регулировка предохранительного клапана; уменьшение вязкости и плотности перекачиваемой жидкости из-за повышения ее температуры; увеличение давления насоса из-за увеличения сопротивления отводящего трубопровода, например, при прикрытии на нем клапана.

К увеличению объемного КПД приводит увеличение частоты вращения, поскольку при этом происходит более быстрое по сравнению с влиянием других факторов увеличение подачи насоса  $Q$ .

Объемный КПД винтовых насосов находится в пределах

$$\eta_{0\sigma} = 0,80 - 0,96$$

и при одинаковых условиях всегда больше, чем у шестеренных насосов. Это объясняется тем, что винты создают между полостями нагнетания и всасывания лучшее уплотнение, чем шестерни.

Следует отметить также, что как в винтовых, так и в шестеренных насосах объемные потери хотя и нежелательны, но совершенно необходимы, поскольку за счет утечек жидкост-

ти через зазоры происходит смазка и охлаждение трущихся деталей насоса.

Механические потери  $\Delta N_{тр}$  — это доля мощности насоса, потерянная на преодоление сил трения. Наиболее значительные силы трения возникают при работе насоса между винтами и обоймой, в подшипниках, разгрузочных устройствах и в сальнике.

Механические потери оценивают механическим КПД, который представляет собой отношение мощности, затраченной на перемещение всей жидкости, включая утечки, к мощности насоса, потребляемой от двигателя

$$\eta_m = \frac{N_n + \Delta N_y}{N} \quad (2.3.22)$$

Учитывая, что  $N = N_n + \Delta N_y + \Delta N_{тр}$  или  $N_n + \Delta N_y = N - \Delta N_{тр}$ ,

получаем

$$\eta_m = 1 - \frac{\Delta N_{тр}}{N}.$$

Механический КПД зависит в первую очередь от давления насоса, технического состояния его деталей, а также от чистоты перекачиваемой жидкости. Увеличение давления насоса приводит к непропорциональному изменению величин  $\Delta N_{тр}$  и  $N$ , вызывая вначале возрастание  $\eta_m$ , а затем его падение. Более подробно это явление объяснено ниже. Плохо притертые, неисправные детали насоса, а также наличие механических примесей в перекачиваемой жидкости приводят к снижению механического КПД. Кроме того, наличие механических примесей в жидкости вызывает преждевременный износ деталей, снижение объемного КПД, может привести к задиру деталей насоса и его аварии. Механический КПД уменьшается также с увеличением частоты вращения, вязкости жидкости, числа винтов и их длины.

Следует подчеркнуть, что механические потери в винтовых насосах, безусловно, вредны и с ними необходимо бороться всеми средствами: следить за исправностью фильтров, чистотой трубопроводов, емкостей и т.д.

Величина механического КПД винтовых насосов находится в пределах

$$\eta_m = 0,85 - 0,95$$

и ее численное значение определяют косвенно через общий КПД насоса  $\eta$  как

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_{об}} \quad \text{или} \quad \eta_m = \frac{Q_p}{\eta_{об} N_A}$$

КПД насоса учитывает все потери в насосе  $\Delta N_H = \Delta N_y + \Delta N_{тр}$  и представляет собой отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = \frac{N_p}{N} \quad \text{или} \quad \eta = \eta_{об} \cdot \eta_m$$

КПД винтовых насосов составляет

$$\eta = 0,68 - 0,91.$$

Численное значение  $\eta$  находят при испытании насоса по формулам:

в случае двигателя постоянного тока

$$\eta = \frac{Q_p}{\eta_{об} I U}; \quad (2.3.23)$$

в случае двигателя переменного тока

$$\eta = \frac{Q_p}{\eta_{об} I U \sqrt{3} \cos \varphi}, \quad (2.3.24)$$

где величины  $Q_p, I, U$  определяют с помощью специальных приборов и устройств в процессе выполнения замеров при испытании насоса, а значения  $\eta_{об}$  и  $\cos \varphi$  берут из формуляра электродвигателя.

Единицы измерения и наименования входящих в формулы величин были приведены ранее.

Характеристики. Характеристиками винтовых насосов

называют графические зависимости подачи, объемного КПД, мощности и КПД насоса от давления при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкости на входе в насос

$$Q = f_1(p), \eta_{об} = f_2(p), N = f_3(p), \eta = f_4(p) \text{ при } n, \nu \text{ и } \rho = \text{const.}$$

Характеристики строят по данным заводских стендовых испытаний насоса и заносят в его формуляр. Последующие корабельные испытания насоса с построением характеристик и сравнением их с формулярными позволяют оценить техническое состояние насоса и принять решение о целесообразности его ремонта. Характеристики винтового насоса имеют вид, показанный на рис. 2.Б.

Идеальная подача, как видно из формулы  $Q_{и} = \frac{10}{3} A_0 d_N^3 n$ , не зависит от давления насоса  $p$ , поэтому ее график представлен прямой линией, параллельной оси абсцисс.

Подача насоса  $Q$  и коэффициент подачи  $\lambda$ , численно равный объемному КПД  $\eta_{об}$ , как видно из формул  $Q = Q_{и} - \Delta Q$  и  $\lambda = \eta_{об} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{и}}$ , где  $\Delta Q = \mu f \sqrt{2p/\rho}$ , имеют квадратную параболическую зависимость от давления  $p$  и уменьшаются с его ростом.

КПД насоса, равный произведению объемного и механического КПД  $\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{м}$ , как видно из рис. 2.15, с ростом давления  $p$  сначала увеличивается до некоторого максимума, а затем уменьшается. Поскольку  $\eta_{об}$  только уменьшается, то увеличение  $\eta$  обусловлено  $\eta_{м} = 1 - \frac{\Delta N_{тр}}{N}$ . Причина этого явления заключается в том, что рост давления  $p$  до определенного предела не приводит к вытеснению слоя смазки между трущими поверхностями деталей насоса. При этом потери на трение  $\Delta N_{тр}$  (числитель) остаются практически постоянными, а мощ-

ность насоса  $N$  (знаменатель) растет пропорционально давлению  $p$ . Поэтому отношение  $\Delta N_{тр}/N$  стремится к нулю, а  $\eta_m$  - к единице.

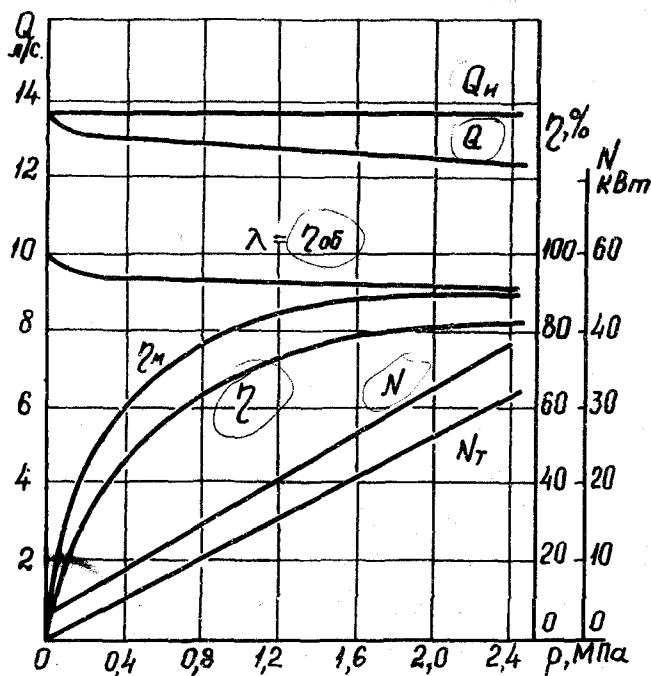


Рис.2.15. Характеристики винтового насоса

Однако при дальнейшем росте давления  $p$  растут и силы, например, прижимающие ведомые винты к обойме  $P_{звм} = 1,401 \Delta p d_n^2$ , что может привести к нарушению условия  $p_3 = \frac{P}{S_{тр}} \leq p_{доп}$  (см. выше) к вытеснению смазки из зазоров, возникновению полусухого и даже сухого трения. При этом потери на трение  $\Delta N_{тр}$  (числитель) быстро увеличиваются, опережая рост мощности насоса  $N$  (знаменатель), отношение  $\Delta N_{тр}/N$  может приближаться к единице, а  $\eta_m$  и  $\eta$  - нулю.

Мощность насоса  $N$  зависит не только от давления  $p$ , но и от подачи  $Q$ , КПД  $\eta$ , т.е. является функцией нескольких аргументов. Однако, как показала практика эксплуатации винтовых насосов, мощность  $N$  почти линейно увеличивается с ростом давления  $p$ .

### 2.3.6. Виды, применение, особенности эксплуатации

Виды. По конструкции и назначению винтовые насосы весьма разнообразны и подразделяются на следующие основные виды:

- по профилю винтовой нарезки – с прямоугольным, циклоидальным и специальным профилем нарезки;
- по числу потоков – однопоточные и двухпоточные;
- по числу винтов – одновинтовые, двухвинтовые, трехвинтовые и многовинтовые (пятивинтовые).

Разнообразие видов винтовых насосов обусловлена определенными обстоятельствами.

Например, появление одновинтовых насосов обусловлено необходимостью перемещать загрязненные жидкости, содержащие механические примеси. Выполнение этой задачи другими насосами невозможно из-за наличия у них винтового зацепления, попадание в которое механических примесей может вызвать заклинивание винтов. В одновинтовых же насосах зацепления нет, а единственный стальной винт вращается в гибкой обойме, изготовленной из материала на основе резины.

Двухвинтовые насосы (рис. 2.16) с прямоугольной нарезкой выпускаются промышленностью благодаря простоте изготовления рабочих органов – винтов, низкой стоимости и надеж-



ности в работе. Однако эти насосы имеют существенные недостатки: значительные объемные потери из-за невозможности обеспечить герметичность рабочих камер у винтов с прямоугольной нарезкой, наличие шестеренной передачи 2 между ведущим 1 и ведомым 3 винтами. Кроме того, такие насосы подвержены повышенному износу из-за наличия скользящего трения между винтами с прямоугольной нарезкой и не могут быть малощумными из-за наличия шестеренной передачи.

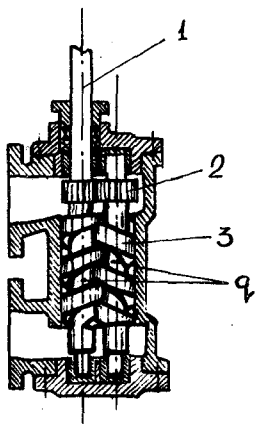


Рис. 2.16. Схема устройства двухвинтового насоса

Трехвинтовые насосы являются наиболее распространенными, поскольку способны обеспечить как высокие подачи, так и высокие давления перемещаемой жидкой среды. Они сравнительно просты в конструктивном исполнении, надежны и сравнительно малошумны в работе.

Пятивинтовые насосы получили право на свое существование благодаря тому, что они способны обеспечить исключительно большие подачи жидкой среды при достаточно высоком давлении.

Технические условия, типоразмеры, параметры работы перечисленных выше видов насосов определяют Государственные стандарты Союза СССР: ГОСТ 18863-73 Насосы одновинтовые, ГОСТ 20572-75 Насосы двухвинтовые, ГОСТ 20883-75 Насосы трехвинтовые.

Подавляющее большинство винтовых насосов выполнены однопоточными. Однако наряду с ними получили распространение и двухпоточные насосы (рис.2.17), представляющие собой как бы двойные винтовые насосы. Такие насосы имеют

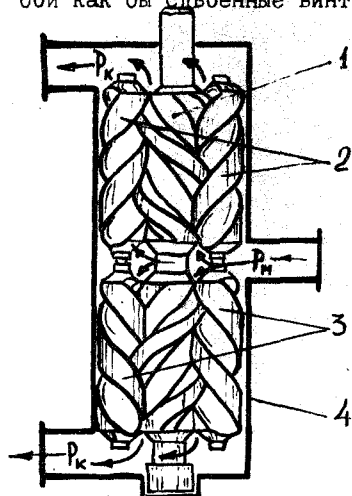


Рис.2.17. Сдвоенный винтовой насос  
 ми, как показано стрелками на рис.2.17. Основное достоинство двухпоточных насосов по сравнению с однопоточными - полная разгрузка винтов от осевых сил.

Следует также отметить, что, в отличие от двухвинтовых, трех- и пятивинтовые насосы выполняют только с циклоидальным или специальным профилем винтовой нарезки. При таком профиле достигается хорошее уплотнение междувинтовых объемов и весьма малый износ винтов, так как исключается механический контакт между ними при работе насоса.

Применение. Винтовые насосы нашли весьма широкое применение на кораблях благодаря тому, что они сочетают в себе ряд достоинств, присущих насосам других типов. К положитель-

ним качествам винтовых насосов можно отнести:

способность создать большие давления при достаточно высоком КПД и малых размерах;

безредукционное соединение вала приводящего двигателя ведущим винтом;

возможность бескавитационной работы при высоких частотах вращения винтов;

компактность и малые массогабаритные показатели;

простоту устройства, надежность и долговечность в работе;

высокую равномерность подачи;

незначительную зависимость фактической подачи от создаваемого давления жидкой среды;

сравнительно большую вакуумметрическую высоту всасывания;

постоянство КПД в широкой области изменения как подачи, так и давления насоса.

Наиболее широко винтовые насосы применяют:

в судовых, рулевых и автономных системах гидравлики (ЭМН-3/150, ЭМН-1/100, ВВ-2,4, НВВ-1,4 м, ЗВ-4/160);

в системах смазки ГТЗА (ЭМН-100/Б, ЭМН-125/4,5, ЭМН-135/4,5);

в системах смазки подшипников линии вала и двигателей внутреннего сгорания (ЭМН-25, НВ1, ЗВН, 4ВН);

в качестве топливо- и маслоперекачивающих насосов (ЭМН-17/4, ЭМН-10/10).

Винтовые насосы систем гидравлики имеют сравнительно небольшую подачу, но создают большие давления. Например,

ЭМН-3/150 - электромастный насос с подачей  $3 \text{ м}^3/\text{ч}$  и давлением на выходе  $150 \text{ кгс/см}^2$ , ВВ-2,4 - вертикальный винтовой насос с подачей  $2,4 \text{ м}^3/\text{ч}$  и т.п.

