

А. М. ГОРШКОВ

НАСОСЫ



ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

А. М. ГОРШКОВ

НАСОСЫ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1947 ЛЕНИНГРАД

В книге рассматриваются основы современной теории, расчета, конструкции поршневых, центробежных и осевых насосов, а также принципы действия схемы и конструкции насосов ротационных, винтовых, мамут-насосов, струйных аппаратов, эрлифтов, таранов и пр.

Книга предназначена для инженеров и техников.

Редактор проф. Ф. Ф. Губин

Техн. редактор А. Д. Чаров.

Сдано в пр-во 8/VII 1946 г. Подписано к печати 11/VII 1947 г. Тир. 5 000
11³/₄ п. л. 12,3 уч.-авт. л. 41 800 знак. в 1 п. л. Формат бумаги 60×92¹/₁₆
А 07245

Зак. № 1184

Типография Госэнергоиздата МЭС. Москва, Шлюзовая наб. 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга предназначена для использования в качестве учебника для энергетических техникумов, применительно к программе которых по курсу насосов и подобран весь материал.

Книга, собственно, не претендует на полноту изложения всех вопросов насосостроения и их эксплуатации, отсылая читателей к соответствующим специальным руководствам. В книге кратко и в элементарном виде рассматриваются теоретические основы работы насосов и основные их типы, применяемые в различных условиях. При этом исчерпывающее рассмотрение всего многообразия существующих конструкций не являлось задачей настоящего труда.

В виде отдельной главы дается описание насосных установок в энергетике — на тепловых электростанциях и в системе Гидроторфа, конечно, кратко, с выделением лишь особенностей в конструкции насосов, применяемых в этих случаях.

В целях лучшего усвоения курса в книге дается ряд примерных расчетов по материалам отдельных разделов, а также приводятся вопросы для самопроверки.

Основное место в книге отводится, естественно, поршневым, центробежным и осевым насосам. Другие их виды, как-то: крыльчатые, ротационные, струйные, эрлифты и пр., рассматриваются лишь в краткой форме.

Содержание настоящего труда позволяет рекомендовать его в качестве учебного пособия для вузов.

А. М. Горшков

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5
-----------------------	---

ГЛАВА ПЕРВАЯ ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

1. Назначение насосов	7
2. Общая классификация насосов	8
3. Краткие исторические сведения о насосах	8
4. Напор, развиваемый насосом	10
5. Коэффициенты полезного действия насосов	14
6. Виды двигателей к насосам	17

ГЛАВА ВТОРАЯ ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

7. Принцип действия	18
8. Классификация поршневых насосов и типовые схемы	19
9. Производительность (подача) насосов	23
10. Устройство воздушных колпаков	29
11. Процессы всасывания и нагнетания	30
12. Индикаторная диаграмма	43
13. Основные детали и принадлежности поршневых насосов	48
14. Конструкции поршневых насосов и их промышленное применение	56
15. Исходные положения при выборе типа поршневого насоса	66
16. Изменение режима работы насоса (регулирование)	67
17. Правила пуска, остановки и ухода за насосом	69

ГЛАВА ТРЕТЬЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

18. Принцип действия	71
19. Классификация центробежных насосов	72
20. Идеальное течение жидкости в рабочем колесе	74
21. Основное уравнение центробежного насоса	76
22. Устройство для преобразования энергии в насосах	82
23. Теоретическая характеристика центробежного насоса	85
24. Действительная характеристика $O-H$ центробежного насоса	88
25. Универсальная характеристика насоса. Законы пропорциональности	94
26. Коэффициент быстроходности	97
27. Высота всасывания. Кавитация	99
28. Осевое давление и способы его разгрузки	105
29. Основные детали центробежных насосов	107

80. Конструкции центробежных насосов и их промышленное применение	110
31. Определение рабочего режима насосной установки	127
32. Параллельная и последовательная работа насосов	132
33. Регулирование центробежных насосов	136
34. Пуск в ход, остановка и уход за центробежными насосами . . .	137

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ (ОСЕВЫЕ) НАСОСЫ

35. Принцип действия	139
36. Основы теории крыла	141
37. Определение напора и подачи насоса	145
38. Характеристики пропеллерных насосов. Регулирование	148
39. Конструкции пропеллерных насосов и их промышленное применение	151
40. Выбор типа насоса	157

ГЛАВА ПЯТАЯ

НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ

41. Насосное оборудование тепловых станций	159
42. Насосное оборудование торфоразработок	165

ГЛАВА ШЕСТАЯ

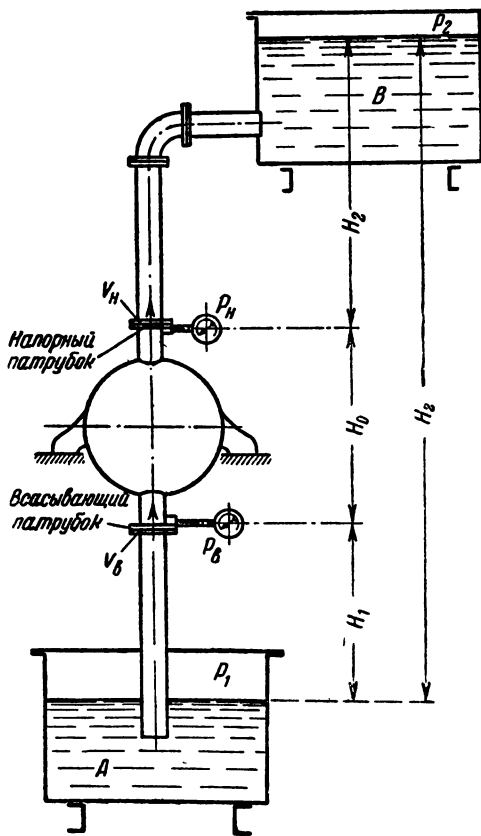
ДРУГИЕ ВИДЫ НАСОСОВ

43. Крыльчатые насосы	173
44. Ротационные насосы	174
45. Винтовые насосы	177
46. Струйные насосы	177
47. Эрлифты	179
48. Гидравлический гаран	181
49. Монтежу	183
50. Пульсометр	183
51. Насосы Гэмфри	184
Предметный указатель	187

ГЛАВА ПЕРВАЯ ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

1. НАЗНАЧЕНИЕ НАСОСОВ

Для целей перемещения и подъема жидкости существуют два резко отличающихся друг от друга рода машин: 1) насосы; 2) черпательные машины. Насосы заставляют жидкость двигаться по трубопроводу благодаря дополнительному давлению, создаваемому в жидкости. Черпательные машины заставляют воду подниматься на некоторую высоту, перемещая ее непосредственно вместе с рабочими элементами самой машины. Назначением насоса является сообщение жидкости энергии, главным образом, в виде энергии давления, которая требуется для ее передвижения по трубопроводам. Поэтому насос включается в систему трубопроводов (фиг. 1), соединяющих приемный резервуар А, откуда забирается жидкость, с напорным резервуаром В, куда она подается. Если давление на жидкость в обоих резервуарах одинаково и равно атмосферному, то насос создает избыточное над атмосферным давление в напорном патрубке и разрежение во всасывающем патрубке. Поэтому насос включается в систему трубопроводов (фиг. 1), соединяющих приемный резервуар А, откуда забирается жидкость, с напорным резервуаром В, куда она подается. Если давление на жидкость в обоих резервуарах одинаково и равно атмосферному, то насос создает избыточное над атмосферным давление в напорном патрубке и разрежение во всасывающем патрубке.



Фиг. 1. Схема установки насоса.

2. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Энергия может подводиться к насосу от внешних источников в виде разных видов энергий (механической, тепловой и др.). По роду подводимой к ним энергии насосы разделяются на следующие три группы:

А. Насосы, к рабочим органам которых извне подводится механическая энергия. Таковы насосы поршневые, ротационные и винтовые, центробежные и пропеллерные. Общим свойством насосов этой группы является возможность их «обращения» для работы в качестве гидравлических двигателей. По принципу действия и конструкции эти типы насосов совершенно различны. Теории и описанию данных насосов в дальнейшем отводится наибольшее место, как имеющим самое широкое промышленное распространение.

В. Насосы, для которых источником энергии служит подводимая с известным давлением жидкость. К таковым относятся насосы водоструйные (эжекторы, элеваторы), тараны.

С. Насосы, для которых источником энергии служит сжатый пар, газ и воздух, получаемые в отдельной установке. Сюда относятся насос Гемфри, эрлифт (мамут-насос), паровой инжектор, пульсометр и монтежу.

3. КРАТКИЕ ИСТОРИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

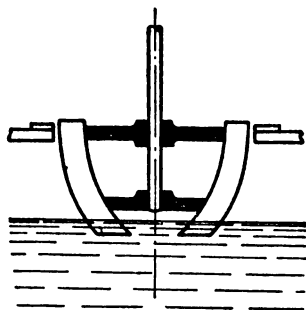
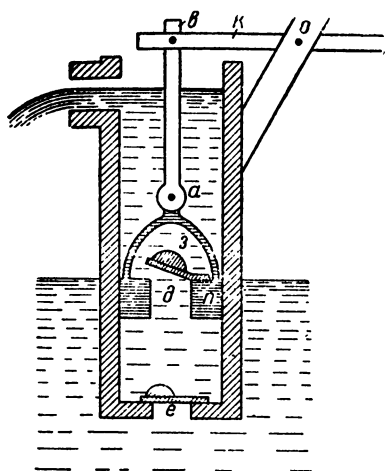
В механизации способов подъема воды человек был заинтересован в самой ранней стадии своего развития. Первые водоподъемные устройства, созданные для этих целей, были различного вида черпательные машины. Применение насосов относится к значительно более позднему периоду. В начале 17-го столетия был изобретен поршневой насос англичанином Samuel Morland. В то время не было еще достаточно развитой металлообрабатывающей промышленности, и поэтому насосы изготовлялись из дерева чрезвычайно примитивной конструкции. Несмотря на широкое применение поршневых насосов в 18-м столетии, преимущественно в горном деле, их устройство не претерпевает за этот период почти никаких существенных изменений. В книге «Первые основания искусства горных и соляных производств» (ч. III, 1777 г. перевод с немецкого)¹ дается следующее описание способа изготовления насоса, изображенного на фиг. 2. «В втутом цилиндре сделай дно, в оном отверстии *e*. Над сим отверстием утверди кожаную крышку, называемую затворкою или захлопкою, а по горному дверцами или заслонкою, которую укрепи так, чтобы она могла отпираться и запираться. Сделай поршень *n*, который к полости цилиндра приходился бы в самую пору и имел бы дыру *d*, а сверх оной захлопку *z*; поршень сей навесь на прут *a—b* и дабы поршень удобно мог двигаться и выдвигаться, то привесь сей прут к коромыслу *k*, которое движется в оси *o*.

По учинении всего исправно получишь машину, называемую насосом, которого пустой цилиндр называется поршневой трубой».

1 Только «эффективны» были подобные насосы, можно судить из описания насосной установки того времени по книге проф. Худякова²: «В шахте Rausie (Пиренеи) установлены деревянные насосы, которые при-

¹ Издание «Горного училища в Санкт-Петербурге», 1789 г.

² «Построение насосов», Москва, 1899 г.



Фиг. 2. Поршневой насос 18-го столетия. Фиг. 3. Центробежный насос 18-го столетия.

водятся в движение ручным способом или водяной силой и подают воду на высоту 30 м, причем, чтобы преодолеть этот напор, установлены последовательно 35 насосов, которые перекачивают воду один к другому». Существенные изменения в конструкциях поршневых насосов происходят лишь в 19-м столетии, когда наряду с развитием чугуно- и сталелитейного дела и машиностроения вообще, а также с развитием паровых двигателей в особенности, появилась возможность изготовлять конструкции поршневых насосов, значительно лучше приспособленные к отдельным потребностям практики. В этом столетии появляются поршневые насосы сложного рода действия и производство их достигает большого совершенства. К этому же времени относится и разработка более или менее обоснованной теории работы поршневых насосов, связанной с именем Баха, Вестфаля, Берга и др. Наряду с появлением поршневых насосов в том же столетии, именно в 1680 г., был изобретен другой тип насоса, основанный на совершенно иных принципах работы. Тип этот — центробежный насос. Первый очень грубый рисунок центробежного насоса приписывают Giovanni Jordan, первый же построенный насос — Папину (1703 г.). Эти насосы на протяжении долгого времени, ввиду отсутствия быстроходных двигателей, не могли конкурировать с поршневыми насосами и уступали последним во всех отношениях. На протяжении 18-го столетия был сделан ряд попыток, без достаточного успеха, усовершенствовать центробежные насосы. Что этот вопрос интересовал не только практиков, но и теоретиков, можно заключить из того, что знаменитый математик Эйлер в то время (1754 г.) занимался обоснованием теории центробежных машин.

Что собой представляли тогда эти насосы, иллюстрирует фиг. 3. По современным воззрениям их нельзя даже было назвать центробежными: вода могла подниматься только на высоту стенок таких аппаратов. Тем временем идеи, изложенные Эйлером в его теории, не остались без дальнейшего развития. Постепенно развиваясь в умах людей практики, они привели к тому, что, наконец в 1818 г. появился насос, который можно было уже действительно назвать прототипом по форме современных центробежных насосов. Несмотря на то, что уже в середине 19-го столетия были известны конструкции многоступенчатых центробежных насосов, они все

же не могли заменить поршневые насосы в тех случаях, когда требовался подъем воды на более или менее значительную высоту.

Совершенно новый период индустриального развития центробежных насосов начинается с 1875 г., когда Осборн Рейнольдс, путем применения специальных устройств (диффузоров), достиг существенного улучшения в их работе. К этому времени относится также появление и быстрое развитие высокооборотных электродвигателей и паровых турбин, что послужило не менее мощным толчком к усовершенствованию центробежных насосов и расширению области их применения. Уже первые центробежные турбо- и электронасосы были предвестниками начала вытеснения поршневых насосов из ряда промышленных и хозяйственных областей. Дальнейшее улучшение качества и экономичности центробежных насосов ускорило этот процесс замены и явилось следствием более глубокого изучения работы отдельных частей насоса и новых теоретических взглядов. Особенно большие успехи в этом направлении достигнуты были в последнем десятилетии.

Третий тип насосов, так называемых осевых или пропеллерных, имеющих широкое применение в современных условиях, был заимствован из практики построения быстроходных водяных турбин, изобретенных Капланом. Обоснование теории их работы тесно связано с развитием теории воздухоплавания и является достижением недавних лет. В последнее время большое развитие начали получать еще так называемые ротационные или роторные насосы.

Простейшие типы таких насосов были изобретены еще в 16-м столетии, однако сколько-нибудь широкое применение их и развитие целиком относятся к настоящему времени.

4. НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЙ НАСОСОМ

Как известно из гидравлики, полная удельная энергия жидкости, т. е. энергия одного килограмма, складывается из удельной потенциальной энергии положения z , удельной потенциальной энергии давления $\frac{p}{\gamma}$ и удельной кинетической энергии $\frac{\alpha v_{cp}^2}{2g}$:

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v_{cp}^2}{2g}.$$

Разность полной удельной энергии у выхода и входа в насос, выраженная в метрах столба перекачиваемой жидкости, называется напором насоса.

Величину напора насоса можно определить или по показаниям измерительных приборов, устанавливаемых на насосах, или по элементам насосной установки. Первый способ определения напора применяется на эксплуатируемых насосах, а второй применяется в тех случаях, когда требуется выбрать соответствующий насос применительно к существующей или проектируемой водопроводной или другой линии.

* Во всех последующих выводах имеют место средние скорости потока, и поэтому индекс cp в дальнейшем опущен. Также в дальнейшем принято $\alpha = 1$.

а) Определение напора, развиваемого насосом, по показаниям приборов. Приняв за плоскость сравнения уровень жидкости в приемном резервуаре A (фиг. 1), получим полную энергию одного килограмма жидкости при входе в насос:

$$E_s = \left(\frac{p_a + p_s}{\gamma} \right) 10\,000 + H_1 + \frac{v_s^2}{2g} \text{ в м ст. жидкости,}$$

где p_s — отсчитанное по манометру избыточное давление в кг/см^2 у входа жидкости в насос (в случае разрежения величина отрицательная и измеряемая показанием вакуумметра);

p_a — атмосферное давление в кг/см^2 ;

γ — удельный вес жидкости в кг/м^3 ;

H_1 — вертикальное расстояние в м от плоскости сравнения до места измерения давления p_s ;

v_s — скорость во всасывающей патрубке насоса в м/сек;

10 000 — переводный множитель (1 кг/см^2 давления соответствует 10 000 кг/м^2).

Полная удельная энергия жидкости на выходе из насоса:

$$E_n = \left(\frac{p_a + p_n}{\gamma} \right) 10\,000 + (H_1 + H_0) + \frac{v_n^2}{2g} \text{ в м ст. жидкости,}$$

где $(p_a + p_n)$ — абсолютное давление в месте присоединения манометра;

p_n — отсчитанное по манометру давление (манометрическое) в кг/см^2 ;

H_0 — вертикальное расстояние в м между местами замеров давления p_s и p_n *;

v_n — скорость в напорной трубке насоса в м/сек.

Напор, развиваемый насосом, по определению равен:

$$H = E_n - E_s = \left(\frac{p_n - p_s}{\gamma} \right) 10\,000 + H_0 + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} \text{ м} \quad (1)$$

или, если при входе в насос имеется разрежение,

$$H = H_{\text{ман}} + H_{\text{вак}} + H_0 + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} \text{ м.} \quad (2)$$

Пример 1. При испытании насоса на воду получены такие результаты: показание манометра $p_n = 4,2 \text{ кг/см}^2$, вакуумметра $h_{\text{вак}} = 27 \text{ см рт. ст.}$, расход жидкости $Q = 0,2 \text{ м}^3/\text{сек}$. Кроме того, измерены величины $H_0 = 0,4 \text{ м}$, диаметр напорной трубки $D_n = 250 \text{ мм}$, всасывающего $D_s = 300 \text{ мм}$. Определить напор, развиваемый насосом, H .

* Величины давлений p_s и p_n , регистрируемые приборами, зависят от конструкции самих приборов, расположения их относительно насоса и среды, заполняющей соединительные трубки между насосом и прибором. Подробнее об определении величины H_0 в каждом случае см. „Нормы испытания центробежных насосов“.

Решение. По уравнению (2)

$$H = H_{\text{ман}} + H_{\text{вак}} + H_0 + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} \text{ м}$$

находим численные значения отдельных членов, при $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$:

$$H_{\text{ман}} = \frac{p_n \cdot 10000}{\gamma} = \frac{4,2 \cdot 10000}{1000} = 42 \text{ м. ст. воды};$$

$$H_{\text{вак}} = \frac{h_{\text{вак}} \gamma_p}{100} = \frac{27 \cdot 13,6}{100} = 3,67 \text{ м. ст. воды.}$$

Здесь для упрощения удельный вес ртути принят 13600 кг/м^3 , что справедливо лишь для $t = 0^\circ \text{C}$.

$$\frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} = \frac{4,07^2 - 2,83^2}{2 \cdot 9,81} = 0,44 \text{ м вод. ст.}$$

Здесь

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,25^2} = 4,07 \text{ м/сек}$$

и

$$v_s = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_s^2} = \frac{4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,3^2} = 2,83 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, $H = 42 + 3,67 + 0,4 + 0,44 = 46,51 \text{ м вод. ст.}$

б) Определение напора, развиваемого насосом по элементам насосной установки. В общем случае предполагаем (фиг. 1), что насос перемещает жидкость из закрытого резервуара A с избыточным давлением $p_1 \text{ кг/см}^2$ в закрытый же резервуар B с давлением $p_2 \text{ кг/см}^2$.

Составим два уравнения Бернулли; одно уравнение составим для сечений, взятых: первое на поверхности уровня жидкости в резервуаре A , на котором имеется давление $p_1 \text{ кг/см}^2$ и скорость $v_1 \approx 0$, и второе перед входом в насос в месте присоединения манометра или вакуумметра, где имеется избыточное давление $p_s \text{ кг/см}^2$ и скорость v_s . В случае вакуума p_s отрицательное. Плоскость сравнения возьмем в плоскости первого сечения.

Будем иметь:

$$\frac{p_1}{\gamma} \cdot 10000 = H_1 + \frac{p_s}{\gamma} \cdot 10000 + \frac{v_s^2}{2g} + h_{r,l \text{ всас}}, \quad (3)$$

где $h_{r,l \text{ всас}}$ — потеря напора во всасывающей линии.

Другое уравнение составим относительно той же плоскости сравнения для сечений, взятых: первое — по выходе из

насоса (в месте присоединения манометра), где имеется избыточное давление p_n и скорость v_n , второе — на поверхности уровня жидкости в напорном резервуаре B , на которой имеется избыточное давление p_2 кг/см² и скорость $v_2 \approx 0$.

Будем иметь:

$$\begin{aligned} (H_1 + H_0) + \frac{p_n}{\gamma} \cdot 10\,000 + \frac{v_n^2}{2g} = \\ = (H_1 + H_0 + H_2) + \frac{p_2}{\gamma} + h_{r, \text{нагн}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $h_{r, \text{нагн}}$ — потери напора на сопротивления в нагнетательной линии; H_2 — вертикальное расстояние в m от места измерения давления p_n до уровня жидкости в резервуаре B .