Винтовые насосы систем смазки ГТЗА обеспечивают также теплоотвод от трущихся деталей и обладают поэтому большой подачей при умеренном давлении. Например, ЭМН-135/4,5 - электромастный насос с подачей  $135 \text{ т/ч}$  и давлением на выходе  $4,5 \text{ кгс/см}^2$ .

Винтовые насосы других систем имеют средние по величине значения подачи и давлений, их марки расширяют аналогичным образом.

Практически все корабельные винтовые насосы имеют привод от электродвигателей постоянного или переменного тока, т.е. работают в составе электронасосных агрегатов.

Вследствие большого разнообразия видов винтовых насосов и отсутствия до последнего времени определенной системы в обозначении их марок принято решение о введении Отраслевых и Государственных стандартов Союза СССР, определяющих единую систему обозначений марок винтовых насосов и соответствующих электронасосных агрегатов.

В настоящее время отечественная промышленность поставляет на корабли электронасосные агрегаты с винтовыми насосами, которые, например, имеют следующие условные обозначения согласно ОСТу 26.06-218-70 и ГОСТу 20883-75:

ЗВ I/ 100 -1,25/100Б-6, где ЗВ I/100 - обозначение насоса по ГОСТу 20883-75 (трехвинтовой с подачей около  $1 \text{ т/ч}$  и давлением на выходе  $100 \text{ кгс/см}^2$ );

1,25 - округленное значение подачи электронасосного агрегата,  $\text{м}^3/\text{ч}$ :

100 - давление на выходе, кгс/см<sup>2</sup>;

Б - обозначение материала проточной части (бронза);

6 - модификация электронасосного агрегата с двигателем постоянного тока (модификация с двигателями переменного тока обозначаются цифрами 2 и 4).

Аналогичным образом можно расшифровать и условное обозначение электронасосного агрегата с одновинтовым насосом ИВ 1,6/5-1,5/2-4.

Особенности эксплуатации. Наряду с достоинствами винтовые насосы имеют и недостатки:

наличие разнообразных узлов трения (механический сальник, разгрузочный поршень и т.д.), а также винтового зацепления, что требует высокой чистоты жидкости, хорошей смазывающей способности перемещаемой насосом жидкой среды и ограничивает возможность сухого всасывания;

воздействие на винты значительных по величине осевых сил, уравнивание которых вызывает необходимость предусматривать специальные устройства для гидравлической разгрузки ведущего и ведомых винтов.

Особенности эксплуатации винтовых насосов обусловлены главным образом названными недостатками и заключаются в следующем.

В процессе эксплуатации насоса необходимо следить за чистотой и качеством перемещаемой жидкой среды, исправностью фильтрующих устройств, своевременно сливать из емкостей отстой жидкости. Наличие в перемещаемой жидкой среде механических примесей вызывает быстрый износ насоса, засорение разгрузочных устройств и прекращение гидравлической

разгрузки винтов от осевых сил. Попадание в зацепление крупных частиц (от прокладочного материала, крупинок металла после ремонтов и т.п.) ведет, как правило, к заклиниванию винтов.

Пуск насоса следует производить только с открытыми клапанами на подводящем и отводящем трубопроводах. При закрытом клапане на отводящем трубопроводе насос перегревается, а в случае несрабатывания предохранительно-перепускного клапана может произойти разрыв трубопровода или поломка насоса. При закрытом клапане на подводящем трубопроводе, кроме кавитационных явлений, возникает опасность полусухого трения и заклинивания винтов вследствие уноса винтами жидкости из корпуса и "сухой" работы насоса (без смазки). Чтобы исключить даже кратковременную "сухую" работу насоса, предусматривают специальные конструкционные меры: размещают насос ниже расходной емкости или непосредственно на ней с погружением всасывающей полости в жидкость, устанавливают на подводящем трубопроводе невозвратный клапан для предотвращения слива жидкости из насоса после его остановки; сообщают всасывающую полость насоса с подводящим трубопроводом через петлеобразную раму-резервуар.

При продолжительной работе насоса необходимо контролировать на ощупь, соблюдая меры безопасности, температуру насоса, особенно в районе сальника, разгрузочных устройств. Повышенный нагрев деталей гидравлической части насоса является первым признаком неполного открытия клапанов, загрязнения перемещаемой жидкой среды, засорения разгрузочных устройств или признаком других неисправностей. Кон-

троль температуры позволяет обнаружить неисправность в самом начале ее развития, своевременно принять необходимые меры и предотвратить аварию насоса.

Во время ремонтов насоса следует обратить особое внимание на состояние обоймы, разгрузочных устройств и связанных с ними каналов, сверлений. При сборке насоса необходимо проследить, чтобы разгрузочные каналы и сверления не оказались случайно перекрытыми прокладочным материалом или заглушены забытыми временными пробками и т.п., что может привести к аварии насоса вследствие прекращения разгрузки винтов от осевых сил.

#### 2.4. Радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения перпендикулярна (радиальна) осям рабочих органов или составляет с ним угол более  $45^{\circ}$ .

Рабочими органами таких насосов служат плунжеры или поршни, которые осуществляют перемещение жидкой среды. По принципу действия радиально-поршневые насосы являются объемными.

##### 2.4.1. Схема устройства и работа

Схема устройства. Все радиально-поршневые насосы отечественного производства выполнены по единой конструктивной схеме и устроены следующим образом (рис. 2.18). В стальном корпусе насоса 1 жестко закреплена неподвижная стальная кованая цапфа 2, выполняющая роль распределительного устройства. Цапфа горизонтальной перегородкой разделена на

две полости А и Б, которые внутренними каналами сообщены с трубопроводами обслуживаемой корабельной системы, а специальными отверстиями по окружности цапфы — с цилиндрами насоса.

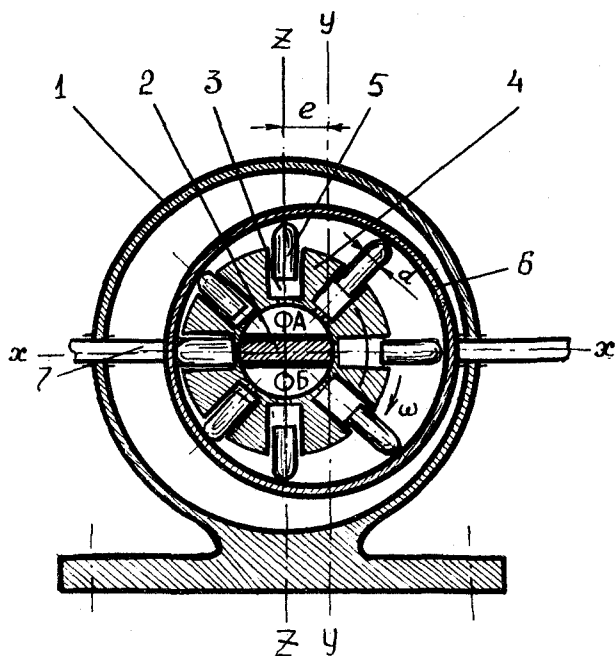


Рис.2.18. Схема радиально-поршневого насоса

Цилиндры 3 представляют собой радиальные сверления в роторе. Цилиндры через отверстия у своих оснований при вращательном движении ротора сообщаются попеременно с полостями А и Б цапфы. Бронзовый ротор (блок-цилиндров) 4 соединен с валом приводящего двигателя и вращается на цапфе. Стальные



плунжеры 5, притертые в цилиндрах ротора, имеют постоянный контакт с барабаном управления 6. Контакт плунжеров с барабаном осуществляется по-разному. Если ротор имеет большую частоту вращения, плунжеры прижимаются к внутренней поверхности барабана под действием центробежных сил или пружин, помещенных в цилиндрах под плунжеры (на рис.2.18 пружины не показаны). При малых частотах вращения ротора плунжеры связывают с барабаном с помощью специальных сравнительно сложных устройств. Барабан 6 под воздействием штока 7, связанного с внешними органами управления, имеет возможность смещаться вдоль оси  $x-x$  влево или вправо относительно неподвижной цапфы на величину эксцентриситета  $e$ . На рис.2.18 соответственно обозначены:  $y-y$  - вертикальная ось симметрии барабана,  $x-x$  - цапфы.

Работа насоса. Приводящий двигатель сообщает вращательное движение  $\omega$  ротору (блоку цилиндров) 4 насоса, как показано на рис.2.18. При смещении барабана 6 вправо по оси  $x-x$  на величину эксцентриситета  $e$  относительно неподвижной цапфы 2 вращение ротора вызовет возвратно-поступательное движение плунжеров 5 в цилиндрах 3 и соответствующее перемещение жидкой среды.

В с а с ы в а н и е жидкой среды будет происходить из полости А цапфы через специальные отверстия в цилиндры ротора, расположенные сверху от оси  $x-x$ . Здесь вследствие эксцентриситета расстояние между барабаном и ротором в направлении его вращения увеличивается, плунжеры выходят из цилиндров, а жидкая среда заполняет их освобождающиеся объемы.

Нагнетание жидкой среды в полость Б цапфы будет происходить из цилиндров, расположенных снизу от оси  $X-X$ . Здесь расстояние между барабаном и ротором в направлении его вращения уменьшается, плунжеры входят в цилиндры, вытесняя из них жидкую среду.

При переходе плунжеров через нейтральное положение (ось  $X-X$ ) горизонтальная внутренняя перегородка цапфы перекрывает отверстия в роторе и отключает тем самым цилиндры от полостей А и Б цапфы.

Таким образом, насос осуществляет непрерывное перемещение жидкой среды из полости А в полость Б цапфы, которые, как отмечалось выше, сообщены с трубопроводами обслуживаемой корабельной системы. В рассмотренном случае полости А и Б цапфы играют роль соответственно всасывающей и нагнетательной полостей насоса, а направление и величина подачи жидкой среды будут оставаться неизменными.

#### 2.4.2. Подача и ее регулирование

Подача. Из рис. 2.18 видно, что ход каждого из плунжеров равен двойному эксцентриситету  $S = 2e$ , м. Зная диаметр плунжеров  $d$ , м, число цилиндров  $Z$  и частоту вращения ротора  $n$ ,  $s^{-1}$ , которая постоянна, идеальную подачу радиально-поршневого насоса определяют по формуле

$$Q_n = \frac{\pi}{4} d^2 S Z n \text{ м}^3/\text{с} \text{ или } Q_n = \frac{\pi}{2} d^2 Z n e \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.4.1)$$

Из рассмотрения принципа работы насоса и приведенных формул видно, что идеальная подача является линейной функцией величины эксцентриситета  $e$

$$Q_n = f(e),$$

поскольку  $Q_n = B \cdot e$ ,

где 
$$B = \frac{\pi}{2} d^2 \times n = \text{const.} \quad (2.4.2)$$

Фактическую подачу определяют по общепринятой для всех насосов формуле

$$Q = \lambda Q_n \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.4.3)$$

где  $\lambda = \eta_{об}$  — коэффициент подачи, численно равный объемному КПД насоса и определяемый экспериментальным путем.

Регулирование. Подачу радиально-поршневого насоса регулируют как по величине, так и по направлению смещением барабана 6 вдоль оси  $x-x$  влево или вправо относительно неподвижной цапфы 2 на определенную величину эксцентриситета  $e$ .

Очевидно, при  $e = 0$ , когда смещение барабана относительно цапфы отсутствует (оси  $y-y$  и  $x-x$  совпадают), подача насоса равна нулю. В этом случае расстояние между барабаном и ротором в направлении его вращения не изменяется, и плунжеры 5, вращаясь вместе с ротором 4, не будут совершать возвратно-поступательного движения в цилиндрах 3 и перемещать жидкую среду.

Изменяя величину эксцентриситета  $e$  смещением барабана вдоль оси  $x-x$  относительно цапфы, можно обеспечить требуемую величину подачи насоса, при максимальном эксцентриситете подача насоса будет также максимальной.

Из рассмотрения рис. 2.18 нетрудно убедиться, что смещение барабана 6 относительно неподвижной цапфы 2 в противоположную сторону (влево) приведет к изменению направления подачи жидкой среды на противоположное. Следовательно, произойдет реверс потока, полость Б цапфы станет всасывающей, А — нагнетательной.

График зависимости подачи радиально-поршневого насоса от величины эксцентриситета показан на рис.2.19, на котором знаками плюс и минус обозначены соответствующие противоположные направления потока жидкой среды.

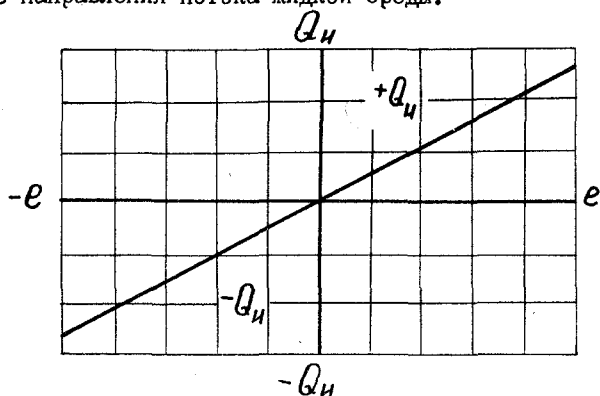


Рис.2.19. Регулирование РПН

Важно подчеркнуть, что требуемое изменение подачи как по величине, так и по направлению осуществляется практически мгновенно, поскольку для этого не требуется изменять частоту и направление вращения ротора насоса.

Таким образом, радиально-поршневые насосы являются объемными насосами с реверсивным потоком жидкой среды, подаваемой в обслуживаемую корабельную систему.

#### 2.4.3. Виды, применение и особенности эксплуатации

Виды. В настоящее время отечественная промышленность поставляет на корабли радиально-поршневые насосы серии НПМ (насосы плунжерные масляные), выполненные по единой конструктивной схеме, как это показано на рис.2.13. Насосы серии НПМ отличаются друг от друга лишь особенностями устрой-

ства отдельных узлов и деталей, массогабаритными показателями, а также параметрами работы (величиной подачи и др.).

Некоторые параметры отдельных марок корабельных насосов приведены ниже.

Применение. Наибольшее применение радиально-поршневые насосы нашли на подводных кораблях в электрогидравлических рулевых машинах. Например, насосы марки МНП-0,14 обеспечивают работу рулевых машин с моментом на баллере 2000 ... 6000 МН · м (20...60 тс · м), насосы марки ЭМН-9/3 - моментом 6000...9000 МН · м (60...90 тс · м). Кроме того, радиально-поршневые насосы применяют в различных системах автоматического управления (САУ), что обусловлено весьма удобной для реализации в САУ линейной зависимостью подачи таких насосов от величины смещения барабана органами управления.

Особенности эксплуатации. При эксплуатации радиально-поршневых насосов необходимо особое внимание обращать на использование в качестве рабочей (перекачиваемой) жидкой среды только тех масел, марки которых рекомендованы заводом-изготовителем и записаны в формуляре. Насосы весьма чувствительны к чистоте перекачиваемого масла, которое должно быть тщательно профильтровано и не содержать никаких посторонних примесей, а также воды. Использование нерекондованных или загрязненных масел ведет к преждевременному износу насоса и может вызвать его аварию.

Перед пуском насоса все его полости, а также трубопроводы должны быть заполнены маслом и не содержать воздуха. В противном случае масло будет вспениваться, увеличится

шумность при работе насоса, возможны гидравлические удары.

Пуск и работа радиально-поршневых насосов, как и всех других объемных насосов, допускаются только при полностью открытых клапанах на подводящем-отводящем трубопроводах обслуживаемой корабельной системы.

Радиально-поршневые насосы отличаются высокой надежностью. Технический ресурс таких насосов до капитального ремонта достигает 10000...15000 ч. и они надежно работают в течение 4...5 лет.

Вместе с тем радиально-поршневые насосы обладают сравнительно высокой шумностью и не допускают высоких частот вращения ротора, что приводит к необходимости увеличения их массогабаритных показателей для обеспечения требуемой величины подачи. Эти недостатки обусловлены в первую очередь наличием сложного в конструктивном исполнении скользящего контакта плунжеров с барабаном управления. Поэтому радиально-поршневые насосы применяют главным образом на надводных кораблях. На подводных лодках в настоящее время используют более компактные и малозумные аксиально-поршневые насосы.

### 2.5. Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна (аксиальна) осям рабочих органов или составляет с ним угол, менее или равный  $45^{\circ}$ .

Рабочими органами таких насосов служат поршни, которые осуществляют перемещение жидкой среды. По принципу действия аксиально-поршневые насосы являются объемными.

## 2.5.1. Схема устройства и работа

Схема устройства. Как и радиальные, аксиально-поршневые насосы отечественного производства выполнены по единой конструктивной схеме и устроены следующим образом (рис. 2.20

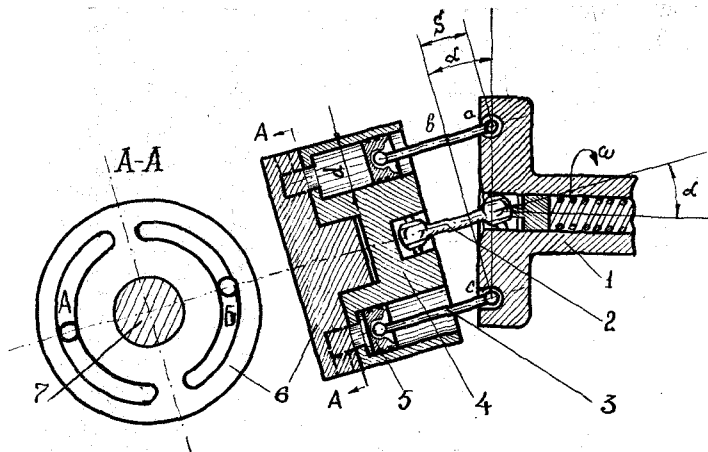


Рис. 2.20. Схема аксиально-поршневого насоса

В корпусе насоса на подшипниках качения установлен стальной силовой вал I, соединенный с валом приводящего двигателя. Торцевая часть силового вала выполнена в форме диска, по окружности которого имеются шаровые гнезда для крепления шатунов 3. Во внутренней полости силового вала установлена пружина, прижимающая через карданный вал 2 блок цилиндров 4 к распределителю 6.

Стальной карданный вал 2 обеспечивает синхронизацию и передачу вращательного движения от силового вала блоку цилиндров, оси которых могут находиться под некоторым углом  $\alpha$ .

Стальные шатуны 3 посредством шаровых соединений связывают диск силового вала с поршнями 5, размещенными в блоке цилиндров.

Стальной закаленный блок цилиндров 4 является ротором насоса и имеет равномерно расположенные по окружности внутренние рабочие камеры-цилиндры. Цилиндры через осевые отверстия в роторе сообщаются при его вращении попеременно с полукольцевыми пазами А и Б распределителя 6. Торцевая поверхность ротора тщательно обработана и плотно прижата пружиной силового вала к поверхности распределителя. При работе насоса торцевая поверхность вращающегося ротора скользит по поверхности неподвижного распределителя.

Поршни 5 насоса бронзовые, обработаны с высоким классом точности и размещены в цилиндрах ротора с весьма малым зазором, равным 0,025...0,045 мм.

Бронзовый распределитель 6 неподвижно закреплен на оси 7. Распределитель имеет сквозные полукольцевые пазы (окна) А и Б, которые сообщают цилиндры насоса с каналами в крышке ротора 8 (рис.2.21). Пазы А и Б можно рассматривать как своеобразные полости всасывания-нагнетания насоса.

Стальная ось 7 жестко закреплена в крышке ротора и обеспечивает радиальную фиксацию неподвижного распределителя, а также вращающегося на ней блока цилиндров.

Крышка ротор 8 имеет специальные каналы, сообщающиеся с патрубками 9, которыми насос подсоединяют к трубопроводам обслуживаемой корабельной системы.

Конструктивно блок цилиндров 4, распределитель 6, крышка 8 с осью 7 объединены в один узел, называемый люль-



кой насоса. Люлька установлена в корпусе насоса на подшипниках 10, обеспечивающих ее отклонение (поворот) вокруг вертикальной оси  $x-x$ .

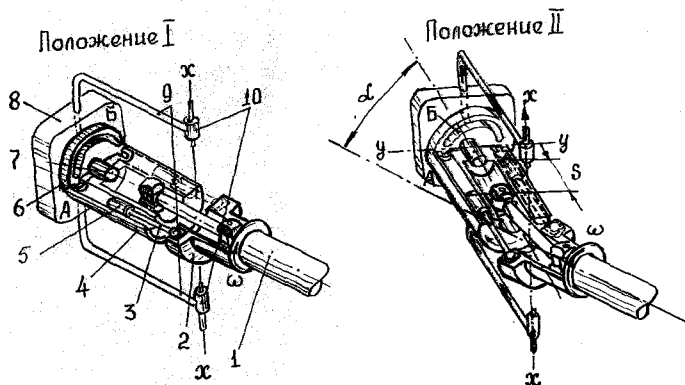


Рис.2.2I. К пояснению устройства аксиально-поршневого насоса

Отклонение люльки влево или вправо от нейтрального положения I в рабочее, например, положение II на угол  $\alpha$  относительно оси вращения силового вала осуществляют с помощью отдельной системы управления (на рис.2.20 и 2.2I не показана).

Силовой вал I, шатуны 3 и поршни 5 смонтированы как единый конструктивный узел, разборка которого в корабельных условиях не предусмотрена.

Работа насоса. Приводящий двигатель сообщает вращательное движение  $\omega$  силовому валу I (см.рис.2.2I) и от него через карданный вал 2 - блоку цилиндров 4.

При отклонении люльки, например, в положение II на

угол  $\alpha$  относительно оси силового вала I расстояние между его диском и ротором 4 в направлении их вращения будет изменяться. Это вызовет возвратно-поступательное движение поршней 5 в цилиндрах ротора и приведет к перемещению насосом жидкой среды в направлении, как показано стрелками на рис. 2.2.

В с а с ы в а н и е жидкой среды происходит из полукольцевого паза А распределителя 6 в цилиндры, расположенные снизу от оси  $y-y$ , где расстояние между диском силового вала и ротором в направлении их вращения увеличивается. Поэтому поршень, изображенный пунктирными линиями, за первую половину оборота ротора перейдет в положение, изображенное сплошными линиями, и удалится от основания цилиндра на расстояние хода поршня  $S$ . При этом жидкая среда будет заполнять освобождающиеся (увеличивающиеся) объемы цилиндров.

Н а г н е т а н и е жидкой среды происходит в полукольцевой паз Б распределителя из цилиндров, расположенных сверху от оси  $y-y$ , где расстояние между диском силового вала и ротором в направлении их вращения уменьшается. В этом случае поршень, переходя за вторую половину оборота ротора в первоначальное положение, приблизится к основанию цилиндра на ту же величину хода  $S$  и вытеснит жидкую среду.

Следовательно, при работе насоса его поршни, находясь в блоке цилиндров и вращаясь вместе с ним, совершают одновременно возвратно-поступательное движение, перемещая жидкую среду.

Поскольку в аксиально-поршневых насосах направление и частоту вращения вала не изменяют, то при определенном

фиксированном значении угла отклонения люльки  $\alpha$  направление и величина подачи насоса также останутся неизменными.

### 2.5.2. Подача и ее регулирование

Подача. При известных значениях диаметров и хода поршня  $d$ ,  $m$ , и  $S$ ,  $m$ , числа цилиндров  $z$ , частоты вращения ротора  $n$ ,  $c^{-1}$ , идеальную подачу аксиально-поршневого насоса вычисляют по формуле

$$Q_n = \frac{\pi}{4} d^2 S z n \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.5.1)$$

где ход поршня  $S$  можно определить из рис.2.20.

В  $\triangle abc$  стороны  $ac$  и  $bc$  перпендикулярны соответственно осям силового вала и ротора, поэтому  $\angle acb = \alpha$ . Тогда ход поршня

$$S = ac \sin \alpha \text{ или } S = D \sin \alpha,$$

где  $D = ac$  — диаметр окружности, на которой размещены цилиндры и шаровые гнезда для соединения шатунов с силовым валом,  $m$ .

Следовательно,

$$Q_n = \frac{\pi}{4} d^2 D z n \sin \alpha \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.5.2)$$

Из формулы видно, что идеальная подача насоса является синусоидальной функцией угла отклонения люльки  $\alpha$

$$Q_n = f(\sin \alpha)$$

поскольку

$$Q_n = B \cdot \sin \alpha, \text{ а } B = \frac{\pi}{4} d^2 D z n = \text{const.}$$

Фактическую подачу насоса определяют по формуле

$$Q = \lambda Q_n \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.5.3)$$

где  $\lambda = \eta_{об}$  — коэффициент подачи, численно равный объемному КПД насоса и определяемый экспериментальным путем.

Регулирование. Подачу аксиально-поршневого насоса

регулируют как по величине, так и по направлению отклонением люльки насоса влево или вправо от нейтрального положения I (см. рис. 2.21) на определенную величину угла  $\alpha$  относительно оси силового вала.

Очевидно, при  $\alpha = 0$ , когда люлька находится в нейтральном положении, подача насоса равна нулю. В этом случае расстояние между диском силового вала и ротором в направлении их вращения не изменяется, и поршни 5, вращаясь вместе с ротором 4, не будут совершать возвратно-поступательного движения в цилиндрах и перемещать жидкую среду.

Изменяя величину угла отклонения люльки  $\alpha$  органами управления насоса, можно обеспечить требуемую величину подачи. При максимальном отклонении люльки относительно оси силового вала подача насоса будет также максимальной.

Из рассмотрения рис. 2.21 нетрудно убедиться, что отклонение люльки в противоположную положению II сторону (влево) приведет к изменению направления подачи жидкой среды на обратное. Следовательно, произойдет реверс потока, полость Б распределителя 6 станет всасывающей, А — нагнетательной.

График зависимости подачи аксиально-поршневого насоса от величины угла отклонения люльки показан на рис. 2.22, на котором знаками плюс и минус обозначены соответствующие противоположные направления потока жидкой среды. Из графика видно, что только при малых отклонениях люльки подача насоса быстро и практически линейно возрастает с увеличением угла  $\alpha$ . Поэтому, как правило, для аксиально-поршневых насосов  $\alpha \leq 30^\circ$ .

Как и в радиальных, в аксиально-поршневых насосах требуемое изменение подачи по величине и направлению может

быть осуществлено практически мгновенно (не более, чем за 1 с.), поскольку для этого не требуется изменять частоту и направление вращения ротора насоса.

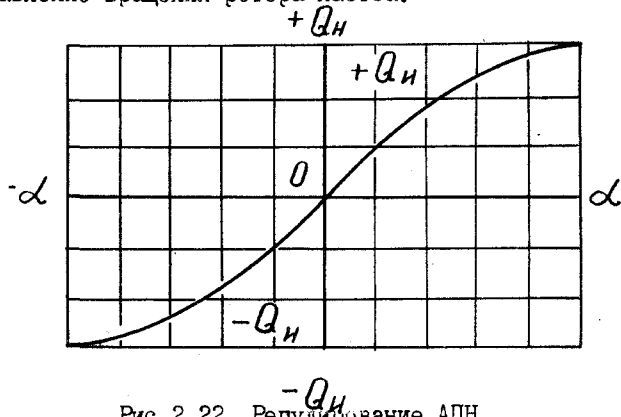


Рис. 2.22. Регулирование АПН

Так же, как и радиальные, аксиально-поршневые насосы являются объемными насосами с реверсивным и переменным по величине потоком жидкой среды, подаваемой в обслуживаемую корабельную систему. Поэтому такие насосы часто называют в литературе насосами переменной производительности (НПП).

### 2.5.3. Виды, применение и особенности эксплуатации

Виды. Аксиально-поршневые насосы отечественного производства, как и радиально-поршневые, выполнены по единой конструктивной схеме, показанной на рис. 2.21. В настоящее время отечественная промышленность поставляет аксиально-поршневые регулируемые насосы серии ПД, отличающиеся только своими массогабаритными показателями, параметрами работы и особенностями устройства отдельных узлов.

Применение. Аксиально-поршневые насосы нашли широкое

применение на надводных кораблях в успокоителях качки, грузовых кранах, различных палубных лебедках, стабилизирующих устройствах, системах наведения, слежения, а также в других системах, призванных обеспечивать быстрое изменение подачи жидкой среды по величине и направлению.