Сложив отдельно правые и левые части уравнений (3) и (4), получим после группировки членов

$$\begin{aligned} \left(\frac{p_n - p_s}{\gamma} \right) \cdot 10\,000 + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} = \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) \cdot 10\,000 + \\ + (H_2 + H_1) + (h_{r, \text{нагн}} + h_{r, \text{всас}}) \end{aligned}$$

и далее, подставив в уравнение (1), находим

$$H = \left(\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right) 10\,000 + (H_2 + H_0 + H_1) + (h_{r, \text{нагн}} + h_{r, \text{всас}}),$$

или

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \cdot 10\,000 + H_2 + h_{r, \text{всас}} + h_{r, \text{нагн}}. \quad (5)$$

Следовательно, напор, развиваемый насосом, расходуется на преодоление:

- 1) $(p_2 - p_1)$ — разности давлений на свободных поверхностях жидкости в напорном и приемном резервуарах;
- 2) H_2 — геометрической высоты подъема;
- 3) $h_{r, \text{труб}}$ — всех потерь, возникающих при движении жидкости в трубопроводах, как до, так и после насоса.

В практике наиболее часто имеет место случай, когда $p_2 \approx p_1 = p_a$, при этом

$$H = H_2 + h_{r, \text{труб}}. \quad (6)$$

Пример 2. При проектировании насосной установки задано: избыточное давление в напорном баке $p_2 = 50$ кг/см², избыточное давление в приемном резервуаре $p_1 = 1,8$ кг/см²; геодезическая высота подъема $H_2 = 18$ м; общая потеря на сопротивления в трубопроводах $h_{r, \text{труб}} = 73,0$ м; удельный вес жидкости $\gamma = 960$ кг/м³. Определить напор насоса.

Решение. По уравнению (5) следует:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} 10\,000 + H_z + h_{r, l \text{ труб}} = \frac{50 - 1,8}{960} 10\,000 + 18 + 73,$$

$$H_n = 501 + 18 + 73 = 592 \text{ м ст. жидкости.}$$

5. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСОВ

а) Гидравлический к. п. д. Одним из видов потерь энергии в насосе являются гидравлические потери части напора, создаваемого насосом, по пути следования жидкости от входа в насос до выхода из него. Сюда относятся потери от трения о стенки, внутреннее трение жидкости, обусловливаемое вязкостью и турбулентностью, потери при изменении ее скорости по величине и направлению. Затраченная на это энергия превращается в тепло, которое передаётся жидкости и стенкам насоса. Если обозначим через h_z —гидравлические потери в M ст. жидкости в самом насосе, то насос, не имеющий этих потерь, мог бы сообщить жидкости напор больший, чем он дает в действительности, на величину h_z . Поэтому $(H + h_z) = H_T$ называется теоретическим напором насоса. Отношение развиваемого напора H к теоретическому H_T определяет степень совершенства работы насоса с точки зрения гидравлической и поэтому называется гидравлическим к. п. д. насоса:

$$\eta_z = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + h_z}. \quad (7)$$

б) Объемный к. п. д. Как бы тщательно ни изготовлялся насос, в нем всегда во время работы существует „утечка“ жидкости, благодаря которой действительное количество жидкости Q , подаваемое насосом в напорный трубопровод, меньше теоретического количества Q_T . В результате этого часть жидкости Q_y , которой уже была сообщена энергия и на которую была затрачена известная доля мощности, не попадает в напорный трубопровод насоса.

Отношение действительной подачи насоса к теоретической

$$\frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + Q_y} = \eta_v \quad (8)$$

называется объемным к. п. д. насоса или для некоторых насосов его коэффициентом наполнения. Здесь Q_y —количество жидкости, перетекающей из напорной части во всасывающую.

в) Внутренний к. п. д. Полная внутренняя гидравлическая мощность¹, передаваемая рабочим органом насоса жидкости, равна

$$N_i = \frac{\gamma \cdot Q_T \cdot H_T}{75} \text{ л. с.} \quad (9)$$

Если насос подает в напорный трубопровод Q м³/сек жидкости удельного веса γ кг/м³ и развивает при этом напор H м, то полезная мощность, воспринятая жидкостью, будет равна

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \text{ л. с.} \quad (10)$$

Отношение полезной мощности N_n к переданной жидкости мощности, т. е. отношение воспринятой мощности к переданной N_i , называется внутренним (индикаторным) к. п. д.:

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{Q \cdot H}{Q_T \cdot H_T} = \eta_v \eta_z. \quad (11)$$

г) Механический к. п. д. Помимо перечисленных выше потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями и утечкой в насосе, существуют еще потери, вызванные трением в механизмах, опорах валов и пр., так называемые механические потери.

Благодаря этому мощность, переданная на вал насоса от двигателя, называемая мощностью на валу насоса N_g или потребляемой насосом мощностью, всегда больше внутренней (индикаторной) мощности насоса.

Отношение индикаторной мощности к мощности на валу насоса называется механическим к. п. д. насоса

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N_g}. \quad (12)$$

д) Полный к. п. д. насоса и насосной установки. Отношение полезной мощности N_n к мощности на валу насоса N_g определяет степень совершенства работы и исполнения насоса с точки зрения и механической и гидравлической, т. е. его полный к. п. д.

$$\eta_k = \frac{N_n}{N_g}. \quad (13)$$

¹ Применительно к поршневым насосам эта мощность называется индикаторной.

Выражение полного к. п. д. может быть преобразовано, а именно

$$\eta_n = \frac{N_n}{N_g} = \frac{N}{N_l} \cdot \frac{N_l}{N_g} = \eta_V \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех}. \quad (14)$$

Таким образом, полный к. п. д. насоса есть произведение его частных коэффициентов; он по величине всегда меньше значения любого из них, так как им учитываются все имеющиеся в насосе потери.

При непосредственном соединении насоса с двигателем индикаторная мощность двигателя равна потребляемой насосом мощности. При наличии передачи между насосом и двигателем потребная мощность двигателя будет:

$$N_{дв} = \frac{N_g}{\eta_{пер}}, \quad (15)$$

где $\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи.

Мощность двигателя берется обычно с запасом на возможные перегрузки в размере: при расходуемой мощности до 1 л. с. — 100%, от 1 до 2 л. с. — 50%, от 2 до 5 л. с. — 20%, от 5 до 50 л. с. — 15% и выше 50 л. с. — до 10%.

Подводимая к двигателю энергия всегда больше той, которую он отдает насосу за счет его внутренних потерь. Отношение полезной мощности насоса к мощности, подведенной к двигателю, называется к. п. д. насосной установки:

$$\eta_y = \frac{N_n}{N_{под}}. \quad (16)$$

Пример 3. Для одного насоса были определены: мощность на валу $N_g = 120$ л. с., индикаторная мощность $N_l = 108$ л. с., напор насоса $H = 130$ м, теоретическое количество перемещаемой воды $Q_T = 59$ л/сек; объемный к. п. д. $\eta_V = 0,85$. Найти η_n , η_l , η_z , $\eta_{мех}$, Q , N_n .

Решение. По формуле (12)

$$\eta_{мех} = \frac{N_l}{N_g} = \frac{108}{120} = 0,9;$$

так как по формуле (9) $N_l = \frac{\gamma \cdot Q_T \cdot H_T}{75}$, следовательно,

$$H_T = \frac{75 \cdot N_l}{\gamma \cdot Q_T} = \frac{75 \cdot 108}{1000 \cdot 0,059} = 137 \text{ м при } \gamma = 1000 \text{ кг/м}^3,$$

по формуле (7)

$$\eta_z = \frac{H}{H_T} = \frac{130}{137} = 0,95.$$

Полный к. п. д. насоса по формуле (14): $\eta_n = \eta_V \eta_z \eta_{мех} = 0,85 \times 0,95 \cdot 0,9 = 0,725$; по формуле (11): $\eta_n = \eta_V \eta_z = 0,85 \cdot 0,95 = 0,807$.
 Действительная подача насоса по формуле (8) равна

$$Q = \eta_V \cdot Q_T = 0,85 \cdot 59 = 50,15 \text{ л/сек}$$

и по формуле (10)

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = \frac{1000 \cdot 0,05015 \cdot 130}{75} = 87 \text{ л. с.}$$

6. ВИДЫ ДВИГАТЕЛЕЙ К НАСОСАМ

Для приведения насосов в действие в современной практике используются почти все известные виды механических двигателей, а именно: ветряные, водяные, тепловые, газовые, электрические и др. Выбор двигателя, а также и способа его соединения с насосом, зависит от типа насоса, рода располагаемой энергии для двигателя и потребной его мощности. Кроме того, на выбор типа двигателя влияют также и различные экономические соображения. При наличии электроэнергии электромотор является самым желательным и распространяемым видом двигателя, особенно в установках, полностью или частично автоматизированных. При отсутствии электроэнергии или наличии по местным условиям дешевого топлива, парового или газового хозяйства, особенно в случае большого выхода естественного газа, прибегают к установке паровых машин и турбин или нефтяных, газовых и других двигателей. Наряду с электроприводом, в условиях, когда важна непрерывность работы установки, запасные агрегаты, как правило, имеют другой вид привода, преимущественно паровой, на случай аварий с подачей электроэнергии. В некоторых специальных, главным образом передвижных насосных установках, привод насоса осуществляется от бензинового или керосинового двигателя. Насосы для очень малых количеств жидкости и напоров, работающие периодически, выполняются часто с ручным приводом.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое насосы и каково их назначение?
2. На какие группы и типы разделяются насосы и каковы их отличительные признаки?
3. Что называется напором насоса?
5. Каким образом определяется напор насоса при его испытании?
5. На что расходуется создаваемый насосом напор?
6. Почему мощность на валу насоса больше его полезной мощности?
7. Какими коэффициентами учитываются потери энергии в насосе?
8. Как подсчитать потребную мощность двигателя к насосу?
9. Что такое коэффициент полезного действия установки?
10. Какие возможны виды приводов к насосам?

ГЛАВА ВТОРАЯ ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

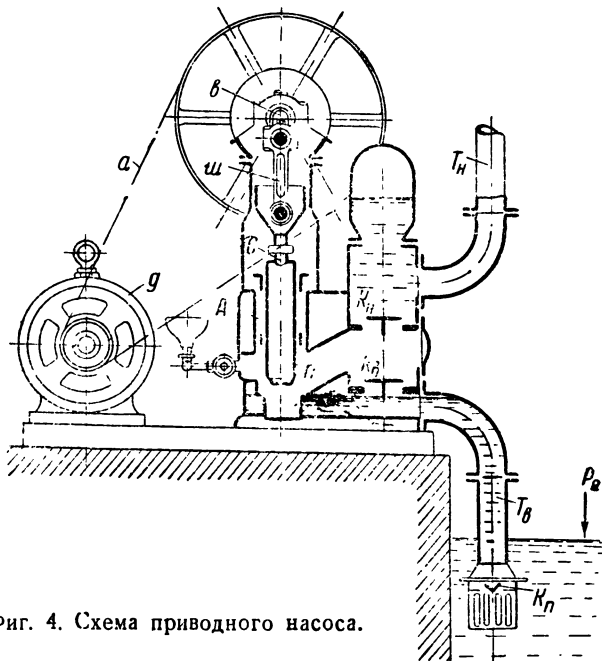
7. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Основные части, свойственные всем поршневым насосам, таковы (фиг. 4):

1. Цилиндр или корпус насоса A .
2. Поршень n , которому сообщают возвратно-поступательное движение в цилиндре.
3. Клапаны: всасывающий — K^* и нагнетательный — K_n пропускающие жидкость в одном направлении: клапан K_v из всасывающей трубы T в цилиндр насоса, клапан K_n из цилиндра насоса в нагнетательный трубопровод T_n .

При очень малой высоте всасывания и коротких трубопроводах некоторые насосы можно пустить в ход без предварительного заполнения их и трубы T жидкостью. В этом случае вначале насос производит откачку (разрежение) воздуха из трубы T .

По мере создания разрежения уровень жидкости в трубе T_v будет повышаться, и наконец, пройдя клапан K_v , жидкость заполнит цилиндр насоса.



Фиг. 4. Схема приводного насоса.

Чтобы удержать жидкость в трубе $T_в$ при остановке насоса, на конце ее ставится приемный клапан K_n . При движении поршня вверх в цилиндре образуется разрежение. Атмосферное давление p_a , действующее на поверхность жидкости в приемнике, заставляет ее подниматься по трубе $T_в$, проходить через клапаны K_n , $K_в$ и заполнять в цилиндре пространство, освобождаемое поршнем. Этот период работы насоса называется процессом всасывания. При движении вниз поршень вытесняет жидкость из цилиндра (процесс нагнетания) через клапан K_n в трубопровод T_n ,

8. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ И ТИПОВЫЕ СХЕМЫ

По способу приведения насосов в действие различают:

а) насосы приводные, у которых передача работы от двигателя к насосу производится (фиг. 4) через промежуточную передачу a от вала двигателя к коленчатому валу насоса $в$, далее от кривошипа вала через шатун $ш$ к штоку $с$ и, наконец, от штока поршню насоса;

б) насосы прямодействующие (фиг. 5), поршень $Д$ которых связан общим штоком $ш$ с поршнем двигателя A .

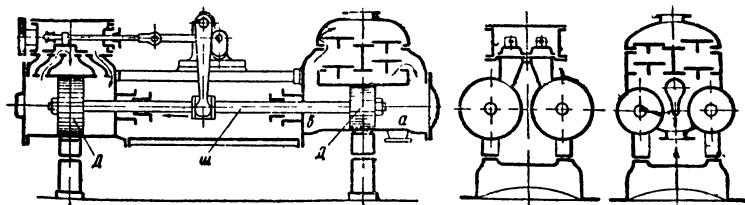
Всасывание и нагнетание жидкости (полный цикл работы) как в насосах приводных, так и прямодействующих происходит в течение двух перемещений (ходов) поршня, причем в насосах приводных двум ходам поршня отвечает один оборот вала насоса.

По конструкции поршня насосы делятся на:

а) собственно поршневые (фиг. 5) с поршнем в виде диска $Д$, который перемещается в цилиндре, соприкасаясь с его стенками через уплотняющие устройства (поршневые кольца, манжеты);

б) плунжерные или скальчатые с поршнем (фиг. 4) в виде удлиненного стакана $п$, который движется в уплотняющем сальнике, не касаясь внутренних стенок цилиндра.

По расположению цилиндров насосы могут быть горизонтальными (фиг. 5) и вертикальными (фиг. 4). Наряду с этим насосы различаются в зависимости от служебного назначения



Фиг. 5. Схема прямодействующего насоса.

(насосы водопроводные, артезианские, канализационные, прессовые и т. д.), от рода перекачиваемой жидкости (насосы кислотные, нефтяные, масляные), от рода привода (ручные, паровые, электроприводные), от скорости движения поршня (тихоходные, быстроходные). Общим признаком для классификации поршневых насосов вне зависимости от их конструктивного выполнения и условий работы является род действия. По роду действия одноцилиндровые насосы (симплекс-насосы) бывают одинарного, или простого, двойного и дифференциального действия; двух- и трехцилиндровые насосы (дуплекс- и триплекс-насосы) — сдвоенного, тройного, четверного и шестерного действия.

Рассмотрим схемы этих насосов, вводя следующие обозначения:

V — объем жидкости в m^3 (теоретический), нагнетаемый насосом за два хода поршня или один оборот его вала;

F — площадь поперечного сечения поршня (плунжера) в m^2 ;

f — площадь поперечного сечения штока в m^2 ;

s — ход поршня (плунжера) в m .

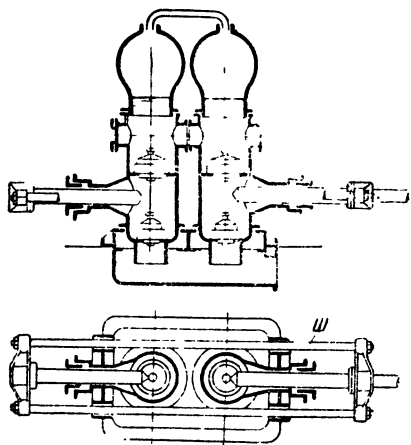
а) Насос одинарного (простого) действия (фиг. 4). При ходе плунжера вверх происходит заполнение цилиндра жидкостью, проходящей через клапан K_v из всасывающего трубопровода T_v . При ходе вниз объем ее $F \cdot s$ вытесняется через клапан K_n в напорный трубопровод T_n . Таким образом насос одинарного действия за два хода один раз всасывает и один раз нагнетает. Всасывание и нагнетание чередуются. Следовательно,

$$V = F \cdot s \cdot m^3.$$

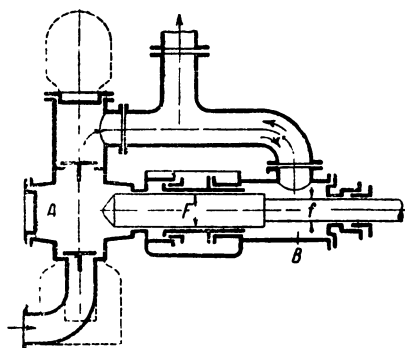
б) Насос двойного действия (фиг. 5). При каждом ходе с одной стороны поршня происходит всасывание, в то время как с другой одновременно идет нагнетание жидкости в трубопровод, общий для обеих камер a и b цилиндра насоса. Каждая камера цилиндра снабжена всасывающими и нагнетательными клапанами. Всасывающий трубопровод общий. За два хода насос двойного действия два раза всасывает и два раза нагнетает. Всасываемые и нагнетаемые объемы пропорциональны площади поршня F для камеры a и $(F - f)$ для камеры b . Поэтому

$$V = F \cdot s + (F - f) \cdot s = (2F - f) \cdot s \cdot m^3.$$

Очевидно, что объемы, нагнетаемые за каждый ход, не равны; для того, чтобы они были равными, применяется конструкция насоса по схеме фиг. 6.



Фиг. 6. Схема насоса двойного действия.



Фиг. 7. Схема дифференциального насоса.

Плунжеры в данном случае связаны внешне при помощи штанг *ш*. Объем

$$V = 2 \cdot F \cdot s \text{ м}^3.$$

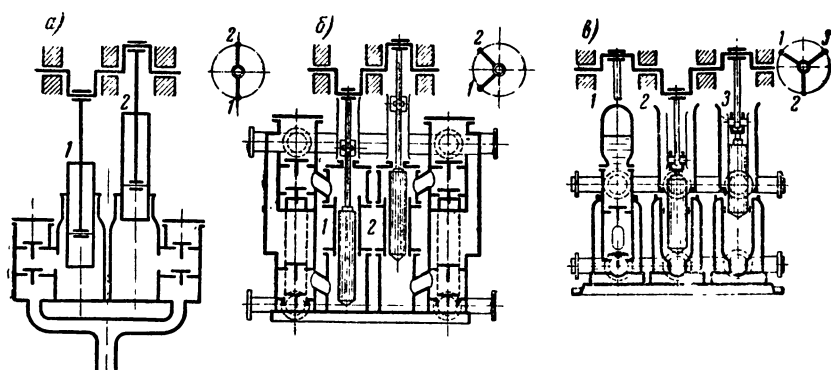
в) Насосы дифференциального действия (фиг. 7). При движении плунжера вправо в камеру *A* всасывается объем $F \cdot s$, а из камеры *B* нагнетается объем $(F - f) s$. При движении плунжера влево из камеры *A* вытесняется объем $F \cdot s$, но в напорный трубопровод попадает только объем $f \cdot s$, так как при движении влево в камере *B* плунжер освобождает объем $(F - f) s$. Насосы дифференциального действия за один ход всасывают такой объем жидкости, какой нагнетают за два хода. Число клапанов у них такое же, как в насосе одинарного действия. Нагнетаемый объем

$$V = f \cdot s + (F - f) \cdot s = F \cdot s \text{ м}^3.$$

Для нагнетания равных объемов за каждый ход должно соблюдаться равенство

$$f \cdot s = (F - f) s \text{ или } F = 2f.$$

г) Насосы сдвоенного и строенного действия. Подобные насосы (фиг. 8) состоят из расположенных рядом двух (сдвоенные) или трех (строенные) насосов одинарного (двойного и дифференциального) действия; они имеют общий всасывающий и напорный трубопроводы. Насосы сдвоенные и строенные приводные имеют общий коленчатый вал. Насосы сдвоенные выполняются как приводными, так и прямодействующими; строенные — только как привод-



Фиг. 8. Схема двойных и строенных насосов.

ные. Соединение для совместной работы более чем трех насосов возможно, но распространения не получило.

На фиг. 8,а приведена схема двойного приводного насоса, представляющего собой соединение двух насосов простого действия. За один оборот вала дважды происходит всасывание и нагнетание. При этом благодаря смещению кривошипов коленчатого вала на угол 180° , в тот момент, когда в одном насосе происходит всасывание, в другом происходит нагнетание. Нагнетаемый объем за один оборот вала

$$V = F \cdot s + F \cdot s = 2 \cdot F \cdot s \text{ м}^3.$$

Насос четверного действия получается в результате сдвигания насосов двойного действия. Схема приводного насоса четверного действия дана на фиг. 8,б. В течение одного оборота вала или двух двойных ходов происходит четыре раза всасывание и нагнетание жидкости.