На подводных лодках для управления вертикальными и горизонтальными рулями используют в настоящее время насосные агрегаты (аксиально-поршневые насосы с приводом от электродвигателя) марок НА-100С, НА-200С и НА-360С. Обозначение, например НА-360С, расшифровывают следующим образом: насосный агрегат с подачей около 360 л/мин, судового исполнения. Внешний вид названных агрегатов одинаков и показан на рис. 2.23

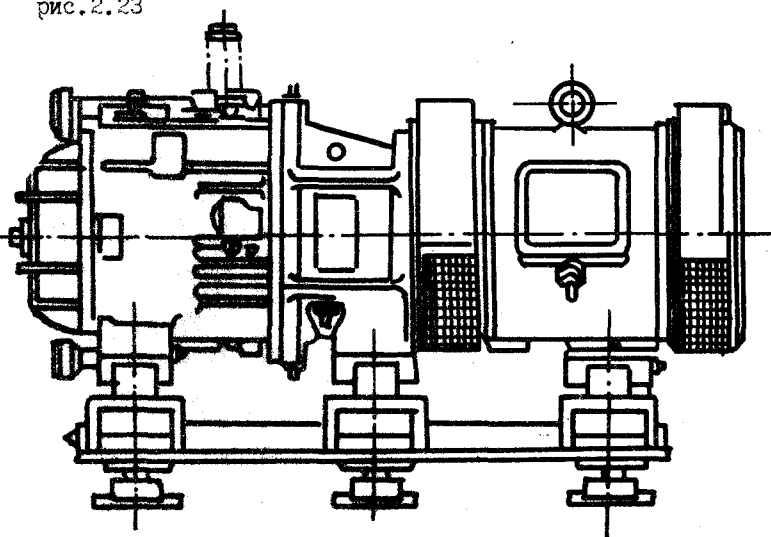


Рис. 2.23. Внешний вид насосного агрегата

Особенности эксплуатации. Пречисленные выше в п. 2.4.3 особенности эксплуатации радиально-поршневых насосов отно-

сятся и к аксиально-поршневым. Кроме того, при эксплуатации аксиально-поршневых насосов следует учитывать дополнительно следующие особенности.

Насосы весьма чувствительные к качеству масла (перемещаемой жидкой среды) и степени его фильтрации. Для тонкой очистки масла от механических примесей в насосе используют специальные фильтры из волокнистых материалов, рассчитанных примерно на 250 часов работы. Отработавшие фильтры необходимо заменять новыми или восстанавливать на специальной ультразвуковой установке в береговых условиях. Такие фильтры не поддаются регенерации путем промывки.

Аксиально-поршневые насосы эксплуатируют, как правило, в составе автономных систем гидравлики (рис.2.24), используют только указанные в формуле "штатные" марки масел. Во избежание смещения и загрязнения масла в автономных системах подключать их к судовым системам гидравлики недопустимо (за исключением аварийных ситуаций). Использование некачественного, особенно загрязненного механическими примесями масла ведет к быстрому износу, увеличению шумности и преждевременному выходу из строя насоса.

Ремонты аксиально-поршневых насосов, связанные с их разборкой, в корабельных условиях без представителя завода-изготовителя не рекомендуются, что обусловлено сложностью и высокой точностью взаимной компоновки узлов и деталей.

У п р а в л е н и е такими насосами осуществляют автоматически или дистанционно, например, с центрального поста, а также при необходимости вручную с местного поста (см. рис.5.24). Устанавливают аксиально-поршневые насосы обычно





На надводных кораблях гидромоторы типа ПМ широко используют в качестве гидравлических приводов разнообразных палубных механизмов (лебедок, шпилей и т.п.), в которых из-за частого заливания морской водой просто невозможно установить электропривод.

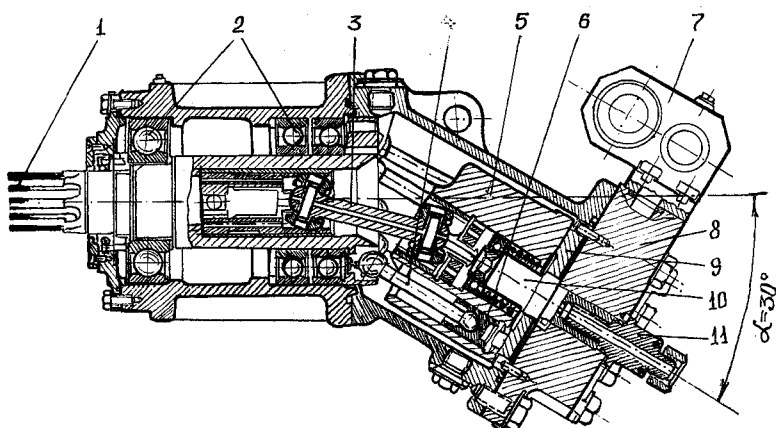


Рис.2.25. Аксиально-поршневой гидромотор

Использование в качестве гидравлических приводов гидромоторов типа ПМ обусловлено тем, что нерегулируемые\* аксиально-поршневые насосы с фиксированным углом отклонения лопалки обладают свойством обратимости, т.е. могут работать как двигатели. Схема работы гидропривода с насосом и гидромотором аксиально-поршневого вида показана на рис.2.26. Изменение величины и направления подачи жидкой среды в блок цилиндров 5 вызовет соответствующее изменение скорости и направления вращения вала гидромотора 4, соединенного, например, с валом палубной лебедки.

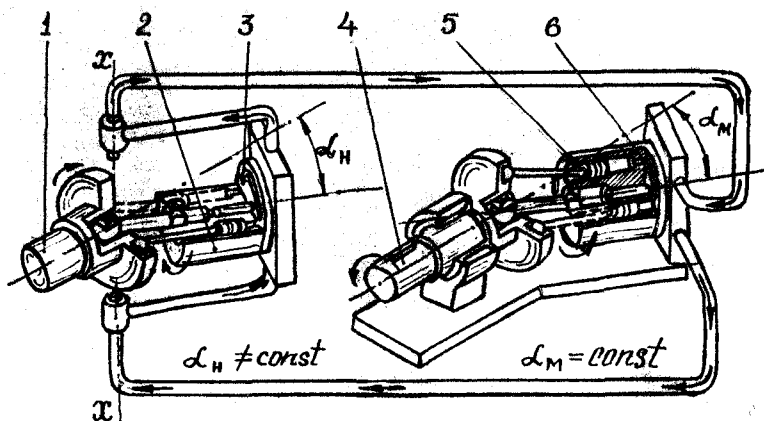


Рис.2.26. Схема работы гидропривода

## 2.6. Пластинчатые насосы

Пластинчатым называют шиберный насос, в число рабочих органов которого входят шиберы, выполненные в виде пластин

Шиберным называют роторно-поступательный насос с рабочими органами в виде шиберов.

Перемещение жидкой среды в пластинчатых насосах осуществляют рабочие органы-пластины. По принципу действия пластинчатые насосы являются объемными.

### 2.6.1. Схема устройства и работа

Схема устройства. Пластинчатые насосы по своему назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. Схема наиболее простого из них двухпластинчатого насоса показана на рис.2.27.

Рабочим органом насоса служит пластинчатый ротор I, установленный на подшипниках в корпусе 3 и соединенный с валом приводящего двигателя. Ротор имеет радиальные прорези,

в которых размещены шиберы-пластины 4 и 5. Насос может иметь и большее число пластин, что значительно улучшает его герметичность, так как при этом создается своеобразное лабиринтное уплотнение между полостями А и Б.

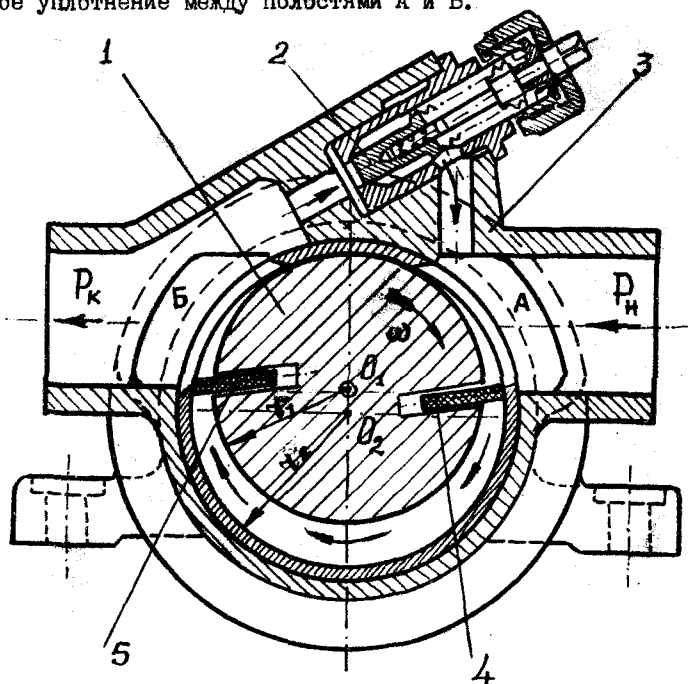


Рис. 2.27. Схема двухпластинчатого насоса

Поэтому такие многопластинчатые насосы (рис. 2.28) способны создавать высокие напоры.

Пластины прижимаются к внутренней поверхности корпуса под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора. С той же целью часто используют разжимные пружины, которые устанавливают в прорези ротора под пластины (на рис. 2.27 не показаны), или по специальным каналам подводят под пластины жидкость из полости нагнетания насоса.

Корпус 3 имеет патрубки для подсоединения насоса к трубопроводам обслуживаемой корабельной системы, а также предохранительно-перепускной клапан 2, перепускающий перемещаемую насосом жидкую среду обратно в полость всасывания А при опасном повышении давления в полости нагнетания Б.

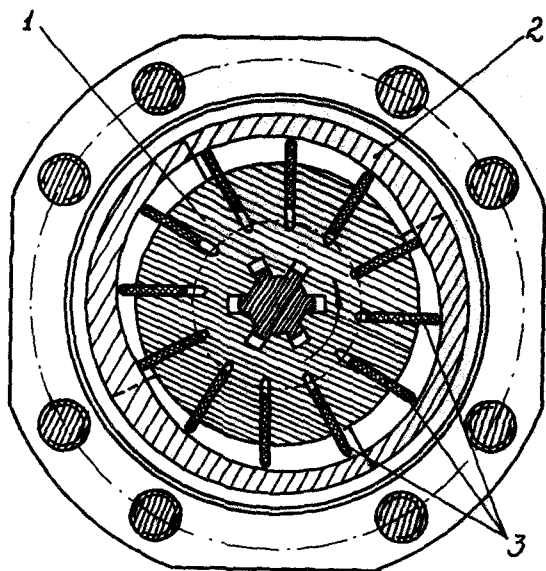


Рис. 2.28. Схема многопластинчатого насоса

Работа насоса. При вращении ротора I в сторону, указанную стрелкой (см. рис. 2.27), его пластины будут перемещать жидкую среду из полости А в полость Б насоса.

В с а с ы в а н и е жидкой среды происходит той поверхностью, например пластины 4, которая удаляется от полости А.

Н а г н е т а н и е происходит обратной поверхностью пластины, которая, как поршень, будет вытеснять жидкую

среду из замкнутой рабочей камеры в полость Б насоса.

Аналогичную работу выполняет пластина 5. Принцип работы многопластинчатого насоса (см. рис. 2.28) не отличается от рассмотренного.

Из рассмотрения схемы устройства и работы пластинчатого насоса нетрудно убедиться, что его подача может быть определена по формуле (см. рис. 2.27)

$$Q = \pi (r_2^2 - r_1^2) b \cdot n \cdot \varphi \cdot \lambda \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.6.1)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы ротора и рабочей камеры корпуса насоса, м;

$b$  — ширина пластин, м;

$n$  — частота вращения ротора,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\varphi$  — коэффициент, учитывающий объем рабочей камеры, занятый пластинами;

$\lambda$  — коэффициент подачи, учитывающий утечки жидкой среды из полости нагнетания Б обратно в полость всасывания А через неплотности в насосе.

## 2.6.2. Виды, применение и особенности эксплуатации

Виды. Отечественная промышленность выпускает пластинчатые насосы различных видов и типоразмеров, определяемых соответствующими Государственными стандартами Союза ССР, например:

ГОСТ 14058-68 Насосы шиберные;

ГОСТ 13167-73 Насосы пластинчатые на давление  $P_{\text{ном}}=63 \text{ кгс/см}^2$ ;

ГОСТ 21111-75 Насосы пластинчатые на давление  $P_{\text{ном}}=16 \text{ МПа}$  ( $160 \text{ кгс/см}^2$ );

ОСТ 21757-76 Насосы вакуумные многопластинчатые;  
ОСТ 14707-77 Насосы вакуумные пластинчатороторные и золотниковые.

По конструктивным признакам пластинчатые насосы подразделяют на виды: одно- и двухпоточные, регулируемые и нерегулируемые, двукратного и многократного действия, одно- и двухступенчатые и т.д.

Применение. Пластинчатые насосы используют в качестве топливо- и маслоперекачивающих насосов, в рулевых и некоторых других системах гидравлики, в системах смазки, а также для создания вакуума в различных системах, устройствах и аппаратах.

Кроме того, пластинчатые насосы используют даже в качестве воздуходушных машин.

Например, Черкасский завод холодильного оборудования выпускает герметичные роторные пластинчатые воздуходувки ГР-А5-5 производительностью 500 л/мин, конструктивно выполненные по схеме рис.2.27. Воздуходувки типа ГР-А5-5 (или ГРЦ-А5-7) применяют на кораблях в системах дозиметрического контроля для прокачки воздуха через аналитические фильтры, а также в системах, обеспечивающих вентилирование внутренних полостей различных теплообменных аппаратов (главных конденсаторов турбин и т.п.) при выводе их на длительное бездействие.

Особенности эксплуатации. Пластинчатые насосы обладают рядом положительных качеств: простотой устройства, компактностью, способностью создавать большие давления (многопластинчатые), высокой равномерностью подачи, большой высотой всасывания, допускают безредукционное соединение ротора с приводящим приводом.

Однако они имеют и существенные недостатки:

постепенное снижение коэффициента подачи и ухудшение всасывающей способности вследствие износа пластин (особенно их торцевых поверхностей, обращенных к боковым крышкам насоса);

невысокий механический КПД из-за большого количества трущихся деталей (особенно в многопластинчатых насосах).