Нагнетаемый объем

$$V = 2 \cdot (2F - f) \cdot s \text{ м}^3.$$

Насос тройного действия, или трехскальчатый, представляет собой строенный насос простого действия (фиг. 8,в). За один оборот вала происходит три раза всасывание и нагнетание жидкости.

Нагнетаемый объем

$$V = 3Fs \text{ м}^3.$$

Возможны, наконец, в специальной конструкции насосы шестерного действия, представляющие собой строенные насосы двойного действия. За один оборот вала происходит шесть раз всасывание и нагнетание жидкости.

Нагнетаемый объем

$$V = 3(2F - f) s \text{ м}^3.$$

9. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ (ПОДАЧА) НАСОСОВ

Производительность Q или объем жидкости, поступающий в напорный трубопровод за единицу времени, для поршневых насосов принято выражать в $л/мин$ или $м^3/час$.

Если насос делает n оборотов (двойных ходов) в минуту, то его теоретическая подача в час:

$$Q_T = 60 \cdot V \cdot n \text{ м}^3/\text{час}.$$

Действительная подача Q будет меньше теоретической Q_T по следующим причинам:

а) Запоздывание в открытии и закрытии клапанов. По условиям работы клапаны (всасывающий и нагнетательный) находятся еще в открытом или соответственно в закрытом состоянии в то время, когда поршень уже изменил направление своего движения (см. § 13, фиг. 21). Во всех случаях это приводит к уменьшению подачи насоса, так как при запоздывании в закрытии нагнетательного клапана часть жидкости возвращается в цилиндр из напорного трубопровода, а несвоевременное открытие всасывающего клапана уменьшает всасываемый объем жидкости.

При запоздывании в закрытии всасывающего клапана часть жидкости из цилиндра возвращается во всасывающий трубопровод.

б) Неплотности в клапанах, поршне, сальниках. Через щели, вследствие неплотности при посадке клапанов, слабого прилегания к цилиндру и штоку уплотнений поршня и сальника, происходит переток жидкости из области с высоким давлением в область с меньшим давлением.

в) Наличие в цилиндре воздуха. В период всасывания воздух попадает в цилиндр извне через неплотности в сальниках и трубах, а также выделяется из перекачиваемой жидкости, почему уменьшается всасываемый объем. Поэтому действительная подача будет

$$Q = \eta_V Q_T = \eta_V \cdot 60 \cdot V \cdot n \text{ м}^3/\text{час}, \quad (17)$$

где η_V — объемный к. п. д. или коэффициент наполнения, точная величина которого находится путем опыта. Для предварительных ориентировочных подсчетов этот коэффициент выбирается в зависимости от размера насоса так:

для мелких насосов	$Q = 0,5 \div 20 \text{ м}^3/\text{час}$	$\eta_V = 0,85 \div 0,9$
• средних	$Q = 20 \div 300 \text{ м}^3/\text{час}$	$\eta_V = 0,9 \div 0,95$
• крупных	$Q = 300 \text{ м}^3/\text{час}$ и более	$\eta_V = 0,95 \div 0,99$
для прямодействующих насосов		$\eta_V = 0,99 \div 1,0$

При перекачке густых и вязких жидкостей приведенные значения η следует уменьшить на 5—10%.

В табл. 1 приведены формулы для подсчета объемов V м³ и подач Q_T и Q м³/час, относящиеся к наиболее распространенным насосам.

Т а б л и ц а 1

Род насоса	Одиарного действия	Двойного действия	Дифферен. действия	Тройного действия	Четверного действия
V м ³	$F \cdot s$	$(2F - f) s$	$F \cdot s$	$3F \cdot s$	$2(2F - f)s$
Q_T м ³ /час	$60F \cdot s \cdot n$	$60(2F - f)sn$	$60F \cdot sn$	$180F \cdot sn$	$120(2F - f)sn$
Q м ³ /час	$60\eta_V \cdot F \cdot s \cdot n$	$60\eta_V (2F - f)sn$	$60\eta_V \cdot F \cdot sn$	$180\eta_V F \cdot sn$	$120\eta_V (2F - f)sn$

Пример 4. Насос двойного действия при $n = 60$ об/мин подает $Q = 390$ л/мин воды. Определить коэффициент наполнения насоса η_V , если известны: диаметр поршня $d_n = 125$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 35$ мм, радиус кривошипа вала $r = 150$ мм.

Решение. Теоретическая подача насоса в м³/час:

$Q_T = 60(2F - f)sn = 60(2 \cdot 0,01228 - 0,00096) 0,3 \cdot 60 = 25,5$ м³/час,
так как

$$F = \frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 0,01228 \text{ м}^2;$$

$$f = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} = 0,00096 \text{ м}^2;$$

$$s = 2r = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ м.}$$

Действительная подача в м³/час

$$Q = \frac{390 \cdot 60}{1000} = 23,4 \text{ м}^3/\text{час},$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{23,4}{25,5} = 0,92.$$

Скорость движения жидкости в цилиндре насоса и трубопроводах в каждый данный момент зависит от скорости его поршня. Зная закон движения поршня, можно найти изменение скорости движения жидкости и подачи насоса для каждого элемента времени и представить это в виде графиков за полный период его работы. Для приводных насосов при определении законов движения поршня, благодаря тому что

длина шатуна l значительно больше длины радиуса кривошипа r , с достаточной для целей практики точностью можно считать длину шатуна «бесконечной». Вращение вала привода насоса считаем равномерным. Перемещение поршня (фиг. 9,а) при угле поворота кривошипа радиуса r на угол α° от линии $N-O$ будет равно

$$x = \overline{NO} - \overline{MO} = r - r \cdot \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha), \quad (18)$$

так как отрезок $NO = r$, а $MO = r \cdot \cos \alpha$.

Скорость движения поршня как производная от пути по времени будет равна

$$c = \frac{dx}{dt} = r \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \Omega \cdot \sin \alpha, \quad (19)$$

так как $\frac{d\alpha}{dt} = \Omega$ — угловой скорости вращения кривошипа.

Максимальная скорость поршня будет при $\alpha = 90^\circ$ ($\sin \alpha = 1$) и равна $c_{\max} = r \cdot \Omega$ м/сек.

Ускорение поршня найдется как производная от скорости по времени:

$$w = \frac{dc}{dt} = r \cdot \Omega \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \alpha. \quad (20)$$

Максимальное ускорение поршня будет при $\alpha = 0^\circ$ ($\cos \alpha = 1$) и равно $w_{\max} = r \cdot \Omega^2$ м/сек².

Бесконечно малый объем жидкости, вытесняемый площадью поршня F за время dt на пути dx равен

$$dV = F \cdot dx.$$

После подстановки величины dx на основании уравнения (19) получим:

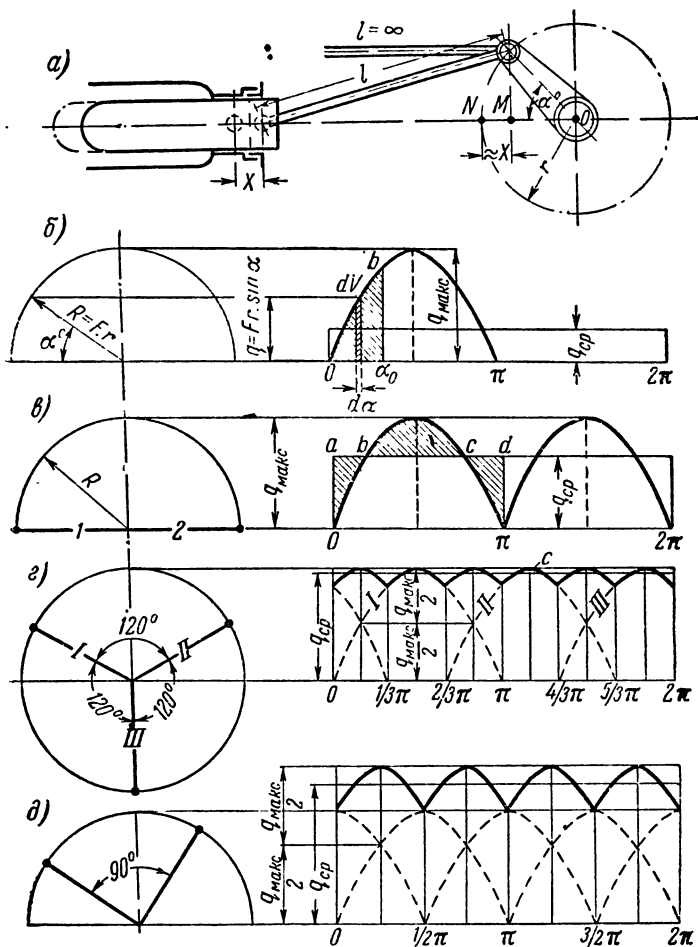
$$dV = F \cdot r \cdot \sin \alpha d\alpha. \quad (21)$$

Элементарные объемы, подаваемые насосом за равные промежутки времени (которым соответствуют и равные $d\alpha$), определяемые по формуле (21), изменяются пропорционально синусу угла поворота кривошипа.

Для графического определения величины подачи в зависимости от времени или, что по существу то же самое, в зависимости от угла поворота кривошипа α можно применить следующий способ.

В произвольном масштабе описать полуокружность радиусом $R = F \cdot r$, где F — площадь поршня или плунжера, а r — радиус кривошипа (фиг. 9).

Затем построить оси координат, отложив по оси абсцисс значения угла поворота в пределах от $\alpha = 0$ до $\alpha = 2\pi$, а по оси ординат откладывая значения $q = F \cdot r \cdot \sin \alpha$, ко-



Фиг. 9. Графики подач приводных насосов.

торые можно заимствовать из фиг. 9,б, на которой значение q есть не что иное, как проекция радиуса окружности R на вертикаль. Построенная таким образом кривая будет синусоидой с максимальной ординатой $F \cdot r$.

Построенную фигуру можно рассматривать как диаграмму подачи, так как количество поданной насосом жидкости за время поворота кривошипа на угол α , на диаграмме изобразится заштрихованной площадью, т. е.

$$V\alpha_0 = \int_0^{\alpha_0} F \cdot r \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha = \text{площади } Oa_0b. \quad (22)$$

Совершенно очевидно, что полная подача насоса за время поворота на угол от $\alpha=0$ до $\alpha=\pi$, т. е. за один ход поршня, изобразится площадью, ограниченной всей половиной синусоиды, которая должна быть равна $V = F \cdot s$.

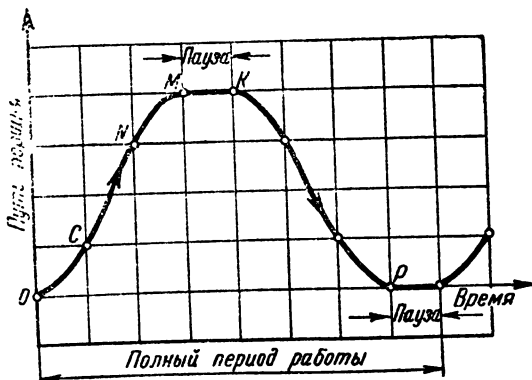
Это легко проверить, проинтегрировав выражение (21) в пределах от $\alpha=0$ до $\alpha=\pi$.

За вторую половину оборота вала в насосах простого действия подачи нет, что изображается отрезком $\pi-2\pi$, совпадающим с горизонталью. Насос одинарного действия имеет неравномерную и прерывную подачу жидкости. Так же строится график подачи насоса двойного действия (фиг. 9, в), при изменении углов, α от нуля до π для одного хода и от π до 2π для второго хода. Если пренебречь площадью штока f , то за один оборот подаются два равных объема, причем периоды подачи смещены на половину оборота. Подобный же вид имеют графики подач насосов дифференциальных и сдвоенных.

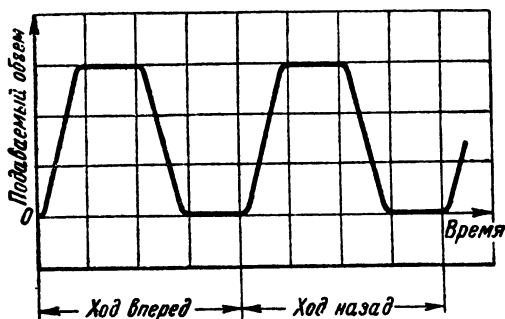
Во всех этих насосах подача жидкости производится непрерывно, но неравномерно.

График подачи насоса тройного действия (фиг. 9, г) (кривая С) составляется из трех графиков подач (кривые I, II, III) насосов одинарного действия. Площади, ограниченные кривыми I, II, III, равны, но смещены по горизонтали относительно друг друга на треть оборота для кривошипов, расположенных под углом 120° . Для участков, где кривые I и II, II и III налагаются, суммарная подача получается путем сложения ординат. График подачи насоса четверного действия (фиг. 9, д) составляется из двух графиков подач насосов двойного действия. Относительное смещение кривых подачи — на четверть оборота, т. е. 90° .

На фиг. 10а представлена схематически диаграмма движения поршня прямодействующего насоса. По горизонтали отложено время, по вертикали — длина хода. Линии диаграммы передают характер движения поршня: на участке ОС — ускоренное движение, СV (наклонная прямая) — движение с постоянной



Фиг. 10а. Диаграмма движения поршня.



Фиг. 10, б. График подачи прямодействующего насоса двойного действия.

скоростью, ΔM — движение, замедленное до нуля (точка M), от M до K — пауза и затем обратное движение поршня KP . Зная путь и время, можно определить подачу в каждый данный момент. Вид получаемого при этом графика подачи для насоса двойного действия представлен на фиг. 10б.

Из приведенных графиков подач поршневых насосов видно, что жидкость во всех случаях подается неравномерно. Если заменить в каждом из графиков подачи насоса суммарную площадь, ограниченную синусоидами, равновеликим (по площади) прямоугольником с основанием 2π , то высота его q_{cp} будет пропорциональна средней подаче за один оборот в предположении, что подача равномерна. Отношение максимальной ординаты $q_{макс}$ кривой подачи к средней определяет коэффициент неравномерности подачи насоса δ . Значения этих коэффициентов для насосов приводных¹:

одинарного действия	$\delta = \pi = 3,14$
двойного	$\delta = \frac{\pi}{2} = 1,57$
тройного	$\delta = \frac{\pi}{3} = 1,047$
четверного	$\delta = \sqrt{2} \cdot \frac{\pi}{4} = 1,11$
насосов прямодействующих (четверного действия)	$\delta = 1,08 \div 1,1$

Следует обратить внимание, что $q_{макс}$ и q_{cp} пропорциональны максимальной и средней подаче насоса.

Одновременно коэффициенты δ характеризуют соотношение между максимальной и средней скоростью движения жидкости в трубопроводах.

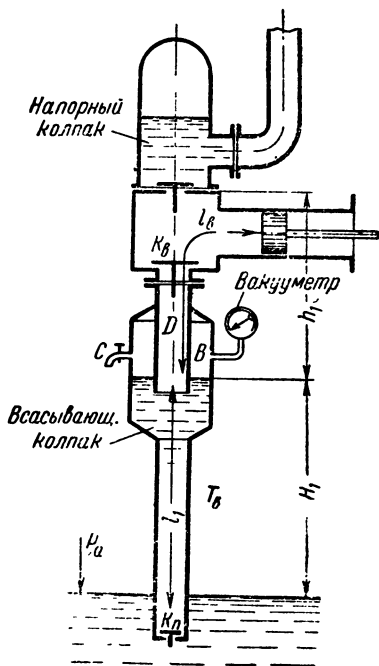
¹ Подробнее см. проф. А. А. Бурдаков, Поршневые насосы, Госиздат, 1933 г., стр. 46—49.

10. УСТРОЙСТВО ВОЗДУШНЫХ КОЛПАКОВ

Неравномерность движения поршня приводит к неравномерности движения жидкости как во всасывающем, так и в напорном трубопроводе и вызывает неравномерную нагрузку двигателя и передаточных механизмов, гидравлические удары в насосе и трубопроводах.

Чтобы приблизить движение жидкости в трубопроводах к равномерному, поршневые насосы снабжаются воздушными колпаками. Установка их производится на насосе до всасывающего и после нагнетательного его клапанов (фиг. 11). Всасывающий колпак обычно является частью конструкции корпуса насоса. Заключенный в колпаках воздух в силу своей упругости способствует равномерному движению жидкости.

Рассмотрим влияние воздушного колпака на движение жидкости во всасывающем трубопроводе. Перед пуском насоса трубопровод $T_в$ и часть воздушного колпака заполняются жидкостью (трубопровод имеет приемный клапан). Воздушную полость колпака B сообщают с атмосферой через кран C , и затем последний закрывают. После пуска в ход насос вначале будет всасывать жидкость из камеры воздушного колпака через трубу D и клапан $K_в$. Уровень жидкости в колпаке будет понижаться, и давление воздуха в нем вследствие расширения падает. Понижение давления в колпаке (разрежение), наконец, достигнет такой величины, при которой давление на жидкость в приемнике откроет клапан $K_н$, и жидкость начнет поступать из приемника в колпак. В первый период всасывания из колпака в насосную камеру будет забираться жидкости больше, чем в него будет всасываться. Уровень в нем будет понижаться. Дальнейшее понижение уровня в колпаке будет способствовать увеличению количества поступающей жидкости из приемника. Очевидно, что наступит момент, когда количество посту-



Фиг. 11. Схема установки воздушных колпаков.

пающей в колпак жидкости и отбираемое из него насосом будут приблизительно одинаковы, а следовательно, установится примерно постоянная разность давлений между атмосферой и давлением воздуха в колпаке. В таком случае движение жидкости в трубопроводе T_n до колпака (на длине l_1) будет близким к равномерному.

На участке l_n от колпака до поршня насоса движение жидкости остается неравномерным и не может быть изменено, так как связано с законом движения поршня. Поэтому этот участок делают небольшим, располагая колпак возможно ближе к насосу. Влияние воздушного колпака на движение жидкости в напорном трубопроводе аналогично описанному, т. е. в трубопроводе от колпака движение устанавливается близким к равномерному, от насоса до клапана остается неравномерным. Если обратиться к графику подачи насоса двойного действия (фиг. 9, в), то избыток в его подаче против средней (отрезок bc) поглощается напорным воздушным колпаком за счет сжатия воздуха в колпаке, а на участке ab и cd недостача в подаче насоса против средней из него пополняется. Размеры воздушных колпаков находятся в зависимости от степени неравномерности подачи насоса. Для приводных насосов объемы воздуха в колпаках на напорной линии в долях от рабочего объема цилиндра $F \cdot s$ равны¹:

насос одинарного действия	$V_k = 22 F \cdot s$
• двойного •	$V_k = 9 F \cdot s$
• тройного •	$V_k = 0,5 F \cdot s$
• четверного •	$V_k = 2,0 F \cdot s$

Для колпаков на всасывающем трубопроводе рекомендуется объемы воздуха в колпаке брать от 5 до 10 $F \cdot s$ независимо от рода действия насоса. Объемы воздуха в колпаке во время работы насоса должны составлять примерно $\frac{2}{3}$ полного объема колпака. Установка на насосе или вблизи него колпака больших размеров затруднительна, и в этих случаях он ставится на линии трубопровода отдельно от насоса; последний снабжают колпаком заведомо меньших размеров.

11. ПРОЦЕССЫ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ

Правильное действие поршневого насоса осуществляется только в том случае, если на всем пути перемещения жидкости не происходит отрыва ее от поршня и разрывов с образованием пустот в движущемся потоке. Нарушение этих основ-

¹ Подробнее см. проф. А. А. Бурдаков, Поршневые насосы, Госиздат, 1933 г., стр. 97—105.

ных условий работы насоса приводит к гидравлическим ударам. Если, например, разрыв между поршнем и жидкостью произошел в первой половине всасывающего хода, когда поршень и жидкость движутся ускоренно, то жидкость, получив самостоятельное движение, догонит поршень и столкнется с ним во второй половине хода, когда он движется замедленно или начинает двигаться в обратную сторону. Последствием таких ударов будет в лучшем случае расстройство приводного механизма, в худшем — поломка деталей насоса.

а) Процесс всасывания. Рассмотрим процесс всасывания в приводном насосе простого действия. Для того чтобы жидкость следовала за поршнем, не теряя с ним соприкосновения, она должна оказывать на поршень давление p_a , кг/см². Величина давления со стороны жидкости на поршень не должна быть меньше упругости ее паров p , при данной температуре, так как в противном случае освобожденное поршнем пространство будет заполняться парами жидкости, и произойдет разрыв между жидкостью и поршнем. Упругость паров жидкости зависит от ее рода и температуры. Давление водяного пара при различных температурах приводится в табл. 2.

Таблица 2

Температура °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление па- ра ж вод. ст.	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

При всасывании жидкости из открытого приемника (фиг. 12) высота ее поднятия за поршнем H_i теоретически ограничена (предполагая $p_a = 0$ и отсутствие движения) высотой столба жидкости, уравновешивающего атмосферное давление p_a . В действительных условиях работы насоса ($p \neq 0$ и жидкость движется) эта высота будет меньше.

Разность давления $p_a - p$ должна обеспечить:

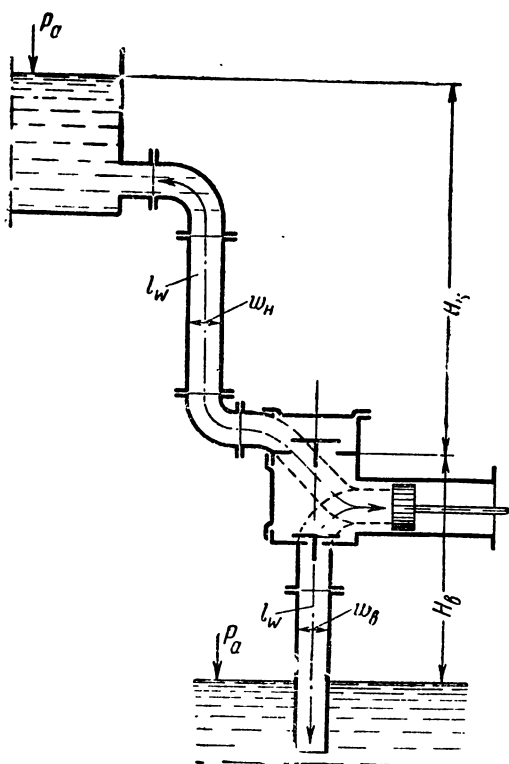
1. Создание геометрического напора, соответствующего высоте всасывания H_s .

2. Создание скоростного напора $H_v = \frac{c^2}{2g}$.

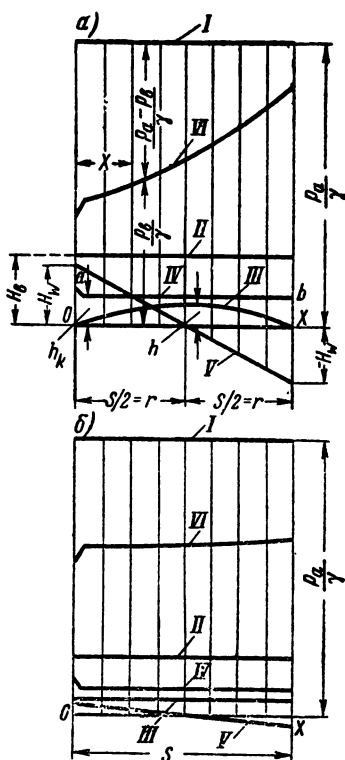
3. Создание инерционного напора H_w , обуславливаемого тем, что жидкость и во всасывающей трубе и в насосной камере движется с ускорением.

4. Преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе

$$h_{r,l,scac} = \Sigma \zeta_s \cdot \frac{v_s^2}{2g} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2g}.$$



Фиг. 12. Гидравлическая схема насоса.



Фиг. 13. График усилий на поршень при всасывании.

5. Преодоление гидравлического сопротивления всасывающего клапана $h_{r,к}$.

Выражая все величины в м ст. перекачиваемой жидкости, можем написать следующее равенство:

$$\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_b}{\gamma} = H_s + \frac{c^3}{2g} + h_{r,всас} + h_{r,к} + H_w, \quad (23)$$

где p_a — атмосферное давление в $\kappa\Gamma/\text{м}^2$; γ — удельный вес жидкости в $\kappa\Gamma/\text{м}^3$; H_s — высота всасывания в м; $h_{r,всас}$ — потеря энергии во всасывающем трубопроводе; v_s — средняя скорость во всасывающем трубопроводе в м/сек, H_w — так называемый инерционный напор.

В дальнейшем разность $\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_b}{\gamma}$ будем называть всасывающей способностью.

Рассмотрим, от чего зависят и как изменяются за период всасывания отдельные члены уравнения (23), определяющие всасывающую способность.

а) Напор $\frac{p_a}{\gamma}$ зависит от места установки насоса над уровнем моря, колебания барометрического давления и рода жидкости. Величина его в м вод. ст. в зависимости от высоты над уровнем моря приведена в табл. 3.

На протяжении всасывающего хода насоса величина $\frac{p_a}{\gamma}$ остается постоянной, что графически представлено на фиг. 13, а линией 1.

Таблица 3

Высота над уровнем моря, м	-600	0,0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 500
Показание барометра, см рт. ст.	83,1	76,0	75,1	74,2	73,3	72,4	71,6	70,7	69,9	69,0	68,2	67,4	63,5
Атмосферное давление, м вод. ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10,0	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6

б) Напор $\frac{p_a}{\gamma}$ определяется давлением, оказываемым поршнем на жидкость, или, что то же самое, давлением жидкости на поршень. Предельное значение напора $\frac{p_a}{\gamma}$ зависит от упругости паров перекачиваемой жидкости. Повышение давления p_a при ненормальной работе насоса возможно за счет проникновения в цилиндр воздуха. Изменение напора $\frac{p_a}{\gamma}$ за период всасывания (ход всасывания) находится как результат изменения за тот же период величин, входящих в правую часть равенства (23).

Таким образом, предельное значение всасывающей способности ограничено давлением на свободной поверхности и давлением упругих паров жидкости.

в) Геометрический напор H_g — геодезическая высота всасывания — есть расстояние по вертикали от уровня жидкости в приемнике до наивысшей внутренней полости цилиндра (фиг. 12).

В процессе всасывания величина H_s для горизонтального насоса постоянна — на фиг. 13,а линия II. В вертикальном насосе эта величина изменяется в связи с перемещением поршня. Основное влияние на выбор этой величины оказывает температура перекачиваемой жидкости и число оборотов насоса (см. табл. 4). Например, если нужно перекачивать воду с $t=100^\circ$, то по табл. 1 давление $p_s = p_t = p_a$; в таком случае правая часть уравнения (23) обращается в нуль, что при положительном значении инерционного напора требует, чтобы величина H_s была отрицательной. В этом случае жидкость подводится к насосу с некоторым подпором, т. е. уровень жидкости в приемном резервуаре выше оси насоса.

г) Скоростной напор $H_v = \frac{c^2}{2g}$ определяется величиной скорости, которая непрерывно изменяется в связи с неравномерным движением.

д) Потери напора $h_{r,loc}$ зависят от вида и числа местных и общих гидравлических сопротивлений в насосе и всасывающем трубопроводе. Все эти сопротивления можно считать пропорциональными квадрату скорости жидкости v_s во всасывающем трубопроводе, который предполагается одного и того же диаметра.

Сумма этих сопротивлений

$$h_{r,loc} = \Sigma \zeta_s \cdot \frac{v_s^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2g},$$

где $\Sigma \zeta_s$ — сумма всех отдельных коэффициентов местных сопротивлений за исключением коэффициента сопротивления клапана, которое рассмотрим отдельно.

Таким образом сумма скоростного напора и потерь напора (без клапана) может быть представлена выражением h , равным

$$h = H_v + h_{r,loc} = \frac{v_s^2}{2g} \left(\Sigma \zeta_s + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) + \frac{c^2}{2g}.$$

По условию неразрывности движения

$$\omega_s \cdot v_s = F \cdot c \text{ и } v_s = \frac{F}{\omega_s} \cdot c,$$

где ω_s — площадь поперечного сечения трубопровода; F — площадь поперечного сечения поршня; c — скорость поршня.

Поэтому

$$H_v + h_{r, \text{всас}} = \left(\frac{\omega_s^2}{F^2} + \Sigma \zeta_s + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \frac{F^2}{\omega_s^2} \cdot \frac{c^2}{2g}. \quad (24)$$

Но согласно фиг. 9,а

$$\sin^2 \alpha = \frac{r^2 - (r-x)^2}{r^2} = \frac{2x \cdot r - x^2}{r^2}.$$

Кроме того, $c^2 = (r \cdot \Omega \cdot \sin \alpha)^2 = r^2 \cdot \Omega^2 \sin^2 \alpha$ или

$$c^2 = r^2 \cdot \Omega^2 \left(\frac{2x \cdot r - x^2}{r^2} \right) = \Omega^2 (2x \cdot r - x^2).$$

После подстановки в уравнение (24) получим:

$$h = H_v + h_{r, \text{всас}} = \left(\frac{\omega_s^2}{F^2} + \Sigma \zeta_s + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \left(\frac{F}{\omega_s} \right)^2 \frac{\Omega^2}{2g} (2rx - x^2). \quad (25)$$

Графически зависимость напора $H_v + h_{r, \text{всас}}$ по уравнению (25) от хода поршня x представится параболой — линия III (фиг. 13,а) с максимальным значением в середине хода $x = r = \frac{s}{2}$ и равным нулю при $x = 0$ и $x = 2r$.

е) Линия IV фиг. 13,а изображает изменение сопротивления $h_{u, \kappa}$ всасывающего клапана k_s . На большем протяжении хода поршня, когда клапан открыт, его сопротивление приближенно можно принять постоянным (отрезок ab). В начале открытия сопротивление клапана благодаря инерции его массы несколько повышается¹.

ж) Инерционный напор H_w зависит от массы и ускорения столба жидкости, которому сообщается неравномерное движение.

На создание инерционного напора в период ускоренного движения затрачивается часть $\frac{p_a - p}{\gamma}$ всасывающей способности насоса. В период замедленного движения, наоборот, инерционный напор преобразуется в энергию давления.

Для определения той доли всасывающей способности, которая идет на создание инерционного напора, рассмотрим движение горизонтальн о расположенного столба жидкости.

Если обозначить разность гидродинамических давлений на концах столба Δp , площадь поперечного сечения столба ω ,

¹ Проф. Берг, Поршневые крыльчатые и ротационные насосы, ч. I, изд. ГОНТИ, 1933 г., стр. 191 — 202.

длину его l_w , ускорение движения w_s , массу $\frac{\gamma \cdot l_w \omega}{g}$, можно написать:

$$\Delta p \cdot \omega = \frac{\gamma \cdot l_w \omega}{g} \cdot w_s,$$

откуда

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{l_w \cdot w_s}{g}.$$

Инерционный напор

$$H_w = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{l_w \cdot w_s}{g}. \quad (26)$$

Применительно к движению жидкости в насосе согласно уравнению неразрывности имеем:

$$v_s \omega_s = c \cdot F.$$

Возьмем производные по времени, получим:

$$w_s \cdot \omega_s = \frac{F}{\omega_s} \cdot w \quad \text{или} \quad w_s = \frac{F}{\omega_s^2} \cdot w,$$

где w — ускорение поршня.

Подставив это значение w_s в выражение (26) для инерционного напора, будем иметь:

$$H_w = \frac{l_w}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot w. \quad (27)$$

Величина H_w изменяется пропорционально ускорению поршня w . По уравнению (20) $w = r \cdot \Omega^2 \cdot \cos \alpha = \Omega^2 \cdot (r - x)$, так как по фиг. 9,а $r \cdot \cos \alpha = r - x$. После подстановки значения w в уравнение (27) получим:

$$H_w = \frac{l_w}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot (r - x). \quad (28)$$

Графически изменение H_w по уравнению (28) от перемещения поршня x выражается прямой линией V (фиг. 13,а), которая пересекает ось x при $H_w = 0$ в середине хода $x = r$. Максимальное значение H_w будет при $x = 0$ и $x = 2r$, причем величина H_w меняет знак при $x = r$. На участке $x > r$ инерционный напор превращается в энергию давления. Жидкость отдает поршню накопленную энергию.

Суммируя ординаты линий II, III, IV, V фиг. 13,а для каждого участка хода и откладывая их сумму от линии I—

$= \left(\frac{p_a}{\gamma} \right)$ вниз, получим кривую изменения напора $\frac{p_s}{\gamma}$ (линия VI) за ход поршня. Из графика изменения напора $\frac{p_s}{\gamma}$

видно, что наименьшее его значение будет в начале всасывающего хода поршня. Этот момент наиболее опасен в смысле возможности отрыва жидкости от поршня. Основное влияние на величину напора $\frac{p_s}{\gamma}$ в начальный период всасыва-

ния оказывают:

1. Сопротивление открытия всасывающего клапана.
2. Инерционный напор.
3. Геодезическая высота всасывания.

Это непосредственно можно видеть, если переписать уравнение (23) в таком виде:

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(H_s + \frac{c^2}{2g} + H_w + h_{r,locac} + h_{rk} \right)$$

и затем после исключения членов, зависящих от x , так как в начале хода $x = 0$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{p_s}{\gamma} &= \frac{p_a}{\gamma} - (H_s + H_w + h_{rk}) = \\ &= \frac{p_a}{\gamma} - \left(H_s + \frac{l_w}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r + h_{rk} \right) \end{aligned} \quad (29)$$

Повышение значения величины $\frac{p_s}{\gamma}$ по уравнению (29) до-

стигается:

1. Уменьшением геодезической высоты всасывания H_s .
2. Уменьшением начального сопротивления клапана h_{rk} , которое зависит от его массы. Поэтому клапан небольшого веса будет иметь преимущество в части сопротивлений перед клапаном тяжелым.

3. Уменьшением инерционного напора H_w путем установки воздушного колпака у насоса. Согласно § 10 неравномерное движение при этом сохранится только на коротком участке l_s между колпаком и поршнем насоса, чем сводится к минимуму длина неравномерно двигающегося столба l_w , а следовательно, и величина H_w .

В графиках фиг. 13,б это скажется на уменьшении наклона линии V по отношению оси $x-x$, что приведет к опусканию правого конца линии Vl и приближению ее к горизонтали для насосов, имеющих нормальное число оборотов, т. е. не более 100—120 об/мин. Если воспользоваться предельным условием $\frac{p_a}{\gamma} \geq \frac{p_t}{\gamma}$ и подставить в уравнение (29), получим:

$$\frac{p_t}{\gamma} \leq \frac{p_a}{\gamma} - \left(H_s + h_{r\kappa} + \frac{l_w}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r \right). \quad (30)$$

Из этого равенства находим предельное значение числа оборотов насоса n .

Так как

$$\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

то

$$n \leq \sqrt{\frac{900 \cdot g \left(\frac{p_a}{\gamma} - H_s - h_{r\kappa} - \frac{p_t}{\gamma} \right) \cdot \omega_s}{l_w \pi^2 \cdot r \cdot F}}$$

или для метровых размеров

$$n \leq 30 \cdot \sqrt{\frac{\omega_s \left(\frac{p_a}{\gamma} - H_s - h_{r\kappa} - \frac{p_t}{\gamma} \right)}{l_w \cdot r \cdot F}}, \quad (31)$$

где $\frac{\sqrt{g}}{\pi} \approx 1$.

При заданном числе оборотов из равенства (30) может быть найдена предельная высота всасывания H_s насосов без всасывающих воздушных колпаков:

$$H_s \leq \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - h_{r\kappa} - \frac{l_w}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r. \quad (32)$$

Для насосов с всасывающими воздушными колпаками предельная высота всасывания H_s определяется выражением

$$H_s \geq \frac{p_a}{\gamma} - \left(\Sigma r_s + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v_s^3}{2g} - \frac{p_t}{\gamma} - h_{r\kappa} - \frac{l_s}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r, \quad (33)$$

где l — длина всей всасывающей линии, а l_s — длина всасывающей линии от воздушного колпака до насосной камеры.

Для одних и тех же условий работы у насосов с колпаками возможная высота всасывания будет больше, чем у насосов без колпака, что объясняется различием в величине инерционного напора, который в период ускоренного движения по характеру влияния играет роль сопротивлений. В первом случае неравномерно движется небольшой столб жидкости длиной l_s , во втором случае столб жидкости длиной $l_w \approx l$.

По показанию вакуумметра (фиг. 11) определяется вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак} = H_1 + \left(\Sigma \zeta'_s + \lambda \cdot \frac{l_1}{d} \right) \frac{v_s^2}{2g}$.

С другой стороны, $H_{вак} = \frac{p_a - p_k}{\gamma}$ определяется выражением

$$H_{вак} \geq \frac{p_a}{\gamma} - h_1 - \lambda \frac{l - l_1}{d} \frac{v_s^2}{2g} - h_{r,k} - \frac{p_t}{\gamma} - \frac{l_s}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r. \quad (34)$$

На основании практических данных в табл. 4 приведены рекомендуемые значения $H_{вак}$ для воды при различных ее температурах и числах оборотов насоса.

Таблица 4

Число оборотов насоса n в минуту	Температура воды, °С							Число оборотов насоса n в минуту	Температура воды, °С						
	0	20	30	40	50	60	70		0	20	30	40	50	60	70
	Вакуумметрическая высота всасывания, м								Вакуумметрическая высота всасывания, м						
50	7,5	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0,0	120	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0,0
60	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0,0	150	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0,0	0,0
90	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0,0	180	2,5	2,0	1,5	1,0	0,0	0,0	0,0

По данным табл. 4 при $t=70^\circ$ ($n=50$ об/мин) и $n=180$ ($t=50^\circ$) вода должна поступать в насос самотеком, $H_{вак} = 0$. Для жидкостей вязких и содержащих различные примеси высоты всасывания $H_{вак}$ будут меньше указанных в табл. 4. Однако в практике данные о них не установлены.

Пример 5. К насосу одиночного действия $d_{пор}=140$ мм, $s=150$ мм, $n=60$ об/мин присоединен всасывающий трубопровод $d_s=80$ мм, длиной $l=10$ м, имеющий два колена под 90° и приемный клапан. Определить предельные высоты всасывания H_s и $H_{вак}$ при наличии колпака и без него, если насос качает воду с $t=20^\circ$ С в количестве $Q=120$ л/мин и величины $l_s=1,0$ м; $h_{r,k}=0,8$ м; $h_1=0,6$ м.

Решение. По уравнению (32) для насоса без колпака

$$H_s \leq \frac{p_a}{\gamma} - h_{rk} - \frac{p_t}{\gamma} - \frac{l_w F}{g \omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r = 10,3 - 0,8 - 0,24 - 9,26 \approx 0,$$

так как

$$\frac{p_a}{\gamma} = 10,3 \text{ м}; \quad \frac{p_t}{\gamma} = 0,24 \text{ м по табл. 2}$$

и принимая $l_w = l = 10 \text{ м}$,

$$\frac{l_w F}{g \omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r = \frac{10 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,14^2}{9,81 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,08^2} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 60}{30} \right)^2 \cdot \frac{0,15}{2} = 9,26 \text{ м.}$$

Для насоса с колпаком по уравнению (33)

$$H \leq \frac{p_a}{\gamma} - \left(\sum \zeta_s + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v_s^2}{2g} - h_{rk} - \frac{p_t}{\gamma} - \frac{l_s}{g} \cdot \frac{F}{\omega_s} \cdot \Omega^2 \cdot r =$$

$$= 10,3 - 0,10 - 0,8 - 0,24 - 0,926 = 8,23 \text{ м,}$$

так как

$$\left(\sum \zeta_s + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v_s^2}{2g} = (12,03) \cdot \frac{0,4^2}{19,6} = 0,10 \text{ м;}$$

$$\left(\zeta_1 + 2 \zeta_2 + \lambda \frac{l}{d} \right) = 8 + 0,28 + 0,03 \cdot \frac{10}{0,08} = 12,03,$$

где $\zeta_1 = 8$ — коэффициент сопротивления приемного клапана;

$\zeta_2 = 0,14$ — коэффициент сопротивления колена при $\frac{D}{R} = 0,4$;

$\lambda = 0,03$ — средний коэффициент трения,

$$v_s = \frac{Q}{\omega_s} = \frac{0,12}{60 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,08^2} = 0,4 \text{ м/сек;}$$

$$\frac{l_s \cdot F}{g \cdot \omega_s} \Omega^2 \cdot r = \frac{1,0 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,14^2}{9,81 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,08^2} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 60}{30} \right)^2 \cdot \frac{0,15}{2} = 0,926 \text{ м.}$$

Вакуумметрическая высота всасывания по уравнению (34)

$$H_{вак} \leq 10,3 - 0,6 - 0,8 - 0,24 - 0,926 \approx 7,73 \text{ м.}$$

Практическую высоту всасывания нужно взять с известным запасом: так, по табл. 4 при $n = 60$ об/мин и $t = 20^\circ \text{ С}$ $H_{вак} = 6,0 \text{ м}$.

б) Процесс нагнетания в приводном насосе простого действия. При нагнетании давление p_n , создаваемое поршнем на жидкость, преодолевает (фиг. 12):

- 1) давление в пространстве, куда нагнетается жидкость;
- 2) вес столба жидкости в напорном трубопроводе;
- 3) гидравлические сопротивления в насосе и напорном трубопроводе;
- 4) инерционный напор массы жидкости, перемещаемой в напорный трубопровод.