Основной недостаток пластинчатых насосов, обуславливающий специфические особенности их эксплуатации, — необходимость уплотнения, смазки и предотвращения износа пластин в районе скользящего контакта с корпусом. Поэтому пуск насоса без наличия в нем масла не допускается. Применяемое масло должно быть хорошо профильтровано и не содержать посторонних частиц размером более 40 мкм.

При работе насоса следует наблюдать за тем, чтобы во всасывающую полость и трубопроводы не попадал воздух. В противном случае насос будет работать с шумом, вспенивать масло и может выйти из строя от гидравлических ударов.

При длительном бездействии насоса необходимо принять меры к предотвращению попадания влаги внутрь корпуса, которая вызывает коррозию деталей и потерю подвижности пластин в пазах ротора.

В воздуходувках типа ГР-А5-5 пластины изготовлены из графитного материала, обладающего хорошими антифрикционными свойствами. Поэтому рабочие полости пластинчатых воздуходувок не смазывают и исключают тем самым наличие паров масла в нагнетательном воздухе, предотвращая замасливание, например, датчиков обслуживаемой системы дозиметрического контроля.

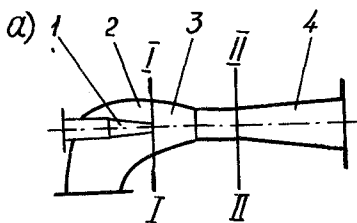
СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

3.1. Общие сведения

Струйным насосом называется динамический насос трения, в котором поток перекачиваемой среды перемещается в результате воздействия на него рабочего потока с **большой удельной кинетической энергией**.

Принцип действия струйных насосов основан на непосредственном обмене энергией между **частицами потоков** рабочей и перекачиваемой сред. Процессы всасывания и приращения энергии перекачиваемой среды обеспечиваются за счет кинетической энергии рабочей среды.

Особенности рабочих процессов, происходящих в струйных насосах, в значительной степени зависят от рода и агрегатного состояния рабочей и перекачиваемой сред, которыми могут быть пар, газ, жидкость и их смеси.



На рис.3.1,а представлена принципиальная схема струйного насоса. На рис.3.1,б представлено общее обозначение струйного насоса.

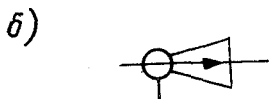


Рис.3.1. Схема устройства струйного насоса

Струйный насос состоит из трех основных частей: приемной камеры 2 с соплом I, камеры смешения 3, диффузора 4.

Струйные насосы нередко называют струйными аппаратами, так как в них отсутствуют движущиеся части.



На рис.3.2 представлена классификация струйных насосов

Эти насосы применяются либо для откачки и удаления жидкости или газа из какой-либо емкости на корабле за ее преде-

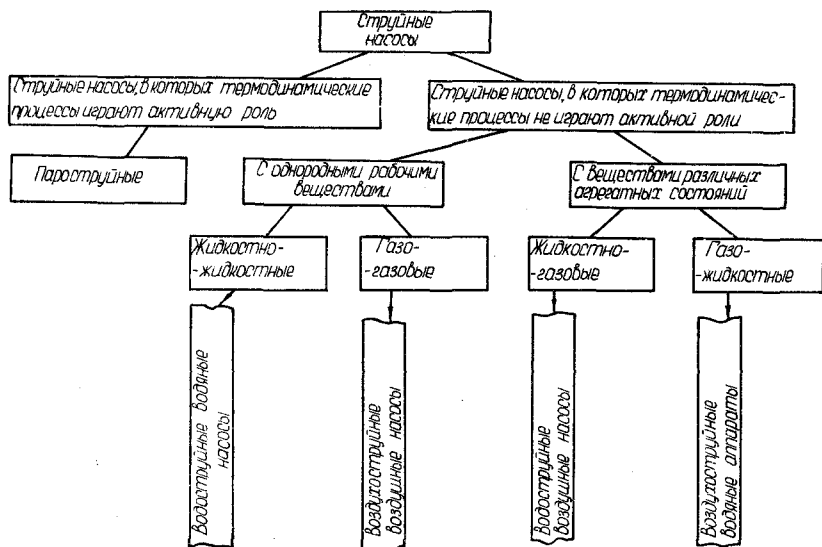


Рис.3.2. Классификация струйных насосов

лы или за борт, либо для нагнетания (подачи) под давлением к насосам с целью улучшения их всасывающей способности.

В первом случае к емкости подключаются всасывающий, во втором – нагнетательный патрубок.

Струйные насосы, обладая общими конструктивными признаками, позволяют оценить присущие им достоинства и недостатки

Достоинства:

1. Отсутствие в конструкции движущихся деталей.

2. Большие скорости рабочего потока и перекачиваемой среды обеспечивают малый вес и габариты.

3. При соответствующих свойствах рабочих тел могут работать в любой среде, в затопленном состоянии.

4. Легко управляются дистанционно и автоматически.

Недостатки:

1. Малая экономичность.

2. Зависимость от источника, сообщаемого энергию рабочему телу.

### 3.2. Водоструйные насосы

Струйные насосы, в которых рабочей и перекачиваемой средой является вода, называются водоструйными насосами.

Водоструйные насосы в качестве водо-водяных эжекторов применяются для обеспечения действия водоотливных и осушительных систем кораблей, продувания испарителей судовых опреснительных установок.

Струйные насосы, в которых рабочей средой является вода, а перекачиваемой – паровоздушная смесь, называются водовоздушными струйными насосами.

Водовоздушные струйные насосы в качестве водовоздушных эжекторов применяются для обеспечения работы вакуумных испарителей судовых опреснительных установок.

Маслоструйные насосы в качестве инжекторов применяются для обеспечения работы шестеренных насосов, масляных регуляторов и др.

Общим свойством этих насосов является то, что термодинамические процессы при их работе не играют активной роли и ими можно пренебречь при рассмотрении процессов, происходящих в насосе.

### 3.2.1. С х е м а у с т р о й с т в а и п р о ц е с с ы , п р о и с х о д я щ и е в в о д о с т р у й н о м н а с о с е

Рассмотрим схему устройства водо-водяного струйного насоса (водо-водяного эжектора ВВЭЖ), нашедшего широкое применение в качестве водоотливного или осушительного эжектора в соответствующих системах.

ВВЭЖ осушительных и водоотливных систем бывают стационарными и переносными. Впервые водоотливная система с ВВЭЖ была предложена и применена в русском флоте в 1904 г. полковником корпуса инженеров - механиков русского флота Н.И.Ильиным.

Среди большого многообразия типов насосов, применяемых на современных кораблях, ВВЭЖ наиболее просты как в конструктивном, так и в эксплуатационном отношении.

К числу достоинств ВВЭЖ относится:

1. Отсутствие движущихся частей, а следовательно, и системы смазки.

2. Простота конструкции.
3. Невысокая стоимость изготовления.
4. Высокая стабильность к сухому всасыванию.
5. Компактность, небольшой вес и габариты.
6. Постоянная готовность к немедленному действию.
7. Возможность работы в затопленном помещении.
8. Простота дистанционного и автоматического управления.

Постоянная необходимость поддержания давления воды в пожарной магистрали с целью противопожарной безопасности в совокупности с перечисленными положительными качествами позволили ВВЭЖ найти широкое применение на кораблях.

Самым существенным недостатком ВВЭЖ является низкий КПД

Современная промышленность выпускает ВВЭЖ, работающими от напорно-пожарной магистрали с рабочим давлением 0,7 ... 1,8 МПа, с подачей 10 ... 4000 т/ч, высотой всасывания 6 м.в.ст.

На рис.3.3 представлена схема ВВЭЖ, состоящего из следующих основных частей:

1 - приемная камера, ограниченная приемным патрубком с фланцем для подсоединения к водоотливной, осушительной магистрали или к осушаемому объему и сечением I-I;

2 - сопло, предназначенное для организации рабочего потока жидкости и преобразования потенциальной энергии жидкости в кинетическую энергию струи;

3 - камера смешения рабочей и откачиваемой воды, в которой происходит обмен энергиями между рабочим и откачиваемым потоком, ограниченная сечениями I-I и II-II;

4 - горло, цилиндрическая часть камеры смешения;

5 - диффузор, предназначенный для преобразования кинетической энергии потока воды из камеры смешения в потенциальную энергию давления в отводящем трубопроводе.

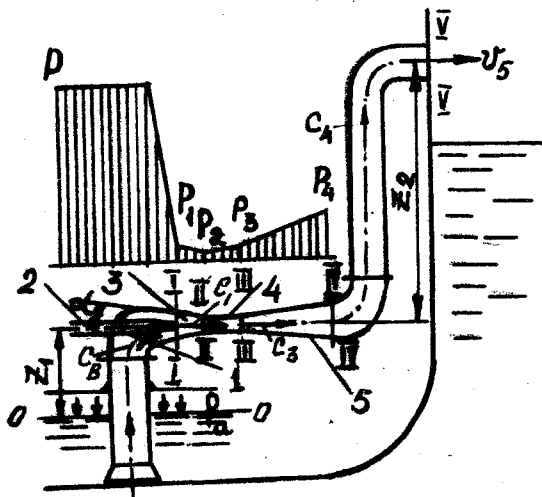


Рис.3.3. Схема устройства ВВЭЖ и диаграммы распределения давлений по его длине.

Работа ВВЭЖ основана на непосредственной передаче энергии от рабочей струи воды, выходящей из сопла, всасываемому потоку жидкости.

Струя рабочей воды, истекающая из сопла со скоростью 35...50 м/с, обладает всасывающей способностью, следовательно, если приемную полость соединить с подводным трубопроводом, то при пуске ВВЭЖ последний будет сначала удалять воздух из подводного трубопровода и камеры смешения, а потом и воду.

В камеру смешения ВВЭЖ вода будет поступать в резуль-

тате разности давлений ( $P_a - P_1$ ), где  $P_a$  давление на поверхности отсасываемой жидкости и  $P_1$  давление в камере смешения вызванное струей воды.

В камере смешения происходит передача энергии от рабочей струи всасываемому потоку, при этом скорость рабочей струи понижается, а всасываемого потока - увеличивается. В горле смешение заканчивается, скорость рабочего и эжектируемого потоков выравнивается.

Как известно из курса гидромеханики, увеличение скорости потока требует уменьшения его сечения, вот почему камера смешения должна иметь форму конфузора.

В диффузоре происходит снижение скорости и повышение давления до расчетной величины. Допустимая для отводящего трубопровода скорость воды 2...5 м/с.

Характер изменения скоростей и давлений рабочей и перекачиваемой воды в проточной части ВВЭЖ представлен графически на рис.3.3.

Давление во всасывающей камере и в сечениях I-I, III-III должно быть больше давления паров жидкости во избежание явлений кавитации, вскипания и срывов в работе эжектора. Это достигается достижением небольшой величины скорости  $C_8$  и установкой эжектора непосредственно на месте откачки воды.

### 3.2.2. Основы теории ВВЭЖ

Одним из важных показателей работы ВВЭЖ является зависимость между его подачей по подводящему трубопроводу  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, и расходом рабочей воды  $Q_p$ , м<sup>3</sup>/с.

Отношение  $q = \frac{Q}{Q_p}$  называют коэффициентом эжекции, или относительной подачей.

Эту величину можно определить с достаточной степенью точности, применив закон сохранения количества движения к исследованию рабочего процесса в проточной части эжектора.

В сечении I-I (см. рис. 3.3) количество движения  $\kappa_1$  потоков до смещения

$$\kappa_1 = \rho Q_p \cdot c_1 + \rho Q \cdot c_b \cdot \cos \alpha, \quad (3.2.1)$$

где  $c_1$  и  $c_b$  - скорость рабочей и всасываемой воды, м/с;

$\alpha$  - угол закрытия конфузора камеры смещения.

В сечении III-III на выходе из горла количество движения однородного потока  $\kappa_3$  после смещения и выравнивания скоростей рабочей и всасываемой жидкости

$$\kappa_3 = \rho (Q_p + Q) \beta \cdot c_3, \quad (3.2.2)$$

где  $\beta \approx 1,9 + 2,4$  - поправочный коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения действительной скорости на величину количества движения, вычисленного по средней скорости  $c_3$ .

Изменение количества движения между сечениями I-I и III-III равно возникающей внешней силе  $P$  осевого давления вследствие неравенства площадей в сечениях и некоторого неравенства давлений в этих сечениях

$$\kappa_3 - \kappa_1 = P = f_3 \cdot P_3 - f_1 P_1. \quad (3.2.3)$$

В связи с весьма малыми величинами давлений  $P_1, P_3$  и силы  $P$  можно записать

$$\kappa_3 \approx \kappa_1$$

$$\text{и } \rho (Q_p + Q) \beta \cdot c_3 = \rho Q_p \cdot c_1 + \rho Q c_b \cdot \cos \alpha. \quad (3.2.4)$$

Разделим выражение (3.2.3) на  $\rho Q_p$ , получим

$$\beta \cdot c_3 + q \cdot \beta \cdot c_3 = c_1 + q c_b \cdot \cos \alpha; \quad (3.2.5)$$

$$q = \frac{Q}{Q_p} = \frac{c_1 - \beta \cdot c_3}{\beta \cdot c_3 - c_6 \cdot \cos \alpha}, \quad (3.2.5)$$

так как угол закрытия конфузора  $\alpha$  мал, то коэффициент эжекции с достаточной степенью точности будет равен

$$q \approx \frac{c_1 - \beta \cdot c_3}{\beta \cdot c_3} = \frac{c_1}{\beta \cdot c_3} - 1. \quad (3.2.6)$$

Обычно  $q = 1,5 \div 2,5$ .

Таким образом, для определения  $q$  необходимо знать величины скоростей  $c_1$ ;  $c_3$ ;  $c_6$ . При приближенных расчетах скоростью на всасывании  $c_6$  (0,5+2 м/с) обычно пренебрегают.

Скорость  $c_1$  может быть определена из уравнения Бернулли для начальных параметров рабочей воды  $p, v$  и для параметров потока в выходном сечении сопла I-I.

$$\text{Определим теоретическую скорость течения } c_{1\tau}, \text{ м/с}$$

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_6}{\rho g} + \frac{c_{1\tau}^2}{2g}; \quad c_{1\tau} = \sqrt{2g \left( \frac{p - p_6}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right)}. \quad (3.2.7)$$

Здесь  $p_6 \approx p_1 \approx p_2 \approx p_3$  - давление во всасывающей камере ВВЭЖ.