Предполагая нагнетание жидкости в открытый резервуар (фиг. 12) и выражая попережнему давления через соответствующие им напоры, получим

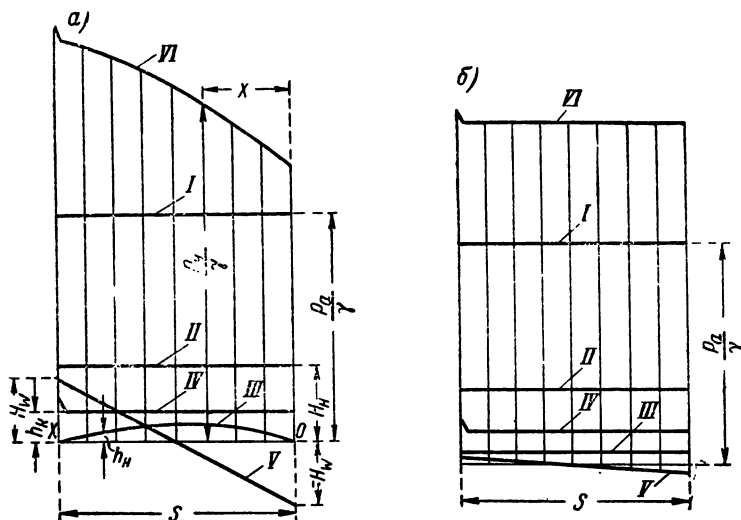
$$\frac{p_n}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + H_n + \left(\sum \zeta_n + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v_n^3}{2g} + h_{\kappa} + \frac{l \omega F}{g \cdot \omega_n} \cdot \omega, \quad (35)$$

где H_n —геодезическая высота нагнетания, $\left(\sum \zeta_n + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v_n^3}{2g}$ — суммарные потери в напорном трубопроводе; h_{κ} —сопротивление нагнетательного клапана; $\frac{l \omega \cdot F}{g \cdot \omega_n} \cdot \omega$ — инерционный напор.

Графическое изменение всех величин уравнения (35) на протяжении нагнетательного хода находится тем же приемом, как и для процесса всасывания. Поэтому нанесенные на фиг. 14,а линии означают изменение за ход нагнетания:

- I* (прямая)—напора, соответствующего атмосферному давлению на верхнем уровне жидкости;
- II* (прямая)—геодезической высоты нагнетания;
- III* (парабола)—потери напора вследствие гидравлических сопротивлений трубопровода;
- IV*—потери напора вследствие гидравлических сопротивлений нагнетательного клапана;
- V* (прямая)—инерционного напора.

Изменение величины $\frac{p_n}{\gamma}$, линии *VI*, находится в результате суммирования ординат линий *I*, *II*, *III*, *IV*, *V* для каждого участка хода. Наименьшее давление $\frac{p_n}{\gamma}$ будет в конце хода нагнетания. Это давление при длинном напорном трубопроводе и большом числе оборотов насоса может стать не только меньше атмосферного давления, но и достигнуть предельного значения, соответствующего давлению паров



Фиг. 14. График усилий на поршень при нагнетании.

жидкости p_t , что, как известно, повлечет за собой разрыв сплошности потока жидкости. Поэтому для конца хода нагнетания $x=2r$ имеем

$$\frac{p_n}{\gamma} = \frac{p_a^3}{\gamma} + H_n \cdot \frac{l_w \cdot F}{g \omega_n} \cdot \omega \geq \frac{p_t}{\gamma}. \quad (35)$$

Из последнего равенства могут быть найдены предельные условия для числа оборотов и высоты нагнетания H_n насоса.

При установке напорных воздушных колпаков у насоса график изменения величины $\frac{p_n}{\gamma}$ приближается к горизонтали фиг. 14,б, так как влияние инерционного напора будет ничтожно. В этом случае для высоты нагнетания теоретически не имеется предела, практически она ограничивается свойствами материалов и прочностью конструкции насоса.

Изменение давления на поршень в период всасывания и нагнетания вызвано, главным образом, инерционным напором жидкости в результате ее неравномерного движения. Поэтому для насосов с малым коэффициентом неравномерности подачи (насосы тройного и четверного действия) влияние инерционного напора на величины $\frac{p_s}{\gamma}$ и $\frac{p_n}{\gamma}$ будет значительно ослаблено.

12. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Усилие, действующее на поршень при всасывании, складывается из давления жидкости на поршень и давления окружающей (вне) атмосферы:

$$R_s = p_a \cdot F - p_b \cdot F = \gamma \cdot F \cdot \left(\frac{p_a - p_b}{\gamma} \right) \kappa \Gamma.$$

Величина эта переменная на протяжении хода, поскольку изменяется напор $\frac{p_b}{\gamma}$.

Элементарная работа силы R_s на пути dx

$$dA_s = R_s \cdot dx = \gamma \cdot F \cdot \left(\frac{p_a - p_b}{\gamma} \right) \cdot dx \text{ кГм.}$$

Работа за ход всасывания, т. е. от $x=0$ до $x=s$,

$$A_s = \int_0^s \gamma \cdot F \cdot \left(\frac{p_a - p_b}{\gamma} \right) dx = \gamma \cdot F \cdot \int_0^s \left(\frac{p_a - p_b}{\gamma} \right) \cdot dx.$$

Разность $\frac{p_a - p_b}{\gamma}$ на диаграмме (фиг. 15,а) изображается вертикальным отрезком, заключенным между линиями $\frac{p_a}{\gamma}$ и $\frac{p_b}{\gamma}$, поэтому интеграл определит площадь C , заштрихованную на фиг. 15,а.

Работа A_s равна произведению площади C на γF .

Усилие на поршень при нагнетании

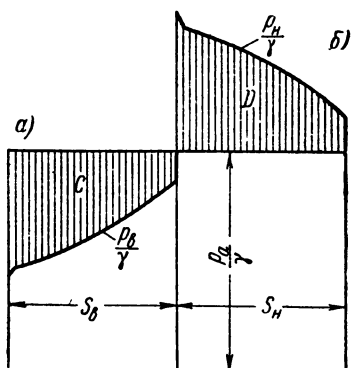
$$R_n = p_n \cdot F - p_a \cdot F = \gamma \cdot F \cdot \left(\frac{p_n - p_a}{\gamma} \right) \kappa \Gamma.$$

Элементарная работа

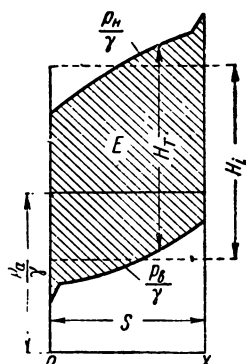
$$dA_n = R_n \cdot dx = \gamma \cdot F \cdot \left(\frac{p_n - p_a}{\gamma} \right) \cdot dx.$$

Работа за ход нагнетания

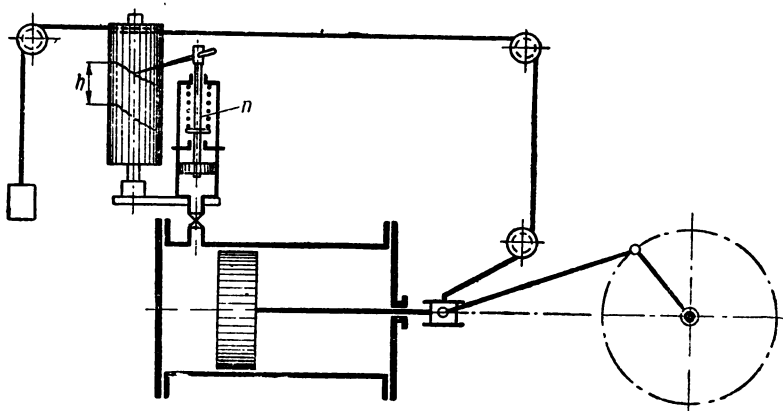
$$A_n = \gamma \cdot F \cdot \int_0^s \left(\frac{p_n - p_a}{\gamma} \right) \cdot dx$$



Фиг. 15. Диаграмма работы при всасывании и нагнетании.



Фиг. 16. Индикаторная работа насоса без воздушных колпаков.



Фиг. 17. Схема установки индикатора.

аналогично предыдущему равна произведению площади D (фиг. 15,б) на $\gamma \cdot F$.

Полная работа за один оборот (два хода) равна сумме работ A_s и A_n и определяется произведением $\gamma \cdot F$ на площадь E ; последняя состоит из площадей C и D , совмещенных по линии $\frac{p_a}{\gamma}$ (фиг. 16).

Практически контурные линии площади E вычерчиваются индикатором и называются индикаторной диаграммой насоса. Схема действия индикатора приведена на фиг. 17. Длина снимаемой диаграммы пропорциональна ходу поршня; ее ординаты h зависят от масштаба M пружины n индикатора, т. е.

изменения ее длины в мм при изменении давления в цилиндре насоса на 1 кг/см^2 . Площадь индикаторной диаграммы выражает в известном масштабе гидравлическую работу, переданную за один оборот от поршня к жидкости. На фиг. 16

ординаты между линиями $\frac{p_n}{\gamma}$ и $\frac{p_s}{\gamma}$ для каждого участка хода,

если пренебречь разностью скоростных напоров во всасывающем и напорном патрубках, представляют теоретический напор H_T , создаваемый насосом. Напор H_T меняется на протяжении хода, вследствие чего вводится понятие о среднем индикаторном напоре H_i , величина которого находится как высота равновеликого площади E прямоугольника с основанием, равным ходу.

Поэтому работа за один оборот

$$A = \gamma F s H_i \text{ кг} \cdot \text{м}$$

и мощность

$$N_i = \frac{A n}{75 \cdot 60} = \frac{\gamma H_i F \cdot s \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{\gamma H_i Q_T}{75} \text{ л. с.} \quad (37)$$

для насоса одинарного действия.

Для насоса двойного, тройного, четверного действия

$$N_i = k \frac{\gamma H_i F \cdot s \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ л. с.}, \quad (38)$$

где: для насоса двойного действия

$$k = \left(2 - \frac{f}{F}\right);$$

для насосов четверного действия

$$k = 2 \left(2 - \frac{f}{F}\right);$$

для насосов тройного действия

$$k = 3.$$

Потребляемая насосом мощность N_s больше N_i на величину механических потерь на трение в уплотнениях поршня, сальниках; в приводных насосах, помимо этого на трение в кривошипно-шатунном механизме. Нормальные пределы для $\eta_{мех} = 0,85 \div 0,95$. Величина полного к. п. д. колеблется в пределах от 0,6 до 0,9 в зависимости от размера насоса, совершенства его конструкции и исполнения.

Пример 6. Для насоса тройного действия снята индикаторная диаграмма, площадь которой $F = 700 \text{ мм}^2$, длина $l = \frac{s}{5} = 35 \text{ мм}$ при масштабе пружины $M = 2 \text{ мм}$. Определить $\eta_{\text{мех}}$, если потребляемая насосом мощность $N_g = 20 \text{ л. с.}$, диаметр поршня $d_{\text{пор}} = 140 \text{ мм}$, число оборотов $n = 100 \text{ об/мин}$.

Решение. Средняя высота индикаторной диаграммы $h_f = \frac{700}{35} = 20 \text{ мм}$, среднее индикаторное давление насоса $p_f = \frac{h_f}{M} = \frac{20}{2} = 10 \text{ кг/см}^2$.

Индикаторная мощность по уравнению (38)

$$N_i = k \frac{\gamma \cdot H_f \cdot F \cdot sn}{75 \cdot 60} = 3 \cdot \frac{10^5 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,14^2 \cdot 0,175 \cdot 100}{75 \cdot 60} = 18 \text{ л. с.}$$

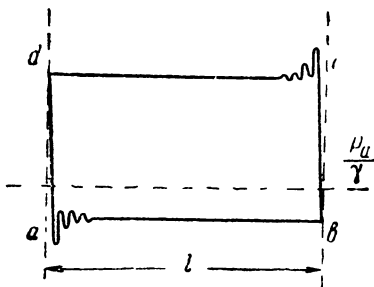
так как

$$\gamma \cdot H_f = p_f \cdot 10000 = 10^5 \text{ кг/м}^2; s = 5l = 5 \cdot 35 = 175 \text{ мм.}$$

Механический к. п. д.

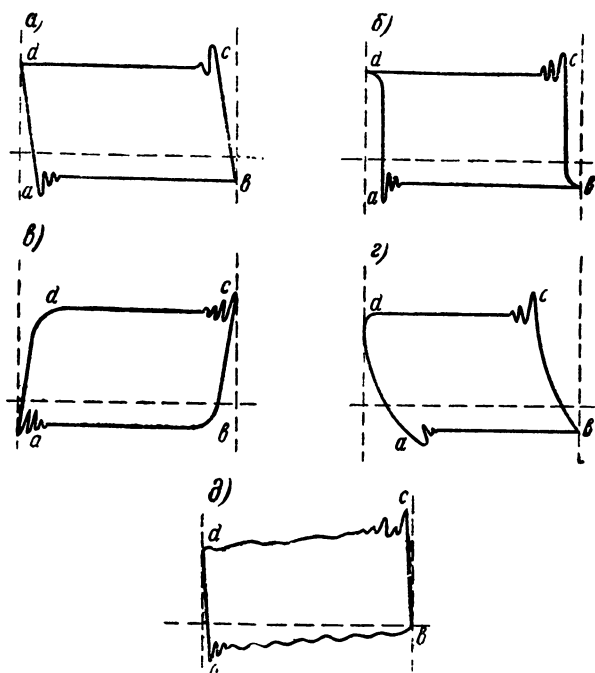
$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_g} = \frac{18}{20} = 0,9.$$

Форма индикаторной диаграммы меняется в зависимости от характера внутренних процессов, происходящих в насосе. В частности форма диаграммы фиг. 16 относится к насосам без воздушных колпаков. Для насосов с воздушными колпаками в соответствии с видом линий $\frac{P_a}{\gamma}$ и $\frac{P_k}{\gamma}$ по фиг. 13, б и фиг. 14, б индикаторная диаграмма имеет нормальный вид, представленный на фиг. 18. Рабочий процесс насоса в ней отражается так: ab — линия всасывания, bc — повышение давления в цилиндре после закрытия всасывающего клапана, cd — линия нагнетания, da — падения давления в цилиндре после закрытия нагнетательного клапана. Некоторые колебания линий ab и cd в начале всасывания и нагнетания вызваны инерцией клапанов при их открытии. По отклонениям в диаграмме ее линий от нормального их вида можно судить о наличии недостатков в работе насоса. На фиг. 19 приве-



Фиг. 18. Нормальная индикаторная диаграмма насосов с колпаками.

о наличии недостатков в работе насоса. На фиг. 19 приве-



Фиг. 19. Искажения в индикаторных диаграммах.

дены некоторые характерные виды искажений в диаграмме насоса с воздушными колпаками:

а) запаздывание в закрытии всасывающего и нагнетательного клапана; заметное отклонение линии bc влево, а линии da вправо от вертикали;

б) негерметичное закрытие всасывающего и нагнетательного клапана: острые углы в точках b и d ;

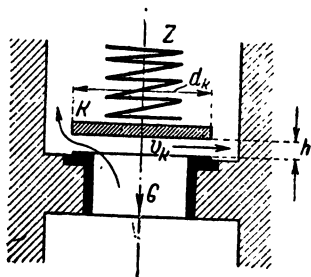
в) пропуск всасывающего и нагнетательного клапана, а также утечка через сальник: отклонение линии bc влево, da вправо и скругление углов в точках b и d ;

г) в цилиндре находится воздух, который подвергается сжатию и расширению: линии bc и da , сильно отклоняющиеся от вертикали;

д) недостаточные размеры либо далеко отнесенные от насоса всасывающий и напорный колпаки: колебание линий ab и cd .

13. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ И ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

а) Клапаны. Клапаны бывают самодействующие и с принудительной посадкой. В первых (фиг. 20) клапан K открывается, когда результирующая сила от давления жидкости на его поверхность, собственного веса G и нагрузки пружины Z направлена вверх, и закрывается, если эта сила действует вниз.



Фиг. 20. Схема тарельчатого клапана.

Во-вторых, движение клапана полностью или частично зависит от движения механизма, связанного с поршнем насоса¹. Клапаны самодействующие нашли широкое применение; управляемые — только в специальных насосах (канализационных, бетонных). Роль клапанов иногда исполняют краны и золотники. При постоянном расходе Q_k через отверстие между самодействующим клапаном и его седлом h (щель клапана, фиг. 20) давление под клапаном p_k

также постоянно. В этом случае клапан как бы плавает в жидкости и действующие на него силы уравновешены, т. е.

$$p_k \cdot f_k = G + Z,$$

где f_k — площадь клапана в $см^2$; $G + Z$ — его нагрузка в $кг$. Теоретическая скорость истечения в щели клапана

$$v_k = \sqrt{2g \cdot \frac{p_k}{\gamma}} = \sqrt{2g \frac{G + Z}{f_k \cdot \gamma}} \quad (39)$$

и количество протекающей жидкости

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_k \cdot h \cdot v_k, \quad (40)$$

где μ — коэффициент расхода; h — подъем клапана; d_k — диаметр клапана.

Объем жидкости, проходящей через клапанную щель, в каждый данный момент зависит от объема, вытесняемого поршнем.

¹ Проф. Берг, Поршневые, крыльчатые и рогачонные насосы, ч. 1, стр. 209 — 214.

Вытеснение объемов поршнем за ход производится неравномерно, поэтому подъем клапана h и расход через его щель также изменяются.

При поднятии клапана объем, который пройдет через его щель V_{κ} , будет меньше объема, вытесняемого поршнем, так как часть жидкости остается в пространстве под клапаном $V = f_{\kappa} \cdot h$, а при опускании к объему, вытесняемому поршнем, добавляется объем, вытесняемый клапаном.

Указанное явление носит название закона Вестфаля. Для подъема клапана этот закон выражен формулой

$$\mu \cdot \pi \cdot d_{\kappa} \cdot h \cdot v_{\kappa} = F \cdot c - f_{\kappa} \cdot u, \quad (41)$$

где F и c — площадь и скорость поршня; u — скорость клапана.

Для опускания в правой части следует поставить знак плюс.

Для приводных насосов по уравнению (19)

$$c = r \cdot \Omega \cdot \sin \alpha,$$

при этом из уравнения (41) подъем клапана равен

$$h = \frac{1}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\kappa} \cdot v_{\kappa}} (F \cdot r \cdot \Omega \cdot \sin \alpha - f_{\kappa} \cdot u). \quad (42)$$

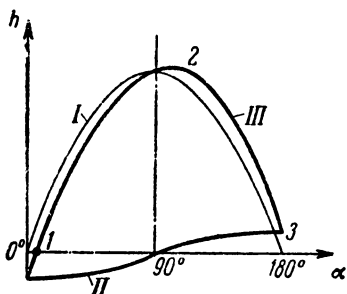
Скорость подъема клапана при $\mu = \text{const}$ и $v_{\kappa} = \text{const}$.

$$u = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\kappa} \cdot v_{\kappa}} \cdot \left(F \cdot r \Omega^2 \cdot \cos \alpha - f_{\kappa} \cdot \frac{du}{dt} \right). \quad (43)$$

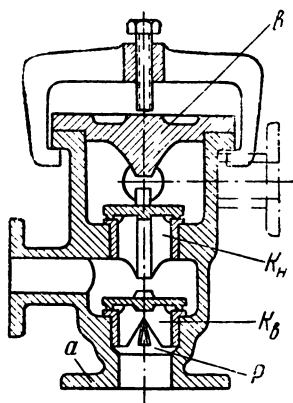
Величиной $f_{\kappa} \cdot \frac{du}{dt}$ как очень малой можно пренебречь; подставляя выражение для u в уравнение (42), будем иметь:

$$h = \frac{F \cdot r \Omega}{\mu \cdot \pi \cdot d_{\kappa} \cdot v_{\kappa}} \cdot \sin \alpha - \frac{F \cdot f_{\kappa} \cdot r \cdot \Omega^2}{(\mu \cdot \pi \cdot d_{\kappa} \cdot v_{\kappa})^2} \cdot \cos \alpha. \quad (44)$$

Зависимость подъема клапана h от угла поворота кривошипа α представлена графически на фиг. 21. Кривая *I* (синусоида) — изменение первого члена уравнения (44), кривая *II* (косинусоида) — второго; кривая *III* — результат суммирования ординат кривых *I* и *II*, дает график изменения подъема клапана. Клапан открывается (точка *I*), когда поршень уже прошёл некоторый путь от своего исходного положения (запаздывание в открытии); наивысшее поднятие клапана



Фиг. 21. График подъема клапана.



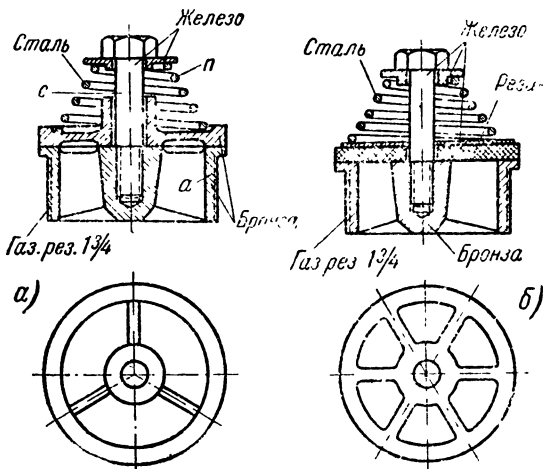
Фиг. 22. Клапанная коробка.

будет при угле α , большем 90° (точка 2); при повороте кривошипа на 180° (в конце хода) клапан еще открыт (точка 3) и закрывается в период, когда поршень начнет обратное движение (запаздывание в закрытии).

В момент посадки клапана на седло скорость его u по уравнению (43) не равна нулю, так как при $h = 0$ в уравнении (44) $\alpha \neq 0$. При большой производительности Q и числе оборотов насоса n скорость прохода жидкости через узкую щель клапана при его посадке на седло может стать настолько большой, что в этом месте произойдет разрыв сплошности потока, вследствие чего при закрытии возникнет удар металлической поверхности клапана о седло. На основании опытов, для устранения этих ударов должно соблюдаться равенство $G + Z = \lambda Qn$, где λ — коэффициент, зависящий от рода клапана (см. проф. А. А. Бурдаков, Поршневые насосы, Госиздат, 1933 г.).

Самодельствующие клапаны по конструкции бывают тарельчатыми, кольцевыми, шаровыми, створчатыми или откидными; из них наиболее распространены первые два типа.

Тарельчатые клапаны, приведенные на фиг. 22, выполнены без пружинной нагрузки с нижними направлениями. Клапаны всасывающий K_v и нагнетательный K_n помещены в отдельной клапанной коробке a , в которой для их выемки и осмотра имеется съемная крышка b . Направляющие ребра клапана p поставлены несколько косо против потока жидкости, благодаря чему при подъеме клапан немного поворачивается жидкостью, чем достигается равномерный и не столь быстрый износ седла. Клапанные седла и гнезда под них в коробке имеют конусность. Наличие трения в конусных поверхностях обеспечивает закрепление седла. На фиг. 23, a

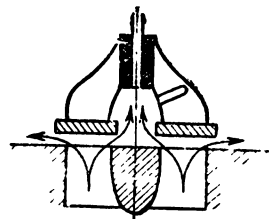


Фиг. 23. Конструкция тарельчатых клапанов.

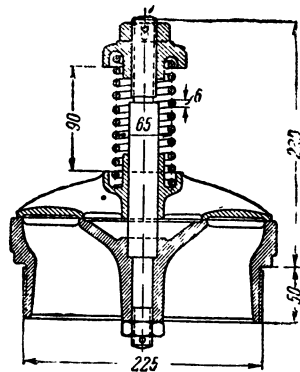
приведен тарельчатый клапан с конической пружиной *п* и верхним направляющим стержнем *с*. Металлические поверхности стыка клапана и седла (бронзовые или стальные) тщательно пригоняются и шлифуются. Седло клапана *а* укрепляется в корпусе насоса на резьбе. Подобный же клапан, но с резиновым или кожаным уплотнением, приведен на фиг. 23, б.

Для пропуска значительных количеств жидкости клапаны этого типа выполняются как групповые или как многотарельчатые¹.

В кольцевом клапане по схеме фиг. 24 жидкость проходит через кольцевые щели по внешней и внутренней окружности. При одинаковых диаметрах и высоте подъема в этих клапанах по сравнению с тарельчатыми проходные щели будут больше. Подобные клапаны бывают однокольцевыми (фиг. 25) и многокольцевыми (фиг. 26) с плоскими и коническими уплотняющими поверхностями; в последних иногда двойное уплотнение — металлическое и кожаное. Стальные пружины клапана в некоторых случаях могут быть заменены

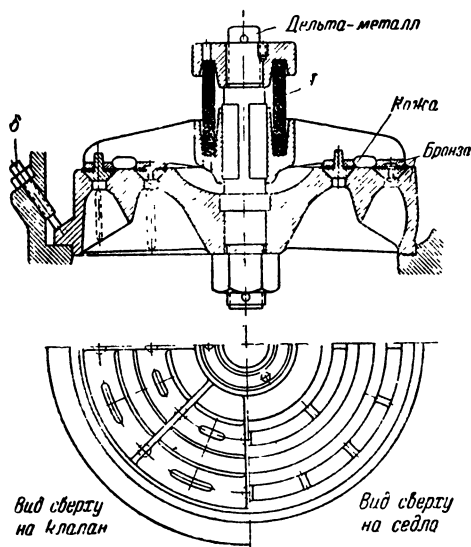


Фиг. 24. Схема кольцевого клапана.

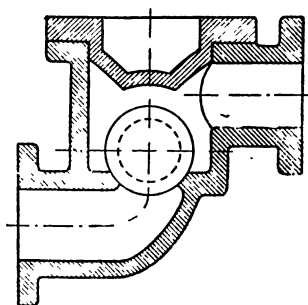


Фиг. 25. Конструкция однокольцевого клапана.

¹ Проф. Берг, Поршневые крыльчатые и ротационные насосы, ч. II, ГОНТИ, 1933, стр. 43—51.



Фиг. 27. Шаровой клапан.

Фиг. 26. Конструкция много-
кольцевого клапана.

резиновой трубкой *Г* (фиг. 26). При больших размерах клапана крепление его седла производится помощью нажимных болтов δ (фиг. 26).

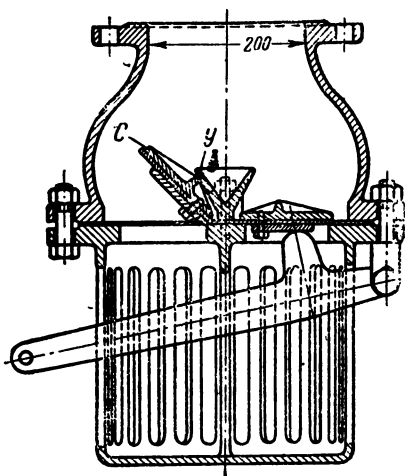
Шаровой клапан (фиг. 27). Условия обтекания шарового клапана значительно лучше тарельчатого. Движение клапана ограничивается в боковом направлении особыми ребрами, вверх — приливами на клапанной крышке. Эти клапаны применяются в насосах для густых и вязких жидкостей, но при небольших давлениях, так как при подъеме шар поворачивается и поверхность его прилегания к седлу снашивается, вследствие чего закрытие получается не совсем плотным. Клапаны небольших диаметров делаются сплошными из бронзы, стали и эбонита, больших диаметров — полыми, металлическими с обтяжкой резиной.

Откидные клапаны применяются там, где необходимы большие проходные сечения клапана вследствие загрязненности жидкости (канализационные насосы), а также в таких вспомогательных принадлежностях к насосам, как приемный клапан (фиг. 28), обратный клапан. Жидкость через эти клапаны может проходить лишь в том направлении, в каком происходит отклонение его створок *с*. Последние либо вращаются на шарнире, либо отгибаются под углом вследствие эластичности материала (кожа, резина). Отклонение клапана от седла ограничивается упором *у*. Положение клапана должно быть такое, чтобы вес створок клапана способствовал его закрытию; в противном случае необходима установка пры-

жины. Клапаны являются наиболее ответственными деталями насоса, поэтому они должны быть доступны для осмотра, чтобы всякое нарушение их правильной работы можно было бы легко устранить. Для плотного закрытия клапана поверхности его соприкосновения с седлом должны быть из материала, соответствующего свойству и температуре перекачиваемой жидкости, а также отвечать действующему на клапан давлению. При вполне чистой жидкости наиболее пригодны металлические клапаны (чугунные, бронзовые, стальные), в особенности при перекачке горячих и химических жидкостей, не действующих на его материал. Кожа ставится только при перекачке холодных и не совсем чистых жидкостей, причем необходимо следить за тем, чтобы она не высыхала. Поэтому клапан должен быть всегда залит жидкостью. Резина (каучук, эбонит) и дерево (дуб) употребляются при перекачке загрязненных (содержащих песок) и некоторых химических жидкостей (кислоты). Мягкие уплотнения ставятся также для смягчения ударов клапана при посадке его на седло.

б) Корпус насоса. Корпус насоса (цилиндр) отливается из чугуна и стали, а для особо высоких давлений (прессовые насосы) выполняется в виде стальной поковки. Для химически действующих жидкостей подбирают противостойкие им материалы и сплавы, а также защищают внутренние стенки корпуса облицовками. В насосах с дисковым поршнем рабочая часть цилиндра тщательно обрабатывается. При этом, чтобы избежать ржавления, а при перекачке загрязненной жидкости быстрого износа рабочих поверхностей, ставятся сменные втулки; в первом случае—бронзовые, во втором—стальные. Особо важным в конструкции корпуса насоса является возможность полного удаления во время работы проникающего в него воздуха, легкого и доступного осмотра клапанов насоса через люки.

Корпус насоса обычно имеет фланцы или отверстия с резьбой для присоединения к нему следующей арматуры, принадлежностей и приборов (фиг. 29):



Фиг. 28. Приемная коробка с откидными клапанами.

1) заливочных вентиляей *a* для возможности заполнения корпуса и всасывающего трубопровода жидкостью из напорного трубопровода;

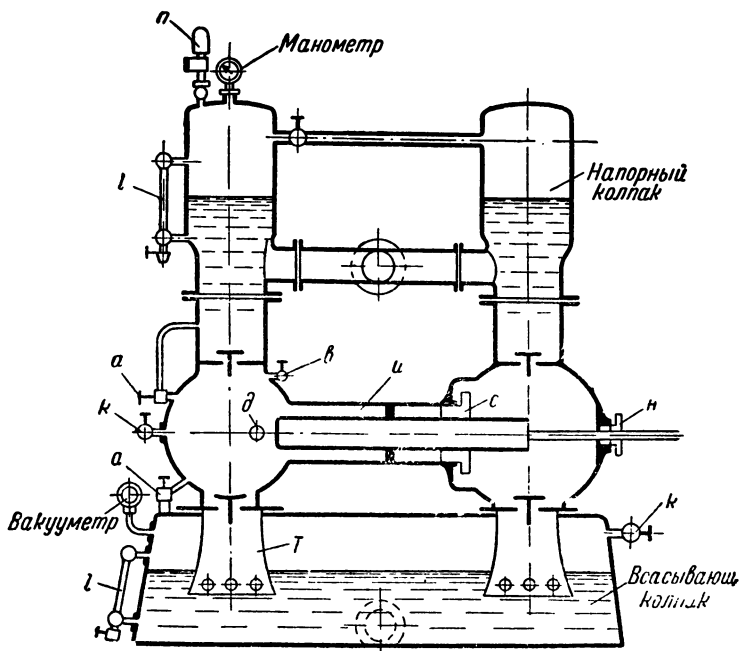
2) воздушного крана *в* для выпуска воздуха при заполнении корпуса жидкостью;

3) воздушного клапана *к* (отдельно данного на фиг. 30), действующего периодически, через который в период всасывания воздух попадает в корпус, а при нагнетании выталкивается в напорный воздушный колпак для его пополнения воздухом;

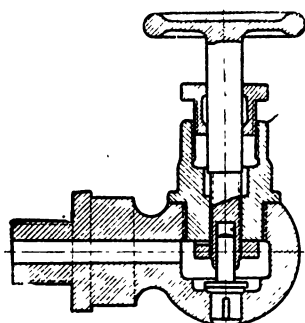
4) индикатора *д* для снятия индикаторной диаграммы;

5) пробок или кранов для выпуска из корпуса жидкости.

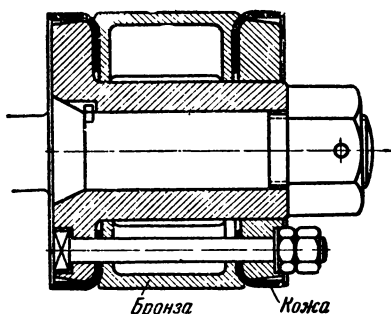
в) Поршни. Поршни в виде дисков имеют по внешней периферии уплотняющие устройства для устранения проточа жидкости между стенками корпуса и поршнем. Материал для таких уплотнений выбирается: кожа, бронза, чугун, резина, пенька. В качестве уплотнения применяются кожаные манжеты (фиг. 31,а), металлические (бронзовые, чугунные) пружинящие кольца (фиг. 31,б). Материал самого поршня—чугун, бронза и сталь.



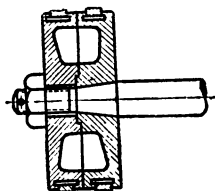
Фиг. 29. Схема насоса с расположением приборов и принадлежностей.



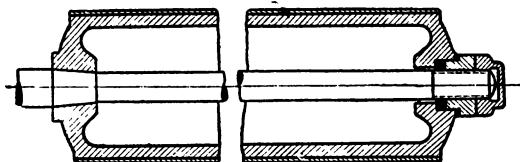
Фиг. 30. Воздушный клапан.



Фиг. 31 а. Дисковый поршень с кожаными манжетами.



Фиг. 31 б. Дисковый поршень с металлическими кольцами.



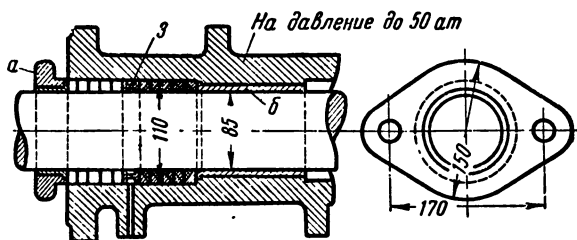
Фиг. 32. Конструкция плунжера.

Общим недостатком дисковых поршней является недоступность контроля при эксплуатации за состоянием их уплотнений без необходимости разборки насоса. Плунжеры (ныряла, скалки) при своем движении не касаются стенок цилиндра, работая в сальниковой набивке. При диаметрах более 100 мм они отливаются в виде полых стаканов из чугуна или стали с защитой рабочей поверхности от ржавления бронзовой облицовкой (фиг. 32). При больших диаметрах они делаются сварными из труб. Для насосов из кремнистого чугуна плунжеры шлифуются.

г) Сальники. Сальники служат как уплотняющие и направляющие устройства для поршневых штоков и плунжеров. На фиг. 29 насос имеет два сальника: внутренний *с* для уплотнения плунжера и наружный *н* для штока. Обычно сальник состоит из таких деталей (фиг. 33):

1) грунд-буksы *б* из бронзы для направления штока или плунжера;

2) сальниковой набивки в виде плетеных шнуров или отдельных колец из пеньки, бумажной пряжи, пропитанных са-лом (фиг. 33), асбестовых шнуров, кожаных манжет, метал-



Фиг. 33. Конструкция сальника.

лических колец; вид набивки зависит от рода жидкости, ее температуры и давления;

3) крышки сальника *a* для уплотнения набивки.

Для предупреждения проникновения в цилиндр воздуха в период всасывания насоса наружные сальники иногда имеют водяной затвор (фиг. 33), где в кольцо *3* подводится жидкость под давлением.

д) Воздушный колпак. Воздушный колпак как самостоятельную деталь отливают из чугуна или стали, либо изготавливают сварным из листовой стали в форме цилиндрического, шарообразного или грушевидного полого тела. Всасывающие воздушные колпаки нередко выполняются в виде рамы, служащей основанием для насоса, как это показано на фиг. 29. Там же показано размещение арматуры и приборов на колпаках. Всасывающий колпак имеет водомерное стекло *l* для контроля уровня жидкости, кран *k* для пополнения воздухом колпака, отверстия в нижней части трубы *t* для отвода в цилиндр излишка воздуха из колпака, вакуумметр для измерения разрежения. На напорном колпаке устанавливаются: предохранительный клапан *n*, манометр, водомерное стекло *l*. В целях увеличения общего объема отдельные колпаки насоса соединяются трубкой. В непосредственной близости от напорного колпака на напорном трубопроводе устанавливается обратный клапан для предохранения насоса от гидравлического удара при его внезапной остановке. За обратным клапаном ставится задвижка для разобщения насоса от трубопровода при его ремонте.

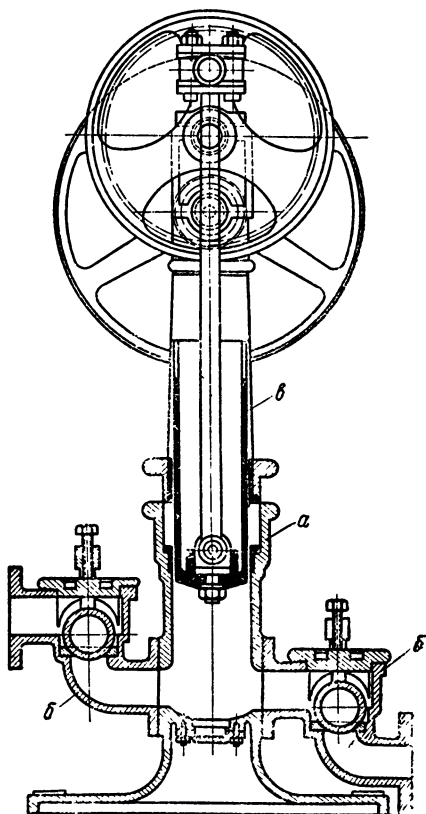
14. КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ И ИХ ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

Основные схемы насосов получают самое разнообразное конструктивное исполнение. Ниже приводится описание не-

которых наиболее характерных конструкций насосов, главным образом, отечественного производства¹.

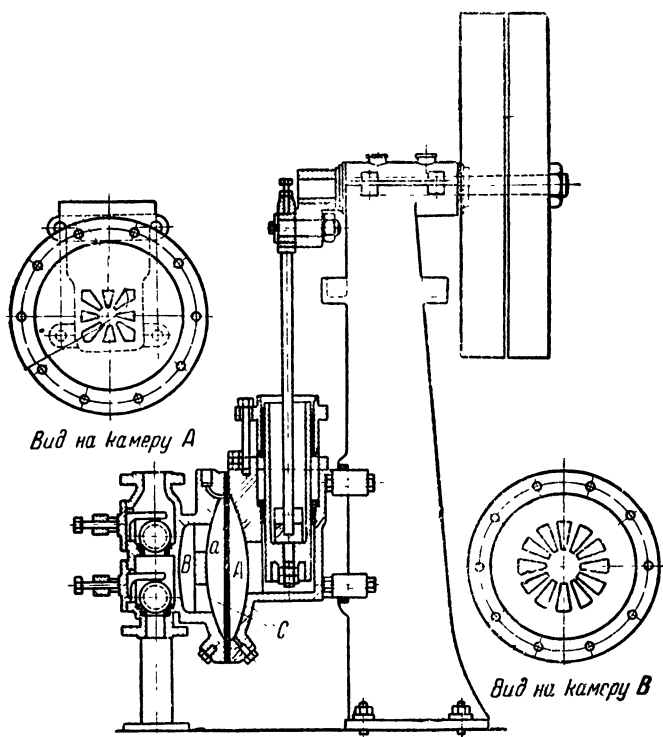
а) Приводные насосы. Насосы простого действия применяются для перекачки густых и вязких, загрязненных и химических жидкостей. Вертикальный плунжерный насос с шаровыми клапанами для вязких жидкостей конструкции завода «Процесс» приведен на фиг. 34. Опорой всей конструкции у них является станина в виде колонки, к которой крепится цилиндр *а*, а к последнему с двух сторон клапанные коробки *б*. Все эти детали, а также плунжер *в* — литые из чугуна. Для уплотнения плунжера служит наружный сальник с мягкой набивкой. Клапаны стальные, их седла и втулки цилиндра бронзовые. Насос имеет ременный привод, который состоит: из приводного вала, рабочего и холостого шкивов, зубчатой передачи к валу насоса. Подобные по конструкции насосы для кислот выполняются из твердой резины — эбонита (американской фирмы Индиэн Роббер), а также из керамики.

Представленный на фиг. 35 насос имеет диафрагму (эластичную перегородку) *а* из стали или резины, которая отделяет плунжер и цилиндр насоса от перекачиваемой жидкости. Пещность *А* заполнена чистой водой; при движении плунжера давление жидкости заставит диафрагму прогибаться, за счет чего и осуществляется



Фиг. 34. Односкальный приводной насос простого действия.

¹ Подробные технические данные о насосах, изготовляемых на заводах СССР, помещены в каталогах Химмаштреста и Глазгормаша «Поршневые насосы».

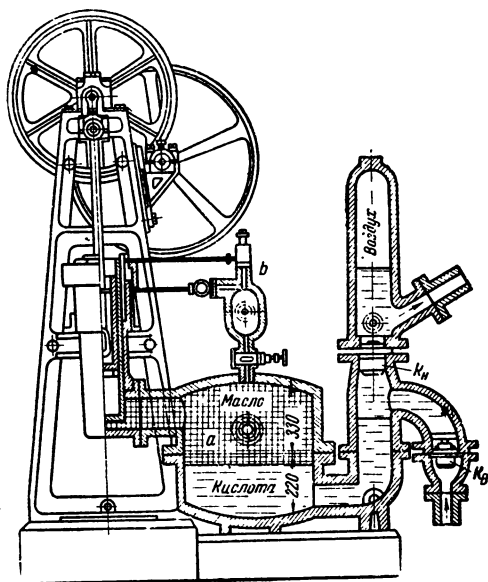


Фиг. 35. Диафрагмовый насос.