Так как потери в сопле значительны, то действительная скорость

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 \left( \frac{p - p_6}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \right)}, \quad (3.2.8)$$

где  $\varphi_1 = (0,95 \div 0,97)$  - скоростной коэффициент сопла, учитывающий форму и качество его изготовления.

Величина  $c_3$  имеет особо важное значение, так как она определяет энергию потока после смешения на выходе из эжектора, которая должна быть достаточной для подачи воды за борт корабля.

Для определения средней скорости  $c_3$  записывают уравнение Бернулли для сечений III-III, У-У с учетом гидравлических потерь в отводящем трубопроводе  $h_{из отвод.тр.}$ . При записи ки-



кинетической энергии потока в сечении III-III рекомендуется учитывать, что кинетическая энергия, определенная по средней скорости  $C_3$ , в  $\alpha$  раз меньше таковой для истинных скоростей в этом сечении. Рекомендуется принимать  $\alpha = 3\beta - 2 = 4,42 \div 7,75$ .

Необходимо учесть и гидравлические потери в диффузоре, преодолеваемые за счет кинетической энергии в сечении III-III. С этой целью вводится поправочный коэффициент  $\varphi_3^2 \approx (0,9-0,93)^2$ .

Тогда

$$\varphi_3^2 \cdot \alpha \cdot \frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_6}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_5^2}{2g} + \sum z + h_{из отвод. тр};$$

$$C_3 = \frac{1}{\varphi_3} \sqrt{\frac{2g}{\alpha} \left[ \frac{P_a - P_6}{\rho g} + \frac{v_5^2}{2g} + \sum z + h_{из отвод. тр} \right]} \quad (3.2.9)$$

Скорость воды  $C_6$  невелика и назначается в пределах I.....

...I,5 м/с. При заданной геометрической высоте всасывания

$\sum z$ , можно определить давление во всасывающей камере перед смешением  $P_6$ . Записывая уравнение Бернулли для сечений 0-0, I-I, получаем

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_6}{\rho g} + \frac{C_6^2}{2g} + \sum z_1 + h_{из подвод. тр}.$$

$$P_6 = P_a - \rho g \left( \frac{C_6^2}{2g} + \sum z_1 + h_{из подвод. тр} \right), \quad (3.2.10)$$

где  $h_{из подвод. тр}$  гидравлические потери в подводящем трубопроводе.

Для номинальной работы ВВЭЖ и предупреждения кавитации необходимо выполнение условия

$$P_6 = P_n + 1,5 \text{ Н/см}^2,$$

где  $P_n$  - давление паров в подводящем трубопроводе.

Таким образом, определив значения скоростей  $C_6, C_1, C_3$ ,

можно определить подачу ВВЭЖ, сечения сопел и диффузора

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_p \cdot q \\ Q_p &= f_1 \cdot c_1 \\ Q &= f_{1к} \cdot c_в \cdot \cos \alpha \\ Q + Q_p &= f_3 \cdot c_3 \\ Q + Q_p &= f_4 \cdot c_4 \end{aligned} \right\}, \quad (3.2.II)$$

где  $f_1$  - площадь сечения выходного отверстия сопла рабочей жидкости,  $m^2$ ;

$f_{1к}$  - площадь кольцевого сечения I-I для прохода эжектируемой жидкости,  $m^2$ ;

$f_3$  - площадь начального сечения диффузора,  $m^2$ ;

$f_4$  - площадь выходного сечения диффузора,  $m^2$ ;

$c_4 \approx v_5$  - скорость жидкости в отводящем трубопроводе м/с.

КПД ВВЭЖ можно определить

$$\eta = \frac{Q(x_1 + x_2 + h_{i\kappa \text{ подввод тр}} + h_{i\kappa \text{ отвод тр}})}{Q_p \frac{c_{1\tau}^2}{2g}} = q \frac{x_1 + x_2 + \sum h_i}{\frac{c_{1\tau}^2}{2g}} \quad (3.2.I2)$$

$\frac{c_{1\tau}^2}{2g}$  - вся подведенная энергия.

### 3.2.3. Основные технические

#### показатели

#### и характеристики ВВЭЖ

Основными техническими показателями, характеризующими работу водоструйного насоса, являются подача  $Q$ , расход рабочей воды  $Q_p$ , коэффициент эжекции  $q$ , напор рабочей воды  $H_p$ , напор  $H$  и КПД  $\eta$  ВВЭЖ.

Подачей ВВЭЖ называется количество перекачиваемой жидкости в единицу времени за счет расхода рабочей воды,

$$Q = \frac{V}{\tau} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q = \frac{G}{\tau \rho} \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $V$  – количество перекачиваемой жидкости,  $\text{м}^3$ ;

$\tau$  – время, с;

$G$  – массовая подача насоса;

$\rho$  – плотность жидкости  $\text{Н}/\text{м}^3$ .

Массовая подача ВВЭЖ может быть выражена через коэффициент эжекции

$$G = G_p \cdot q.$$

Напором ВВЭЖ,  $H$  называется приращение механической энергии весовой единицы перекачиваемой жидкости, проходящей через насос

$$H = \frac{1}{q} (H_p - \sum h_{ir}),$$

где  $H_p$  – рабочий напор, который определяет величину удельной энергии, затраченной при работе насоса;

$\sum h_{ir}$  – суммарные потери удельной энергии при осуществлении рабочих процессов в насосе.

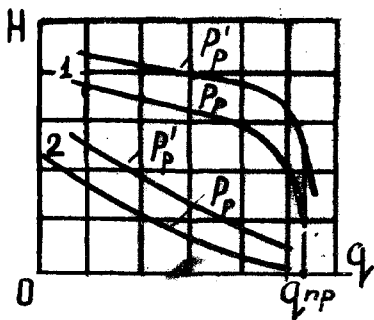
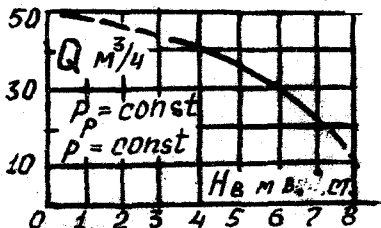


рис. 3.4. Напорные характеристики водоструйных эжекторов

Зависимость напора от коэффициента эжекции  $H = \varphi(q)$  при различных значениях давления воды перед соплом ( $P'_p > P_p$ ) для высоконапорных (1) и низконапорных (2) ВВЭЖ отражают действительные напорные характеристики (рис. 3.4). Как видно из графиков, увеличение

давления рабочей жидкости и

коэффициента эжекции до предельных значений величины  $q_{пр}$  приведет к падению напора вследствие возникновения больших



гидравлических потерь в проточной части насоса на нерасчетных режимах работы.

На рис.3.5. представлена зависимость подачи от вакуумметрической высоты всасывания при  $p_p = const$  и  $p = const$ . Зависимость  $Q = \varphi(H_b)$  характеризует всасывающую способность ВВЭЖ. С увеличением  $H_b$  подача ВВЭЖ уменьшается.

Надежность всасывания ВВЭЖ зависит от тех же факторов, что и надежность других типов насосов.

Коэффициент эжекции, определяя эффективность ВВЭЖ по затратам рабочей воды для обеспечения заданной подачи, оказывает влияние на экономичность ВВЭЖ, которая оценивается

КПД, равным отношению полезной мощности к потребляемой

$$\eta = \frac{H \cdot G}{H_p G_p} = \eta \frac{H}{H_p}$$

На рис.3.6 представлен график  $\eta = \varphi(q)$ .

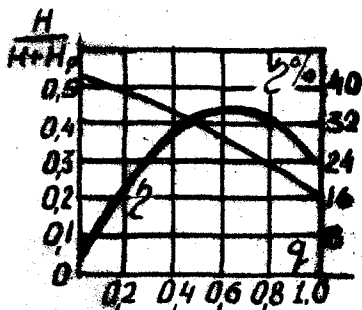


Рис.3.6. Универсальная характеристика ВВЭЖ

### 3.2.4. Особенности эксплуатации ВВЭЖ

I. Перед пуском ВВЭЖ необходимо проверить давление в

напорном трубопроводе водяной противопожарной системы, которая обеспечивает заданный  $H_p$  и  $Q_p$ , необходимые для работы ВВЭЖ.

2. При подготовке к действию открыть клапан рабочей воды и клапан на отводящем трубопроводе и только после этого открыть клапан на подводящем трубопроводе.

3. При работе ВВЭЖ следить за давлением рабочей воды и показаниями мановакуумметра.

4. При выводе из действия ВВЭЖ необходимо сначала закрыть клапана на подводящем трубопроводе, и только потом клапан на трубопроводе рабочей воды и отводящем трубопроводе.

### 3.2.5. Характерные неисправности в работе ВВЭЖ и способы их устранения

1. Уменьшение давления рабочей воды приводит к снижению подачи ВВЭЖ. Необходимо следить за давлением рабочей воды, а так как при низком давлении рабочей воды эжектор будет не осушать, а затоплять отсек.

2. Неплотности в штуцерных фланцевых (разъемных соединениях переносных ВВЭЖ) приводят к подсосу воздуха из помещения и снижению подачи. При монтаже, ремонтах и осмотрах обращать особое внимание на плотность подводящего трубопровода и камеры.

3. Загрязнение приемной сетки (фильтра) на подводящем трубопроводе приводит к увеличению гидравлических сопротивлений, увеличению вакуума, снижению подачи и даже ее срыву при кавитации. Ежедневно производить чистку фильтров.

4. Нарушение центровки сопла при сборке приводит к

снижению подачи. При сборке ВВЭЖ обращать особое внимание на совпадение от центра сопла с осью камеры смещения.

5. Незначительное изменение расстояния между седлом сопла и входом в диффузор в ту или иную сторону приводит к снижению подачи.

Сборку ВВЭЖ производить с точным поддержанием всех спецификационных размеров.

### 3.3. ПАРОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Струйные насосы, в которых рабочей средой является пар, называются пароструйными насосами.

Пароструйные насосы в качестве паровоздушных эжекторов (ПВЭЖ), у которых рабочей средой является пар, а перемещаемой средой является паровоздушная смесь, нашли самое широкое применение на кораблях и подводных лодках в качестве вакуумных средств. Любая паротурбинная установка в настоящее время немыслима без ПВЭЖ, которые поддерживают вакуум в главных и вспомогательных конденсаторах, обеспечивают работу систем уплотнения турбин, являются одной из составляющих пароежекторных холодильных машин и вакуумных опреснительных установок.

Основной отличительной особенностью ПВЭЖ от ВВЭЖ является то, что термодинамические процессы, происходящие в ПВЭЖ, являются определяющими, что объясняется свойствами рабочей и перемещаемой сред.

#### 3.3.1. Устройство и принцип действия ПВЭЖ

На рис. 3.7, а представлена схема ПВЭЖ, состоящая из следующих основных частей:

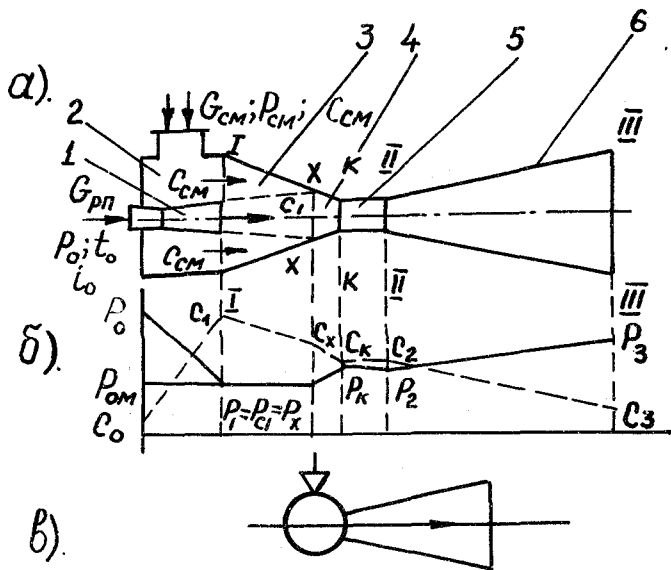


Рис.3.7. Принципиальная схема ПВЭЖ и диаграмма распределения скоростей и давлений по его длине

1 - сопло Лавала, предназначенное для преобразования потенциальной энергии рабочего пара в кинетическую энергию потока со скоростью, значительно превышающей местную скорость звука;

2 - приемная камера, ограниченная патрубком с фланцем для подсоединения к вакууммируемому объему и сечением I-I ;

3 - камера смешения рабочего пара и паровоздушной смеси, в которой происходит обмен энергиями между рабочим и откачиваемым потоком, ограниченная сечением I-I и  $x-x$  ;

4 - сходящаяся часть диффузора (конфузор), в которой происходит снижение скорости рабочего пара и увеличение скорости паровоздушной среды;

5 - горло (цилиндрическая часть диффузора), в котором выравниваются скорости потоков;

6 - диффузор, предназначенный для преобразования кинетической энергии потока смеси в энергию давления в отводящем трубопроводе.

Принцип действия ПВЭЖ основан на непосредственной передаче энергии рабочего пара отсасываемой паровоздушной смеси в последующим преобразованием кинетической энергии смеси в потенциальную энергию давления.

Таким образом, рабочий пар, поступающий в сопло, расширяется в нем до давления  $P_{см}$  и выходит через сечение I-I, имеющее форму расходящегося конуса, со сверхзвуковой скоростью  $c_1$ . Струя рабочего пара увлекает за собой паровоздушную смесь в количестве  $C_{см}$ . В пределах камеры смешения происходит смешение потоков и выравнивание поля скоростей, заканчивающееся в горле диффузора. Процесс смешения заканчивается, когда прекращается присоединение потока паровоздушной смеси к струе пара. При движении смеси по диффузору происходит уменьшение скорости смеси, увеличивается давление. Весь процесс работы ПВЭЖ можно разбить на три этапа: расширение пара в сопле, смешение потоков в камере смешения и сжатие смеси в диффузоре.

Характер изменения скоростей и давлений по длине ПВЭЖ представлен на рис.3.7,б. На рис.3.7,в представлено условное графическое изображение ПВЭЖ в схемах судовых систем и ЭУ.

Положительные качества, присущие ВВЭЖ, относятся к ПВЭЖ, но они обладают очень важным свойством - создавать



глубокие разрежения, т.е. могут отсасывать большие количества паровоздушной смеси с большими удельными объемами.