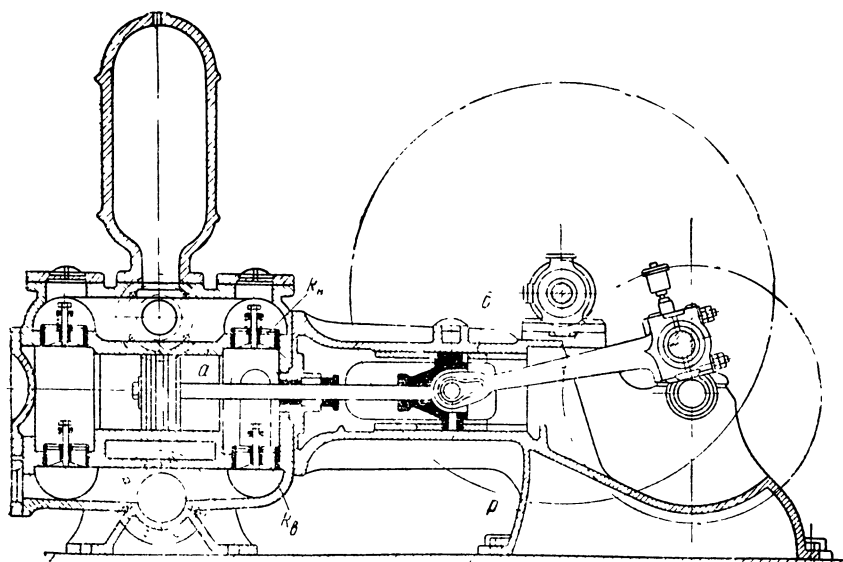
всасывание и нагнетание ее из камеры *B*. Стенки *C* ограничивают прогиб диафрагмы. Диафрагмовые насосы применяются для перекачки загрязненных, а также кислотных жидкостей. В последнем случае части насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, делают или целиком из кислотоупорных материалов или покрывают слоем свинца, резины и т. д.

В кислотных насосах Феррариса (фиг. 36) плунжер отделен от кислоты слоем нейтральной и более легкой жидкости—обычно маслом. Чтобы не происходило смешения или образования эмульсии, поверхность раздела кислоты и масла в камере должна перемещаться с небольшой скоростью, поэтому число ходов поршня обычно не превышает 13—15 в минуту. Для пополнения маслом камеры *a* служит заливочная воронка *b*.

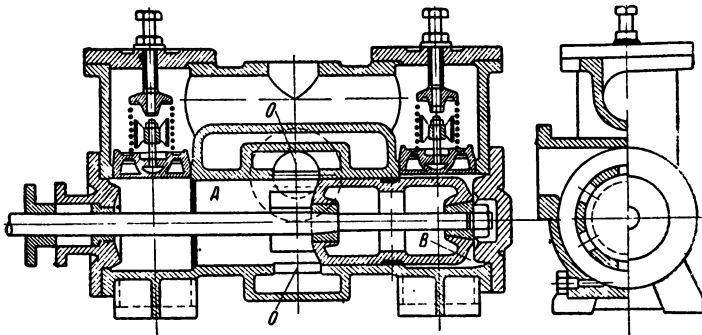
Насосы одноцилиндровые двойного действия (фиг. 37) завода Иваторф-маш, а также завода «Бор-рец», им. Фрунзе и др. применяются для водоснабжения и других промышленных целей. В корпусе насоса *a* помещены тарельчатые всасывающие K_B и нагнетательные K_H клапаны, один над другим. Осмотр и смена клапанов производятся через люк. Насосный цилиндр присоединяется к раме *p*, которая имеет точеные цилиндрические направления для крейцкопфа *б*. Корпус и рама литые из чугуна, поршень чугунный с брон-



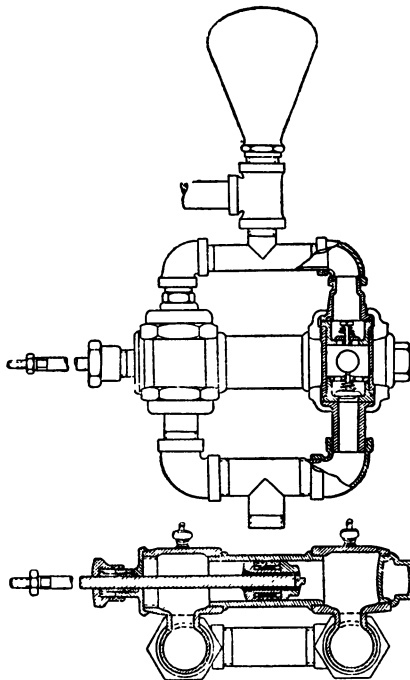
Фиг. 36. Кислотный насос Феррариса.



Фиг. 37. Конструкция приводного насоса двойного действия.



Фиг. 28. Цилиндр насоса без всасывающих клапанов.



Фиг. 39. Эбонитовый электроприводной насос двойного действия.

зовыми уплотняющими кольцами, клапаны и их седла бронзовые, вал, шатун и шток стальные.

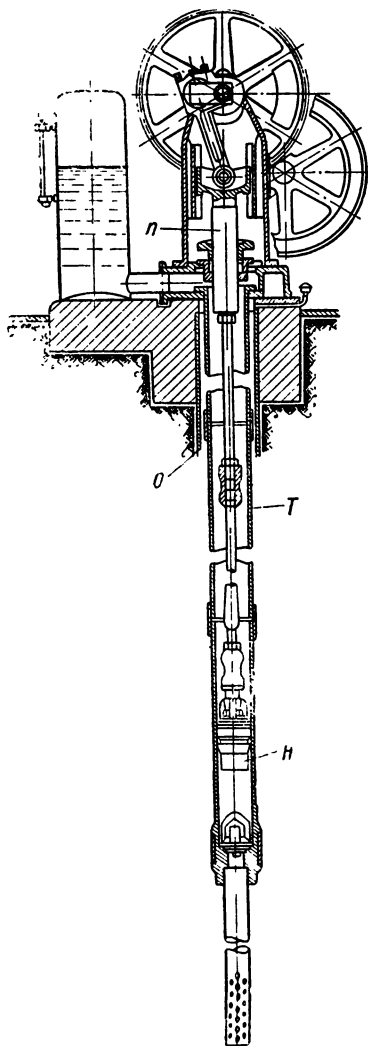
Привод насоса ременный; движение от шкива передается через зубчатую передачу к коленчатому валу. Крейцкопф имеет бронзовые вкладыши, и его направляющие смазываются посредством капельницы.

В условиях, когда жидкость должна поступать в насос из сильно разреженного пространства при незначительной высоте залива, завод им. Фрунзе строил насосы двойного действия без всасывающих клапанов. Цилиндр такого насоса (фиг. 28) имеет в средней части окна *O*, через которые жидкость поступает в камеру *A* в период, когда поршень при движении

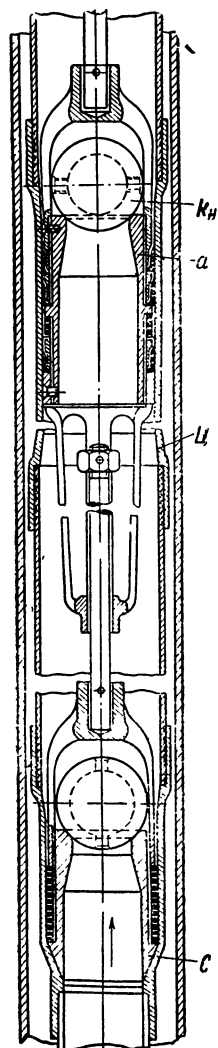
вправо будет их открывать, при обратном движении поршня жидкость через те же окна поступает в камеру *B*. Для кислот американская фирма Hard Rubber изготовляет небольшие насосы двойного действия, у которых за исклю-

чением штока и пружин клапана все остальные детали выполнены из эбонита (фиг. 39). Насос приводится в действие от электромотора через редуктор.

Штанговые насосы применяются для подъема жидкости из буровых и артезианских скважин малого диаметра (до 200 мм) глубиной до 100 м и более. Насос *H* (фиг. 40) опу-



Фиг. 40. Установка штангового насоса.



Фиг. 41. Конструкция штангового приводного насоса.

щен в скважину, диаметр которой определяется размерами обсадных труб *O*. Движение от двигателя посредством ремня передается приводному шкиву и затем через зубчатую передачу, коленчатый вал, крэйцкопф, штанги поршню насоса.

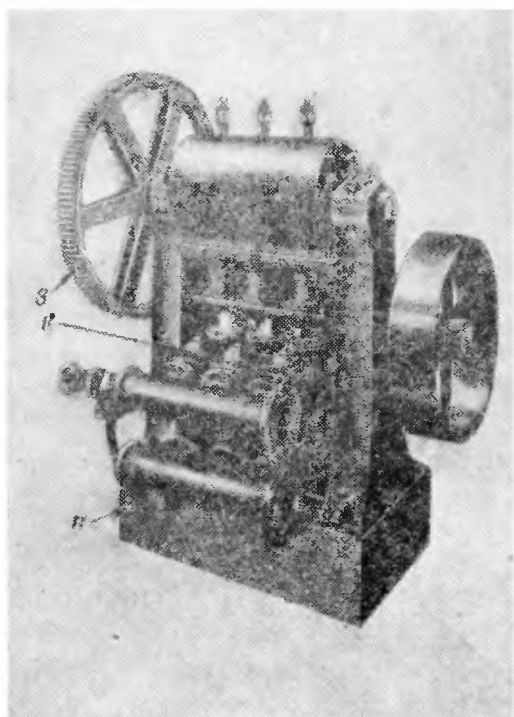
Последний движется в трубе *T*. Для выравнивания нагрузки двигателя при прямом и обратном ходе штока и поршня эти насосы в большинстве своем выполняются как дифференциальные, и помимо этого для уравнивания имеются балансирные, пневматические или гидравлические устройства. Дифференциальное действие получают путем установки сверху второго поршня *n*. Конструкция собственно насосной части в исполнении завода «Борец» приведена на фиг. 41. Нагнетательный клапан *к*, помещен в поршне *a*. Седло всасывающего клапана *с* удерживается от перемещения трением кожаных уплотняющих манжет. Клапан и седло могут быть подняты вверх, не вынимая цилиндра *Ц* из скважины. Поршень *a* имеет бронзовую втулку и уплотнение помощью кожаных манжет. При диаметре поршня $7\frac{1}{8}$ " и ходе 36" подача насоса 59 л/мин с давлением 4,5 ат.

Трехскальчатые насосы имеют особое применение в условиях, когда необходима более равномерная подача жидкости (перекачка по длинным нефтепроводам и др.). Для небольших давлений до 12 ат эти насосы строятся как вертикальные; при больших — как горизонтальные. На фиг. 42 приведен внешний вид вертикального триплекс-насоса.

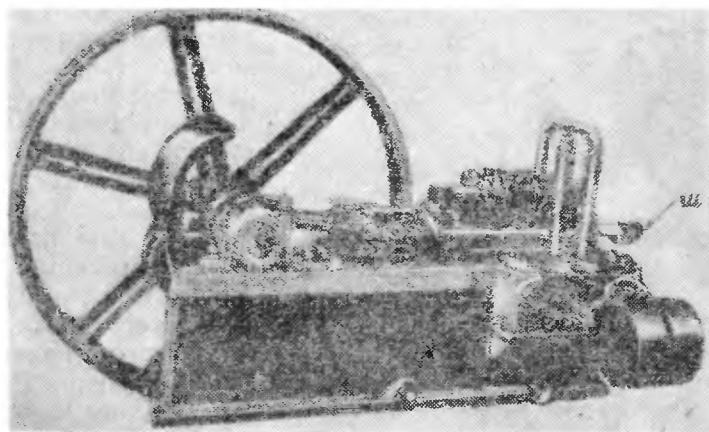
Три цилиндра отлиты вместе в одном корпусе *к*, который крепится к фундаментной плите *п*. На последней часто располагается также электромотор для привода насоса через зубчатую передачу *з*.

Приводные насосы четверного действия применяются как гидропрессовые, крекинг-насосы, нефтяные и судовые, а также для промышленных целей и водоснабжения при подаче больших количеств жидкости. В большинстве случаев их конструкция состоит из двух самостоятельных, но одинаковых насосов двойного действия, имеющих общий привод и опорную плиту. Завод им. Фрунзе подобную группировку насосов двойного действия с общим приводом осуществляет даже для четырех цилиндров.

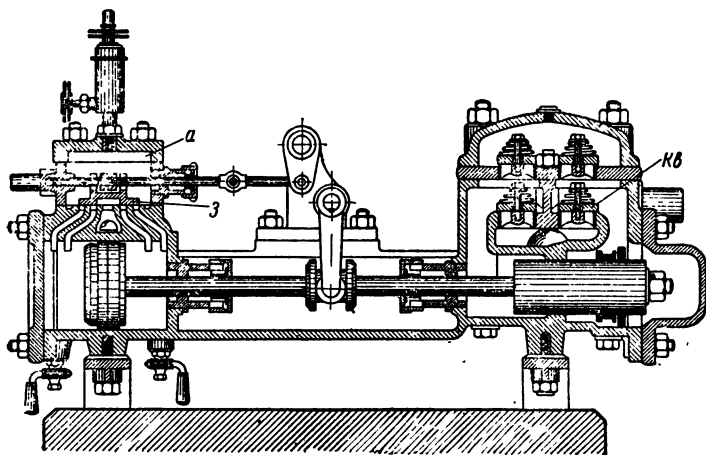
На фиг. 43 приведен внешний вид четырехскальчатого насоса завода «Красный гидропресс». Два плунжера в каждом цилиндре связаны между собой при помощи внешних штанг *ш*. Цилиндры насосов кованые. Насосы строятся на разные давления в пределах от 50 до 750 ат. Подобные же по типу насосы четырех- и шестискальчатые для крекинг-установок выполняет фирма Вортингтон. Для подачи глинистых растворов



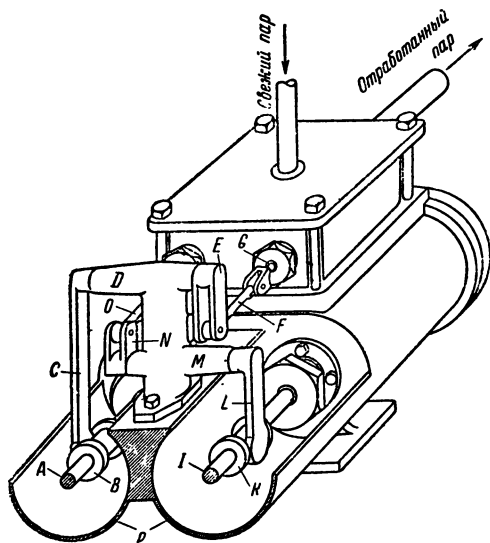
Фиг. 42. Трехскальчатый приводной насос.



Фиг. 43. Четырехскальчатый приводной насос.



Фиг. 44. Паровой прямодействующий насос Ворthingтон.

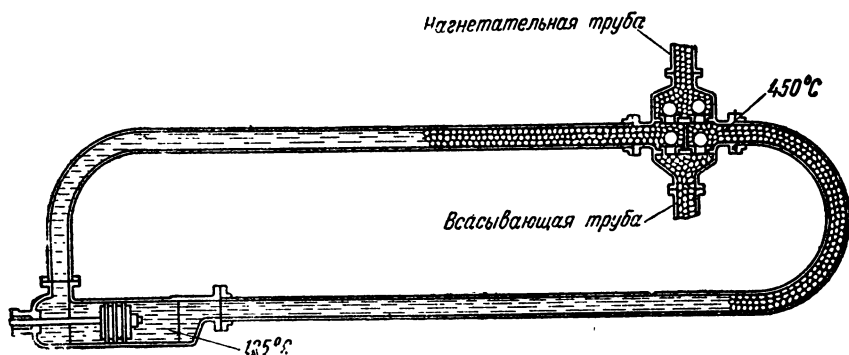


Фиг. 45. Схема механизма управления золотником.

в нефтяной промышленности применяются насосы четверного действия (грязевые насосы) завода «Красный молот».

б) Прямодействующие насосы в настоящее время строятся преимущественно как паровые горизонтальные дуплекс-насосы четверного действия с парораспределением системы Ворthingтон. Конструкция подобного насоса меньших размеров приведена на фиг. 44. Два паровых и два водяных цилиндра, связанные между

собой промежуточной частью, называемой средником, выполнены в одной общей отливке. Поршень парового цилиндра и его кольца чугунные. Плунжер насосного цилиндра из чугуна или бронзы работает во внутреннем сальнике с мягкой набивкой. Тарельчатые клапаны, четыре всасывающих k_a и столько же нагнетательных, подобны приведенным на



Фиг. 46. Схема горячего насоса Дау.

фиг. 23. Золотник з парового цилиндра плоский, коробчатого типа, по одному на каждый цилиндр, находится в общей золотниковой коробке *а*. Механизм управления движением золотников приведен на фиг. 45. На поршневом штоке *А* посажен кулачок *В*, который связан с рычагом *С*. Последний при своем качании будет двигать ось *Д* кривошип *Е*, тягу *Ф* и шток *Г* золотника. Золотник распределяет пар для поршня на поршневом штоке *И*.

Таким же образом поршневой шток *И* приводит в движение золотник другого цилиндра с помощью системы рычагов (*К, Л, М, N, О*). Впуск пара в цилиндр из золотниковой коробки производится по крайним каналам, выпуск по внутренним. В конце хода поршня вследствие перекрытия золотником выпускного канала в камере цилиндра, из которой происходил выпуск отработанного пара, образуется паровой буфер. Поршень останавливается и начинает обратное движение после некоторой паузы, величина которой регулируется положением золотниковой гайки (фиг. 44). Смазка паровой части (цилиндров и золотников) производится специальными масленками. Этот тип прямодействующих насосов пользуется весьма большим распространением в качестве питательных насосов к котлам, насосов для нефти и обслуживания спринклерных установок, а также для водоснабжения (насосы заводов «Пролетарий», «Красный молот», им. Фрунзе и др.). Для перекачивания нефтепродуктов и других жидкостей с температурой 400°C и выше применяются прямодействующие «горячие насосы». Схема жидкостной (собственно насосной) части такого насоса, построенного в США заводом Дау, приведена на фиг. 46. Клапанная коробка — выносная, располагается выше насосного цилиндра и связана с ним трубами, каждая длиной от 2,5 до 3 м. Во время работы горячий про-

дукт заполняет клапанную коробку и небольшой участок трубопроводов. Остальная часть трубопровода и цилиндр заполнены холодным продуктом. Поскольку жидкости сами по себе очень плохие проводники тепла, столб жидкости между коробкой и цилиндром является хорошим тепловым изолятором.

Ряд конструкций паровых прямодействующих насосов¹, отличных от вышеописанных: 1) применением других систем парораспределения (системы Блек, Камерон, Вир и др.); 2) наличием особых компенсационных устройств или маховиков (паровые маховичные насосы); 3) наличием паровой машины с двойным и тройным расширением, в настоящее время почти утратили свое прежнее значение и могут встретиться только в старых установках, а в новых лишь в исключительных случаях.

15. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ ВЫБОРЕ ТИПА ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Для того чтобы выбрать наиболее подходящий тип насоса на заданные условия работы, нужно установить:

- 1) будет ли насос приводным или прямодействующим (паровым);
- 2) род действия насоса;
- 3) специфичность условий его работы.

Если сравнивать к. п. д. установки $\eta_{в.т.}$, то насосы приводные будут более экономичны, чем паровые прямодействующие. Неэкономичность работы установки с прямодействующими насосами обусловлена большим расходом пара от 30 до 70 кг/л. с. ч, в зависимости от размеров насосов². При этом чем меньше насос, тем больше расходует он пара на единицу мощности в поднятой жидкости.

Вместе с тем паровые насосы обладают рядом ценных в эксплуатации достоинств, главнейшими из которых являются:

- 1) простота конструкции и ухода за насосом;
- 2) надежная и спокойная работа;
- 3) постоянная готовность к пуску в ход (если есть пар);
- 4) простая регулировка подачи изменением впуска пара, вне зависимости от развиваемого напора;
- 5) отсутствие пожарной опасности при перекачке воспламеняющихся жидкостей.

Эти насосы устанавливаются в тех случаях, когда имеется дешевый пар или когда их неэкономичность имеет второсте-

¹ См. проф. Берг, Поршневые насосы, ч. II, ГОНТИ, 1933 г.; проф. Бурдаков, Поршневые насосы, Госмашиздат, 1933 г.

² Лаговский, Насосы и насосные станции, стр. 44—45, а также Елин В. И., Паровые прямодействующие насосы.

пенное значение перед их эксплуатационными преимуществами. При использовании отработанного в насосе пара, например, для целей обогрева, экономичность их может быть значительно повышена.

Род действия насоса в известной мере определяется величиной его производительности. На основании практических данных при нормальном числе оборотов (ходов) можно считать следующие пределы производительностей для насосов:

простого действия	—от 10 до 120 л/мин
двойного	„	— „ 100 „ 1200 „
тройного	„	— „ 500 „ 3000 „
четверного	„	приводных от 1500 до 6000 л/мин и выше паровых от 100 до 4000 л/мин и выше

Выбор той или иной конструкции насоса зависит, главным образом, от свойств, характера и температуры жидкости (холодная или горячая, чистая или загрязненная, вязкая и т. д.), потребных давлений, располагаемого места для установки насоса.