### 3.3.2. Расширение пара в рабочем сопле

Процесс расширения рабочего пара в соплах подробно рассмотрен в курсе паровых турбин.

При истечении рабочего пара через сопла ПВЭЖ потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию струи пара. Для создания больших разрежений необходимо иметь скорость истечения пара из сопла, значительно превышающую местную скорость звука ( $M_1 = \frac{c_1}{a_1} = 2 \dots 4$ ). Получение таких скоростей возможно в соплах Лавала, имеющих сходящуюся часть.

Скорость пара в выходном срезе сопла находится по формуле

$$c_1 = 44,72 \varphi_1 \sqrt{i_0 - i'_0} = 44,72 \varphi_1 \sqrt{H_a},$$

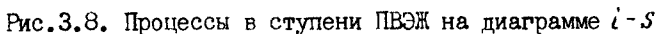
где  $\varphi_1 = 0,92 \dots 0,95$  – скоростной коэффициент расширяющихся сопел, зависящий от качества обработки поверхности сопла и его формы;

$H_a(i_0 - i'_0)$  – изоэнтропный перепад тепла, срабатываемый в сопле, кДж/кг; теплосодержание рабочего пара на входе и на выходе из сопла, кДж/кг.

Расширение пара в сопле сопровождается потерями

$$\Delta h_c = (1 - \varphi_1^2)(i_0 - i'_0).$$

Следовательно, теоретический процесс расширения пара  $A_0 - A'_0$  при учете потерь в сопле может быть представлен действительным процессом  $A_0 - A$ . Значение температуры пара на выходе из сопла будет выше за счет его подогрева (рис.3.8).



Следует помнить, что давление в приемной камере  $p_{cm}$  не может быть сколь угодно малым, оно определяется давлением в конденсаторе или испарителе, на который работает эжектор, и связано соотношением

где  $P_{см}$  — давление в камере смешения, Па;

### 3.3.3. Процессы в камере смешения

Струя рабочего пара, выходящего из сопла, взаимодействует с отсасываемой паровоздушной смесью, увлекает ее в движение. Этот процесс называется эжектированием и осуществляется за счет передачи части энергии от рабочего па-

ра перекачиваемой паровоздушной смеси. Наиболее существенными процессами при передаче энергии является турбулизация потоков и волновая структура сверхзвуковой эжектирующей струи.

При рассмотрении процессов, происходящих в камере смешения, произведем ряд допущений, позволяющих идеализировать происходящие процессы, но не нарушающих их физической сущности:

- эжектируемая паровоздушная смесь состоит из сухого насыщенного пара и воздуха и подчиняется законам смешения идеальных газов;

- скорость рабочего пара  $c_1$  и скорость паровоздушной смеси  $c_{см}$  в сечении I-I постоянны;

- смешение пара и паровоздушной смеси происходит и заканчивается только в камере смешения (сечение  $x-x$ ), и далее поток считается смешанным однородным с равномерным распределением скоростей и полностью занимает поперечное сечение проточной части;

- обмен энергиями между потоком рабочего пара и паровоздушной смесью и выравнивание их скоростей происходит в результате неупругого удара<sup>\*</sup> сред;

- процесс в камере смешения происходит при постоянном давлении, равном давлению смешения  $P_{см}$ ;

- потери от трения о стенки камеры, реакция стенок и теплообмен через них малы.

Тогда температура смеси и ее составляющих равны

$$t_n = t_{см} = t_6.$$

Давление смеси согласно закону Дальтона определяется суммой парциальных давлений ее компонентов

$$P_{см} = P_n + P_v$$

Давление смеси и ее температура определяется штатными приборами, а удельный объем пара  $v_n$  определяют по таблицам водяных паров. Парциальное давление воздуха определяется как

$$P_v = P_{см} - P_n,$$

а по уравнению состояния идеального газа определяют

$$v_v = \frac{R_v \cdot T_v}{P_v}.$$

Следовательно, объемы смеси и ее компонентов под их парциальными давлениями равны между собой

или 
$$V_{см} = V_n = V_v$$

Общее количество смеси

$$G_{см} \cdot v_{см} = G_n \cdot v_n = G_v \cdot v_v.$$

$$G_{см} = G_n + G_v.$$

Воспользовавшись соотношениями, мы получим величину удельного объема смеси

$$v_{см} = \frac{v_n \cdot v_v}{v_n + v_v}.$$

Таким образом, мы располагаем всеми данными для рассмотрения и построения процессов, происходящих в камере смешения, в диаграмме  $i-S$ .

Из равенства количества движения до и после смешения определим скорость смешенного потока для сечения I-I

$$c_x = \frac{G_{pn} \cdot c_1 + (G_v + G_n) c_{см}}{G_{pn} + G_v + G_n};$$

или

$$c_{сж} = \frac{c_1 + q c_{см}}{1 + q},$$

где  $c_{см}$  - скорость эжектируемой смеси (50...100 м/с), м/с;

$q$  - коэффициент эжекции (0,4...0,8),  $q = \frac{G_{см}}{G_{pn}}.$

Потеря кинетической энергии, которая преобразуется в

тепло при смешении, будет полностью поглощаться потоком рабочего пара и паровоздушной смесью (см. сделанные допущения)

$$Q = G_{pn} \frac{C_p^2}{2} + (G_\theta + G_n) \frac{C_{cm}^2}{2} - (G_{pn} + G_\theta + G_n) \frac{C_x^2}{2} \quad \text{Дж/г.}$$

Если условно считать, что это тепло передается только рабочему пару, то энтальпия его в этом случае составит

$$i'_c = i_c + \frac{Q}{G_{pn}} \cdot 10^{-3} \quad \text{кДж/кг,}$$

где  $i'_c$  — энтальпия рабочего пара в выходном сечении сопла, кДж/кг.

По известному давлению смеси  $p_{cm}$  и определенной нами энтальпии находим на диаграмме точку  $A'_c$ , характеризующую состояние подогретого в результате смешения рабочего пара. Состояние сухого насыщенного пара, входящего в состав паровоздушной смеси, характеризуется на диаграмме точкой  $A_n$ , которая может быть найдена по координатам  $p_n$  и  $x=1$ .

Энтальпия только паровой смеси рабочего и отсасываемого пара определяется по правилам смешения количеств

$$i_{px} = \frac{i'_c G_{pn} + i_n G_n}{G_{pn} + G_n} \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Остальные параметры паровой смеси —  $t_{px}$ ,  $p_{px}$  — определяются по диаграмме  $i-S$  в точке  $A_{px}$ , которая находится как пересечение процесса смешения  $A'_c A_n$  и  $i_{px} = \text{const}$ . Эта точка характеризует параметры смеси в конце смешения.

Однако рассмотренные процессы характеризуют только процессы, связанные с рабочим и отсасываемым паром. Если необходимо найти параметры отсасываемого воздуха в сечении  $x-x$  для точки  $A_{px}$ , то удельный объем воздуха

$$v_{\theta x} = \frac{(G_{pn} + G_n) v_{px}}{G_\theta};$$

парциальное давление воздуха

$$P_{вх} = \frac{R_{в} (273 + t_{пх})}{V_{вх}};$$

удельный объем смеси в этой же точке

$$V_x = \frac{(G_{рп} + G_n) V_{пх}}{G_{рп} + G_{в} + G_n} = \frac{V_{вх} \cdot G_{в}}{G_{рп} + G_{в} + G_n};$$

парциальное давление паровоздушной смеси

$$P_x = P_{пх} + P_{вх}.$$

### 3.3.4. Сжатие паровоздушной смеси в диффузоре

Процесс сжатия паровоздушной смеси в диффузоре разбивают на два этапа:

- сжатие при скоростях потока, больших местной скорости звука  $M_{сх} > 1,0$ , поскольку скорость паровоздушной смеси в сечении  $X-X$  превышает критическую скорость, и удельный объем смеси уменьшается быстрее, чем снижается ее скорость (сходящийся участок диффузора- $x-x$  и  $к-к$ );

- сжатие при скоростях потока  $M_{сх} < 1,0$ , поскольку удельный объем смеси уменьшается медленнее, чем снижается скорость (расходящийся участок диффузора между сечениями П-П и Ш-Ш).

Наличие горла диффузора вызвано необходимостью стабилизации потока перед расходящейся частью, что способствует выравниванию поля скоростей и улучшает условия работы, уменьшая потери энергии.

Для определения параметров паровоздушной смеси в конце изоэнтропного сжатия в сходящейся части диффузора воспользуемся известными соотношениями для критического состояния параметров

$$c'_k = \sqrt{\frac{P_k = m P_x}{n+1} \left( c_x^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} 2 P_x U_x \right)} ;$$

$$U'_k = U_x \left( \frac{P_x}{P'_k} \right)^{\frac{1}{\kappa}} ,$$

где  $P'_k$  - критическое давление смеси в горле диффузора, Па;  
 $U'_k$  - удельный объем паровоздушной смеси в горле диффузора;

$c'_k$  - критическая скорость в горле диффузора, м/с;

$m$  - критическая степень сжатия

$$m = \frac{P'_k}{P_x} = \left[ \frac{2 + \frac{\kappa-1}{\kappa} M_x^2}{n+1} \right]^{\frac{n}{n-1}} .$$

Здесь  $n$  и  $\kappa$  - показатели политропы и адиабаты сжатия смеси,

$$\frac{P_x}{\kappa} = \frac{P_{пх}}{\kappa_n - 1} + \frac{P_{вх}}{\kappa_g - 1} ;$$

$$n = \frac{\kappa \eta_g}{1 - \kappa (1 - \eta_g)} ,$$

где  $\kappa_n = 1,035 + 0,1x$  - показатель адиабаты сжатия влажного пара, где  $x$  - степень сухости пара;

$\kappa_g = 1,41$  - показатель адиабаты сжатия воздуха.

$\eta_g = 0,5 \dots 0,85$  - КПД диффузора.

Критический удельный объем пара в конце процесса сжатия в сходящейся части диффузора можно определить из уравнения

$$U'_{пк} = \frac{G_{рп} + G_g + G_n}{G_{рп} + G_n} U'_k .$$

На диаграмме  $i-S$  точка  $A'_{пк}$ , характеризующая состояние паровой смеси в конце изоэнтропного процесса сжатия в сходящейся части диффузора, определяется как точка пересечения изоэнтропы из  $A_{пх}$  и изоходы  $U'_{пк} = const$ .

Действительный процесс сжатия проходит не по адиабате, а по политропе и сопровождается потерями энергии

$$\Delta h_g' = \frac{1}{2}(1 - \eta_g')(c_x^2 - c_k^2) \text{ Дж/кг},$$

где  $\eta_g'$  — КПД сходящейся части диффузора.

Для рассматриваемого случая, когда процесс сжатия протекает в области насыщенного пара, то тепло, эквивалентное потери энергии, расходуется на осушение пара при неизменном парциальном давлении  $p_{пк}$ . Тогда точка пересечения  $i_{пк}' = \text{const}$  с изобарой  $p_{пк} - A_{пк}$  характеризует состояние пара в горле диффузора

$$i_{пк}' = i_{пк}' + \frac{G_{рп} + G_b + G_n}{G_{рп} + G_n} \cdot \Delta h_g' \cdot 10^{-3} \text{ кДж}.$$

Параметры паровоздушной смеси, определенные в горле диффузора, являются исходными данными для определения параметров расходящейся части диффузора ( $c_k', p_k', U_k'$ ).

Для определения параметров паровоздушной смеси на выходе из диффузора (сечение III—III) задаются скоростью смеси

$$c_3 = 50 \dots 100 \text{ м/с}.$$

Давление на выходе из диффузора будет

$$p_3 = p_x \left( 1 + \frac{c_x^2 - c_3^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_x U_x} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

Удельные объемы паровоздушной смеси и пара в конце изоэнтропного процесса

$$U_3' = U_k' \left( \frac{p_k'}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}}; \quad U_{п3}' = \frac{G_{рп} + G_b + G_n}{G_{рп} + G_n} U_3'.$$

Определив удельные объемы из точки  $A_{пк}$  на диаграмме  $i - S$  (рис. 3.8), проводим изоэнтропу до пересечения с изохорой  $U_{п3}' = \text{const}$  и находим точку  $A_{п3}'$ , которая характеризует параметры состояния паровоздушной смеси на выходе из диффузора.



По формуле определяются потери в расходящейся части диффузора

$$q_g'' = \frac{1}{2}(1 - \eta_g'')(c_k^2 - c_x^2).$$

Составив уравнение теплового баланса, аналогично, как и для случая сходящегося диффузора, при заданных  $t_3'$  и  $c_{пт}$  определяем  $t_3$ . По полученной температуре  $t_3$  на диаграмме  $i-S$  находим точку  $A_{пз}$  как точку пересечения  $t_3 = const$  с изобарой  $p_{пз} = const$  и определяем параметры пара на выходном сечении диффузора при политропном процессе

$$q_g'' (G_{pn} + G_v + G_n) \cdot 10^{-3} = [c_{пт}(G_{pn} + G_n) + c_{вм} G_v](t_3 - t_3'),$$

где  $c_{пт}$  и  $c_{вм}$  средние изобарные теплоемкости пара и воздуха в интервале температур  $t_k'$  и  $t_k$ , кДж/(кг. $^{\circ}$ С).

### 3.3.5. Много ступенчатое сжатие в ПВЭЖ

Наличие глубокого вакуума в конденсаторах паротурбинных установок, в испарителях пароэжекторных холодильных машин, конденсаторах ПВЭЖ требует поддержания давления в камерах смешения ПВЭЖ в пределах  $p_{см} = 0,005 \dots 0,02$  МПа. Давление за диффузором должно быть несколько выше атмосферного давления на величину гидравлических потерь в отводящем тракте. При проектировании ПВЭЖ принимают  $p_3 = 0,105 \dots 0,11$  МПа.

Опытным путем установлено, что при степенях сжатия  $\varepsilon = 6 \dots 8$  паровоздушные эжекторы прекращают свою работу, в то время как для поддержания вакуума для современных



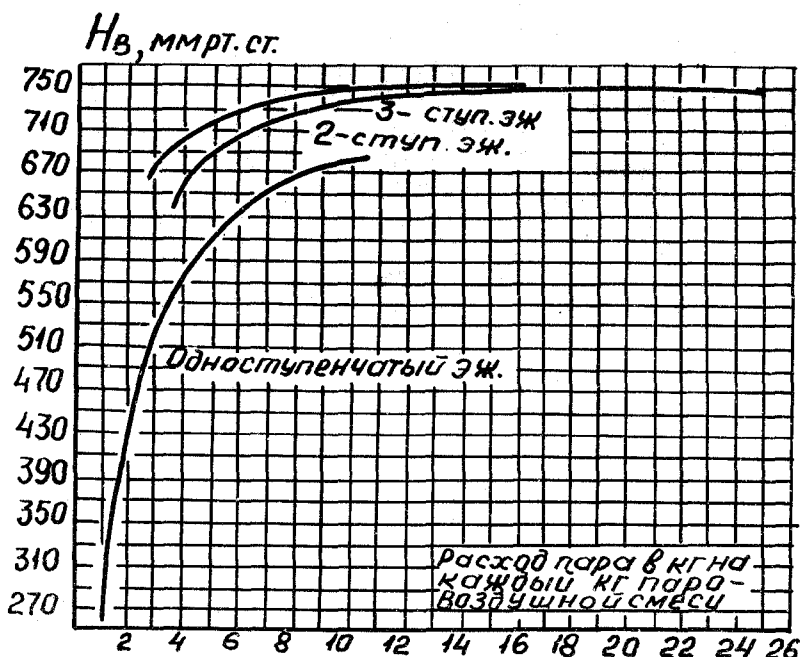


Рис.3.10. Графики изменения удельного расхода рабочего пара в зависимости от вакуума, создаваемого одно-, двух-, трех-ступенчатым ПВЭЖ

### 3.3.6. Коэффициент полезного действия, характеристики работы

КПД паровоздушного эжектора очень низок, так как на сжатие паровоздушной смеси затрачивается всего 2-4% кинетической энергии струи выходящего из сопла рабочего пара.

Для определения КПД ступени рекомендуют пользоваться следующими соотношениями:

$$\eta = \frac{G_{см} H_{ii}}{G_{рп} H_{ai}},$$

где  $H_{zi} = (i_o - i_c)$  – изоэнтروпный перепад тепла при сжатии смеси от давления всасывания ступени до давления на выходе из диффузора, кДж/кг;

$H_{ai} = (i_3 - i'_c)$  – располагаемый изоэнтропный перепад тепла рабочего пара в ступени, кДж/кг.

Энергетическая интерпретация формулы такова: числитель представляет собой полезную работу ступени, а знаменатель – затраченную энергию рабочей струи.

В зависимости от конструктивных особенностей КПД ступени определяется величиной 0,15...0,25. Следует обратить внимание на то, что при этом не учитывается тепло отработавшего пара и сжимаемого воздуха, используемого для подогрева питательной воды.

Характеристикой ПВЭЖ называется зависимость давления всасывания  $p_{cm}$  от его производительности  $p_{cm} = \eta(\phi_{cm})$  при постоянных параметрах рабочего пара и противодавлении эжектора.

На рис.3.11 показаны характеристики ПВЭЖ: а – для отсоса сухого воздуха, б – для паровоздушной смеси.

Начальная часть кривых а и б имеет пологий характер, носящий название рабочего участка, а последующие части – перегрузочный участок.

На рис.3.12 показаны характеристики ПВЭЖ при различных температурах отсасываемой паровоздушной смеси.

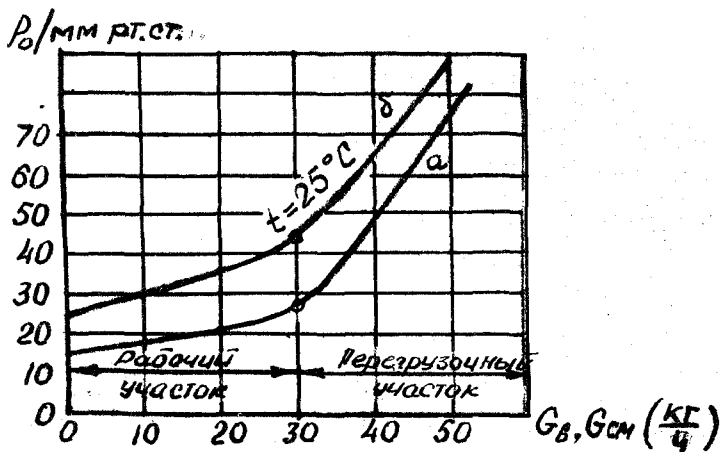


Рис.3.11. Характеристика ПВОЖ

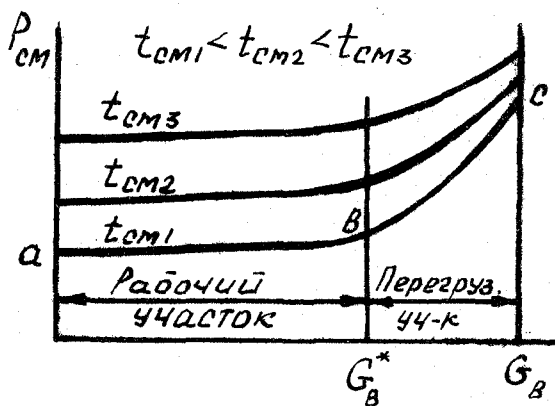


Рис.3.12. Характеристика ПВОЖ

### 3.3.7. Особенности эксплуатации ПВЭЖ

1. Перед пуском ПВЭЖ необходимо проверить давление в трубопроводе рабочего пара.

2. Открыть клапаны на трубопроводе подачи охлаждающей воды к охладителям, открыть клапаны отвода конденсата из конденсатосборников.

3. При подготовке к действию установки, обслуживаемой ПВЭЖ, сначала вводится в действие его последняя ступень: вторая у двухступенчатого и третья у трехступенчатого эжектора. В дальнейшем для создания более глубокого разряжения включаются последовательно вторая и первая ступень.

4. Поднять давление рабочего пара перед соплами до номинального.

5. Убедившись, что эжектор поддерживает вакуум, медленно открыть клапан отсоса паровоздушной смеси.

6. При работе эжектора следить за поддержанием вакуума, нормальным давлением пара, который не должен быть перегретым или влажным. Необходимо следить за температурой охлаждающей воды, за выходом воздуха из атмосферной трубы, контролировать работу системы удаления конденсата из охладителей эжекторов.

7. При выключении эжектора из действия необходимо: закрыть клапан паровоздушной смеси; выключить первую ступень, затем вторую, а у трехступенчатого эжектора - третью; закрыть клапан на подводе рабочего пара и после охлаждения эжекторов закрыть приемные и отливные клапаны на трубопроводе охлаждающей воды.

### 3.3.8. Характерные неисправности в работе ПВЭЖ

1. Наиболее частой причиной неудовлетворительной работы ПВЭЖ является засорение сопел из-за малого диаметра проходного сечения.

Засорение происходит как следствие попадания окалина, грязи, а также отложения солей, содержащихся в рабочем паре.

Во время эксплуатации ПВЭЖ необходимо:

- а) производить чистку сетчаток, фильтров;
- б) периодически осматривать сопла с целью проверки состояния их внутренних отверстий. Если поверхности не имеют чистого полированного вида или заметно изношены, то производится их замена.

2. После осмотра и ремонта эжектор не обеспечивает расчетного вакуума:

- а) нарушена центровка сопла по отношению к диффузору;
- б) нарушено расстояние между выходным сечением сопла и входом в расширяющуюся часть диффузора.

При сборке необходимо тщательно следить за тем, чтобы ось сопла и диффузора совпадали и расстояние между выходным сечением сопла и входом в диффузор не имело отклонений  $\pm 1$  мм.

3. При отказе в работе (запаривании) вследствие перегрева эжектор следует отключить и, дав ему охладиться, снова ввести в работу. Причиной такого явления могут быть:

- а) заедание невозвратных клапанов на трубопроводе отвода конденсата;
- б) отложение солей на поверхности трубок охладителя;

в) недостаточное количество охлаждающей воды или ее высокая температура.

Для устранения этого явления необходимо производить периодический осмотр клапанов, чистку охладителей и постоянно следить за открытием клапанов на подводящем и отводящем трубопроводе.

4. При сборке эжекторов особое внимание следует обращать на воздухонепроницаемость тех частей эжектора и их соединений, которые находятся под вакуумом.



## Литература

1. З а в и щ а В.В., Д е к и н Б.Г. Судовые вспомогательные механизмы. М.: Транспорт, 1974.
2. К о м а р о в с к и й Н.П. и др. Корабельные вспомогательные механизмы. Л.: ВВМИОЛУ им.Ф.Э.Дзержинского, 1968.
3. Л о м а к и н А.А. Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: Машиностроение, 1966.
4. М а т р о с о в И.Ф., Б о р у л ь н и к А.К., С е р д ь к о в М.Н. Корабельные вспомогательные механизмы. Выпуск III. Насосы. СВВМИУ, 1967.
5. М и х а и л о в А.К., М а л о ш е н к о В.В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971.
6. М и х а и л о в с к и й Н.Н., Б у б н о в А.И., Г о р б а ч е в Ю.Ф. и др. Справочник по корабельным вспомогательным механизмам. М.: Воениздат, 1981.
7. Насосы. Термины и определения. ГОСТ 17398-72. Государственный комитет стандартов Совета Министров СССР.
8. П е в з н е р В.М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971.
9. Р а к и ц к и й Б.В. Судовые ядерные энергетические установки. Л.: Судостроение, 1976.
10. С е м и д у б е р с к и й М.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М.: Высшая школа, 1974.
11. С т е п а н о в А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: ГНТИМЛ, 1960.
12. Ч и н я е в И.А. Эксплуатация насосов судовых систем и гидроприводов. М.: Транспорт, 1975.

13. Яценко В.П., Неверов В.П., Довбыш  
Б.Н. Корабельные вспомогательные механизмы и системы.  
Часть I. Насосы и компрессоры. Л.: ЛВЕНМУ им.В.И.Ленина.1981

## Оглавление

### Глава I. Поршневые насосы 3

I.1. Общие сведения. Устройство и принцип действия поршневого насоса 3

I.1.1. Общие сведения 3

I.1.2. Устройство и принцип действия 3

I.1.3. Давление. Напор. Подача 5

I.1.4. Классификация и применение 6

I.1.5. Достоинства и недостатки 7

I.2. Неравномерность подачи поршневого насоса.  
Кратность действия 8

I.2.1. Неравномерность подачи одноцилиндрового насоса простого действия 8

I.2.2. Неравномерность подачи дифференциального насоса 12

I.2.3. Неравномерность подачи однопоршневого насоса с поршнем двойного действия 13

I.2.4. Неравномерность подачи многопоршневого насоса с поршнями одностороннего действия 14

I.2.5. Неравномерность подачи двухпоршневого насоса с поршнями двустороннего действия 16

I.2.6. Кратность действия поршневого насоса 18

I.3. Уравнение давления под поршнем поршневого насоса в период всасывания 19

I.3.1. Анализ процесса всасывания 23

I.3.2. Графическое изображение давления под поршнем при всасывании 26

I.4. Уравнение давления под поршнем поршневого насоса в период нагнетания 30

1.4.1. Анализ уравнивания процесса нагнетания	33
1.4.2. Графическое изображение давления под поршнем при нагнетании	35
1.5. Воздушные колпаки на подводящем и отводящем трубопроводе поршневого насоса	37
1.5.1. Уравнение давления под поршнем поршневого насоса при наличии воздушных колпаков	41
1.5.2. Графическое изображение давления под поршнем поршневого насоса при наличии воздушных колпаков	44
1.6. Индикаторная диаграмма работы поршневого насоса	48
1.7. Клапаны поршневых насосов	51
1.8. Потери энергии и характеристики поршневых насосов	59
1.9. Особенности эксплуатации поршневых насосов	62
<u>Глава 2. Роторные насосы</u>	65
2.1. Общие сведения о роторных насосах	65
2.2. Шестеренные насосы	67
2.2.1. Схема устройства и работа	67
2.2.2. Давление, напор, подача и условия надежного всасывания	70
2.2.3. Запирание жидкости во впадинах между зубьями шестерен	79
2.2.4. Виды, применение и особенности эксплуатации	82
2.3. Винтовые насосы	87
2.3.1. Схема устройства и принцип работы	87
2.3.2. Геометрические размеры винтов и подача насоса	91

2.3.3. Силы, действующие на винты	94
2.3.4. Гидравлические способы разгрузки винтов от осевых сил	100
2.3.5. Мощность, КПД и характеристики	104
2.3.6. Виды, применение, особенности эксплуатации	112
2.4. Радиально-поршневые насосы	119
2.4.1. Схема устройства и работа	119
2.4.2. Подача и ее регулирование	122
2.4.3. Виды, применение и особенности эксплуатации	124
2.5. Аксиально-поршневые насосы	126
2.5.1. Схема устройства и работа	127
2.5.2. Подача и ее регулирование	131
2.5.3. Виды, применение и особенности эксплуатации	133
2.6. Пластинчатые насосы	138
2.6.1. Схема устройства и работа	138
2.6.2. Виды, применение и особенности эксплуатации	141
<u>Глава 3. Струйные насосы</u>	144
3.1. Общие сведения	144
3.2. Водоструйные насосы	146
3.2.1. Схема устройства и процессы, происходящие в водоструйном насосе	147
3.2.2. Основы теории ВВЭЖ	150
3.2.3. Основные технические показатели и характе- ристики ВВЭЖ	154
3.2.4. Особенности эксплуатации ВВЭЖ	156
3.2.5. Характерные неисправности в работе ВВЭЖ и способы их устранения	157
3.3. Пароструйные насосы	158
	181

3.3.1. Устройство и принцип действия ПВЭЖ	I58
3.3.2. Расширение пара в рабочем сопле	I6I
3.3.3. Процессы в камере смешения	I62
3.3.4. Сжатие паровоздушной смеси в диффузоре	I66
3.3.5. Многоступенчатое сжатие в ПВЭЖ	I69
3.3.6. Коэффициент полезного действия, характеристики работы	I7I
3.3.7. Особенности эксплуатации ПВЭЖ	I74
3.3.8. Характерные неисправности в работе ПВЭЖ	I75
Литература	I77

Юрий Федорович Горбачев  
Владимир Николаевич Карасев  
Михаил Михайлович Крастелев

НАСОСЫ

Часть 2