Область преимущественного применения поршневых насосов определяется их основными свойствами:

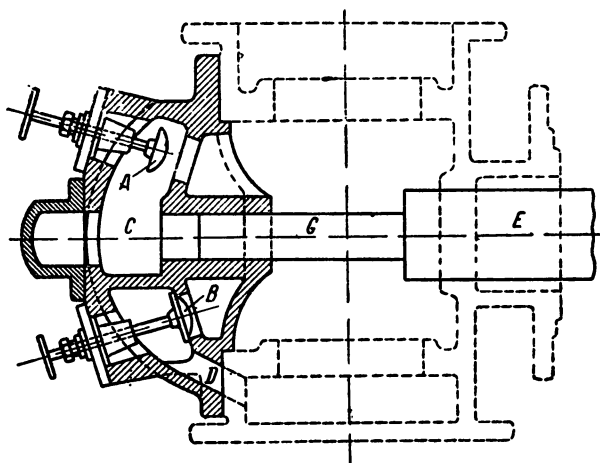
1) подачей сравнительно небольших количеств жидкости при больших давлениях (прессовые насосы, питательные и ряд других);

2) независимостью их подачи от развиваемого при работе давления, вследствие чего они особо пригодны для перемещения жидкостей, вязкость которых меняется в широких пределах при изменении температуры (нефтепродукты).

16. ИЗМЕНЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ НАСОСА (РЕГУЛИРОВАНИЕ)

Производительность насоса зависит от рабочей площади его поршней, длины хода и числа оборотов. Если имеется возможность менять одну из этих трех величин, тем самым можно менять и производительность насоса.

На фиг. 47 показан в разрезе один из цилиндров трехскальчатого насоса. Каждый из них имеет особые устройства для изменения рабочей площади поршня. Плунжер G с площадью f , соединенный с плунжером E с площадью F , работает в дополнительной камере C , которая сообщается с рабочей камерой насоса через клапан A . Клапан B служит для сообщения камеры C с каналом D , выходящим в пространство под всасывающим клапаном насоса. Когда клапан A открыт, а B закрыт, жидкость поступает как в рабочую камеру насоса, так и в дополнительную в количестве, пропор-



Фиг. 47. Устройство для изменения рабочей площади поршня.

диональной площади F . Если клапан A закрыт, а B открыт, то рабочая площадь поршня уменьшится на площадь f . Когда открыты оба клапана A и B , насосный цилиндр соединен с пространством под всасывающим клапаном, — подачи не будет. Комбинируя включения клапанов A и B в трех цилиндрах, можно получить ряд подач насоса (ступенчатое регулирование) при постоянном числе оборотов и ходе насоса.

Изменение длины хода в специальных конструкциях приводных насосов может производиться перестановкой пальца кривошипа; в прямодействующих — при помощи особых буферных вентилей. Наиболее простым и доступным способом изменения производительности является изменение числа оборотов или числа ходов насоса. В приводных насосах это осуществляется регулированием оборотов двигателя, изменением передаточных отношений в приводе, установкой контрприводов со ступенчатыми шкивами. Изменение числа ходов у паровых насосов производится изменением впуска пара путем соответствующего открытия паровпускного вентиля.

При практической необходимости изменения производительности насоса в сторону увеличения против заданной величины степень повышения числа оборотов насоса нужно всякий раз выбирать, сообразуясь с работой его клапанов и высотой всасывания.

Напор насоса в каждом случае определяется существующими сопротивлениями на пути движения жидкости в насосе и трубопроводах и принудительно не регулируется. Для огра-

ничения создаваемого давления (напора) против заданной величины насос снабжается предохранительным клапаном. Маховики в насосах применяются для аккумуляирования энергии двигателя ввиду неравномерного потребления последней со стороны насоса¹.

17. ПРАВИЛА ПУСКА, ОСТАНОВКИ И УХОДА ЗА НАСОСОМ

а) Пуск насоса. 1. Перед пуском в ход насос должен быть тщательно осмотрен. Смазочные приборы должны быть очищены и наполнены маслом.

2. Для насосов, работающих с значительной высотой всасывания (более 4 м), рабочие камеры цилиндра и всасывающий трубопровод при наличии приемного клапана должны быть заполнены перекачиваемой жидкостью. При отсутствии приемного клапана необходима установка вакуумнасосов.

3. Задвижки на напорной и всасывающей линии должны быть полностью открыты; непосредственно перед моментом пуска открываются краны смазочных приборов.

4. Пускается в ход двигатель насоса при минимальном (если возможно) числе оборотов, затем постепенно число оборотов доводится до нормального. Если указанный способ пуска невозможен, то на период пуска цилиндр насоса посредством крана соединяется с атмосферой, либо через обводные трубки (байпас) жидкость перепускается из напорной линии обратно во всасывающий трубопровод.

5. Перед пуском паровых насосов, кроме указанного в пп. 1, 2, 3, должны быть открыты паровпускной вентиль и продувочные краны паровых цилиндров.

6. Пуск в ход паровых насосов осуществляется постепенным открытием паровпускного вентиля; продувочные краны закрываются лишь по прекращении выбрасывания через них вместе с паром воды.

7. Пуск в ход поршневых насосов при закрытой напорной задвижке недопустим, так как может вызвать поломку насоса.

8. Пуск в ход насосов, имеющих сложные устройства для регулирования подачи, производится по специальной инструкции, составленной заводом.

б) Остановка насоса. 1. Выключается двигатель приводного насоса, а у паровых насосов закрывается паровпускной вентиль.

¹ Проф. Берг, Поршневые, крыльчатые и ротационные насосы, ч. II, стр. 128—145. Расчет маховика см. проф. Бурдаков, Поршневые насосы, Госиздат, 1933 г., стр. 69—71.

2. Закрываются краны смазочных приборов и задвижки на трубопроводах; у паровых насосов помимо этого закрывается паровыпускной вентиль и открываются продувочные краны.

3. Выпускается жидкость из рабочих камер насоса и трубопроводов при продолжительной его остановке и возможности ее замерзания.

в) Уход за насосом. 1. Работа насоса контролируется как приборами, постоянно установленными на насосе (мансметр, вакуумметр, водомер), так и приключаемыми к нему периодически—индикатор.

2. Необходимо следить за исправной работой смазочных приборов и пополнять расход смазки.

3. Следует поддерживать нормальный запас сжатого воздуха в воздушных колпаках.

4. Для сохранения нормального режима работы насоса следует регулировать число оборотов двигателя или число ходов парового насоса.

5. При внезапном самопроизвольном изменении насосом режима работы или появлении ненормального стука в насосе, или при значительном нагревании движущихся частей насос следует немедленно остановить для выяснения и устранения причины неисправности.

6. После 500—1 000 час. работы следует произвести текущий осмотр и при необходимости ремонт и смену клапанов, деталей парораспределения, сальниковой набивки, поршневых колец.

7. Через 4 000—5 000 час. работы рекомендуется произвести полную разборку насоса для осмотра всех его деталей.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Почему происходит всасывание жидкости насосом?
2. Как классифицируются поршневые насосы?
3. Как определяется производительность насосов?
4. Чем определяется коэффициент неравномерности подачи насосов?
5. Каково назначение воздушных колпаков?
6. Чем определяются предельные условия работы насоса?
7. Что можно определить по индикаторной диаграмме?
8. Как происходит движение клапана?
9. Какие существуют конструкции клапанов?
10. Принадлежности насосов и их назначение?
11. Какие специальные конструкции насосов употребляются для кислот, вязких, горячих жидкостей?
12. Какие существуют способы регулирования подачи насоса.
13. Как нужно пускать в ход поршневой насос?

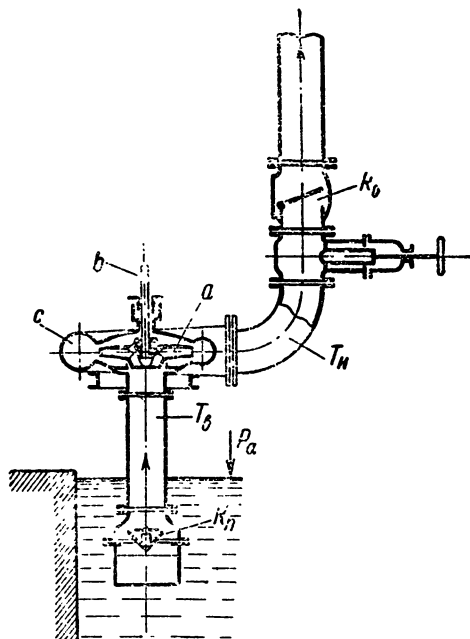
ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

18. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Схематически устройство центробежного насоса показано на фиг. 48. Рабочее колесо *a* (см. также фиг. 53), снабженное лопатками и насаженное на вал, вращается с большой угловой скоростью в спиральном кожухе *c*. К двум патрубкам кожуха присоединяются всасывающий $T_в$ и напорный $T_н$ трубопроводы. Механическая энергия подводится в виде вращающего момента и передается жидкости через лопатки вращающегося рабочего колеса. Действие лопаток на жидкость, заполняющую рабочее колесо, вызывает повышение гидродинамического давления и заставляет жидкость перемещаться в направлении от центра рабочего колеса к периферии, выбрасывая ее в спиральный кожух. В дальнейшем движении жидкость поступает в напорный трубопровод. Благодаря описанному движению перед входом в рабочее колесо создается пониженное давление (вакуум если $p_a = p_{атм}$), и уходящая отсюда жидкость будет непрерывно заменяться вновь поступающей из приемного резервуара через всасывающий трубопровод под действием атмосферного давления. Таким образом создается непрерывный ток жидкости.

Центробежные насосы по принципу своего действия не требуют установки клапанов в рабочих органах самого насоса. До пуска в ход насос и всасывающая труба должны быть залиты жидкостью, так как колесо насоса, вращаясь в воздушной среде (при незалитом состоянии), создает столь незначительное разрежение, что оно оказывается недостаточным для подъема жидкости с нижнего уровня к насосу.



Фиг. 48. Схема центробежного насоса

Для возможности заливки насоса, если жидкость не протекает к нему под напором (самотеком), и предотвращения опоражнивания всасывающего трубопровода при остановках насоса служит приемный клапан K_n , устанавливаемый на на конце всасывающей трубы.

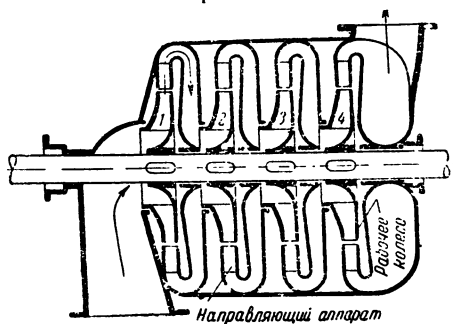
Для предотвращения обратного слива жидкости из напорного трубопровода нередко устанавливается обратный клапан K_o , который служит также и для защиты насоса от гидравлического удара при внезапной его остановке.

19. КЛАССИФИКАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

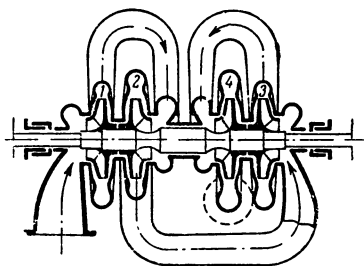
В зависимости от способа подвода жидкости к рабочим колесам различают однопоточные и многопоточные схемы насосов. Самая простая схема однопоточного насоса приведена на фиг. 48. Насос этот одноколесный с односторонним подводом жидкости к колесу.

Для создания высоких давлений . появляется необходимость в последовательном включении нескольких рабочих колес (фиг. 49), насаженных на общий вал. В этом случае один и тот же поток жидкости проходит через ряд ступеней повышения давления, причем общий создаваемый напор будет равен сумме напоров, развиваемых каждым колесом. Обычно колеса выполняются одинаковыми, поэтому принято считать, что общий напор $H = i \cdot H_k$, где H_k — напор одного колеса, i — число рабочих колес.

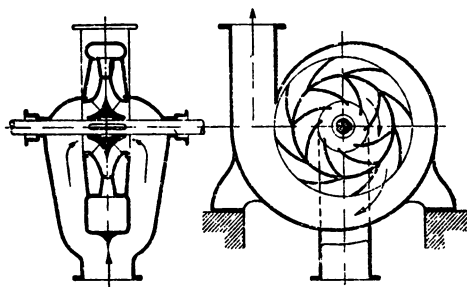
Две распространенные схемы таких многоступенчатых насосов с различным расположением колес приводятся на фиг. 49 и 50. В первой все колеса повернуты в одну сторону, во второй их направление попарно обратное. Переход жидкости от каждого колеса к последующему происходит по особым переточным каналам.



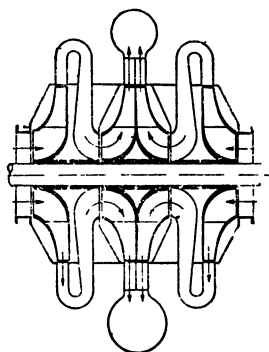
Фиг. 49. Схема многоступенчатого насоса турбинного типа.



Фиг. 50. Схема многоступенчатого насоса спирального типа.



Фиг. 51. Схема насоса с двухсторонним подводом жидкости.



Фиг. 52. Схема смешанного соединения колес.

Иногда бывает необходимо расчленить общую подачу насоса на несколько колес (многопоточные схемы), для чего их в работу включают параллельно. В этом случае напор, создаваемый насосом, определяется напором одного колеса. Общий же расход $Q = i \cdot Q_k$, где Q_k — расход одного колеса.

На фиг 51 насос имеет одно колесо, к которому жидкость подводится с двух сторон, что по существу является параллельным соединением двух односторонних колес, причем каждое из них дает половину общего расхода, напор же остается равным напору, развиваемому одним колесом.

Более сложная схема с двумя параллельно включенными группами последовательно работающих колес (смешанное соединение) приведена на фиг. 52.

Центробежные насосы по способу отвода жидкости, поступающей из рабочего колеса, бывают спирального (вольютного) и турбинного типа. В насосах спирального типа (фиг. 48) жидкость из колеса непосредственно поступает в спиральный канал кожуха и затем либо отводится в напорный трубопровод, либо по переточным каналам (фиг. 50) поступает к следующему колесу. В турбинных насосах (фиг. 49 и 51) жидкость, прежде чем попасть в спираль или канал, ведущий к следующему колесу, сначала проходит через особые направляющие жидкость устройства. По схеме фиг. 49 выполняются многоступенчатые насосы европейского типа, а по фиг. 50 насосы американского типа.

По конструкции корпуса различают насосы однокорпусного и секционного типа. В первых корпус насоса имеет только один разъем в горизонтальной плоскости, проходящей че-

рез ось вала насоса; у насосов секционного типа корпус состоит из отдельных секций, причем секция с колесом образует одну ступень насоса. Секции корпуса соприкасаются между собой по плоскостям, перпендикулярным к оси насоса, и все вместе стягиваются болтами.

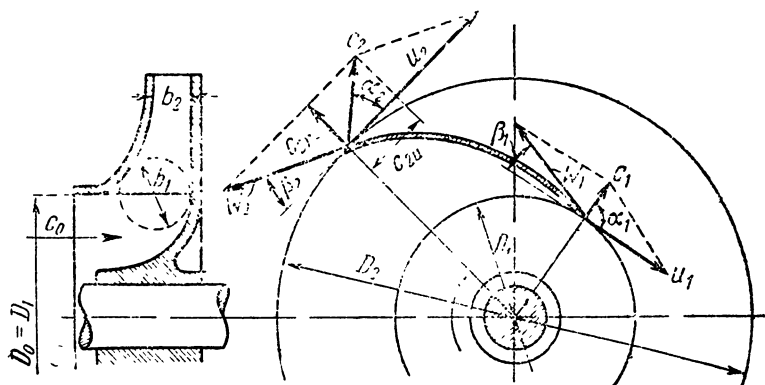
Классификация рабочих колес, а также типов одноступенчатых насосов производится также по степени их быстроходности (см. § 26 этой главы). По этому признаку колеса могут быть низкой, средней и высокой быстроходности.

По способу привода насосы разделяются на приводные и непосредственного соединения обычно с электромотором или паровой турбиной помощью упругой муфты.

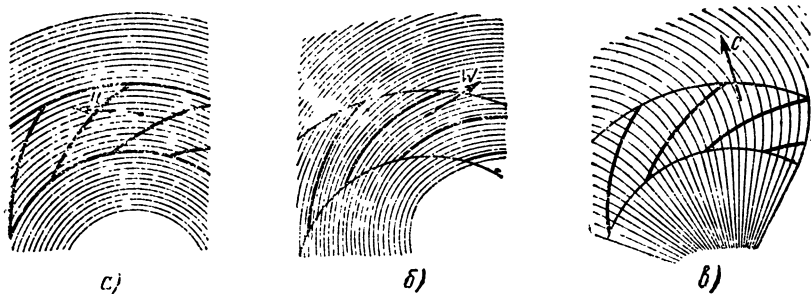
Насосы бывают горизонтального и вертикального исполнения. Наконец, их также классифицируют по роду применения: шахтные, канализационные, питательные; по роду перекачиваемой жидкости— насосы кислотные, шламовые, землесосы и т. д.

20. ИДЕАЛЬНОЕ ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Во всех центробежных насосах жидкость подводится к рабочим колесам в направлении оси вала. Направление движения жидкости в самом колесе зависит от очертания его внутренних стенок. При входе в колесо ее абсолютная скорость c_0 направлена параллельно оси вала насоса (фиг 53); затем поток после некоторого отклонения в радиальном направлении подходит к входным кромкам лопаток с абсолютной скоростью $c_1 > c_0$. С этой скоростью жидкость поступает в рабочие каналы колеса, где происходит непрерывное



Фиг. 53. Рабочее колесо насоса.



Фиг. 54. Переносное, относительное и абсолютное движение жидкости в рабочем колесе.

повышение скорости до величины c_2 на внешней окружности колеса. Проходя через каналы рабочего колеса, частицы жидкости совершают сложное движение, так как наряду с перемещением вдоль лопаток они одновременно вращаются вместе с лопатками (вместе с колесом).

Скорости абсолютного (результатирующего) движения могут быть найдены по общим правилам механики, т. е. путем геометрического сложения скоростей переносного u и относительного w движения. В данном случае переносным движением является вращение жидкости вместе с колесом (фиг. 54,а), относительным—ее перемещение по каналу между лопатками (фиг. 54,б). В результате сложения таких двух движений мы можем получить картину абсолютного движения жидкости со скоростями c , приведенную на фиг. 54,в, на которой все частицы будут описывать одни и те же траектории. Подобное движение не является реальным и может быть мыслимо только при движении идеальной жидкости через колесо с бесконечно большим числом тонких лопаток. В одномерной теории центробежных насосов такое представление об идеальном течении через рабочее колесо используется для получения основных теоретических уравнений.

На фиг. 53 графически показано правило сложения скоростей относительного и переносного движений при входе и выходе жидкости с лопаток колеса, причем три скорости c , w , u в векторном изображении составляют общий треугольник скоростей. Для того чтобы жидкость вступала на лопатки без удара, необходимо, чтобы при ее вступлении не происходило отрыва потока от лопастей. Обычно это имеет место, если относительная скорость входа w_1 будет направлена почти по касательной к поверхности первого элемента

лопатки, т. е. угол лопатки на входе β_1 близок углу между ω_1 и u_1 в скоростном треугольнике входа. В дальнейшем мы примем, что он ему и равен. На внешней окружности колеса таким же образом определяется выходной угол лопатки β_2 . В этих же треугольниках углы между скоростями c_1 , u_1 , c_2 , u_2 определяют направление потока жидкости α_1 на входе и α_2 на выходе. При условии, что абсолютные траектории движения для всех частиц будут одинаковы, треугольники входа и выхода по всей внутренней и внешней окружности колеса также будут равны. Абсолютная скорость выхода c_2 имеет две проекции: на направление радиуса колеса $c_{2r} = c_2 \cdot \sin \alpha_2$ — так называемая радиальная составляющая абсолютной скорости и $c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2$ — ее окружная составляющая. Эти проекции скорости связаны между собой и углами α_2 , β_2 такими равенствами:

$$c_{2u} = \operatorname{ctg} \alpha_2 \cdot c_{2r} = u_2 - c_{2r} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (45)$$

21. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Предполагая идеальное течение жидкости через рабочее колесо насоса, мы можем считать, что энергия, которую получает каждая частица жидкости, в нем будет одинакова. Если работу, переданную колесом жидкости и равную $\gamma \cdot Q_T \cdot H_T$ определить для одного ее килограмма, то она будет равна теоретической высоте напора, создаваемого колесом. Этот напор обозначим $H'_{T\infty}$, отмечая значком ∞ , что он относится к колесу с бесконечно большим числом лопаток. Напор $H'_{T\infty}$ очевидно, равен разности удельной энергии жидкости при выходе и входе на лопатки колеса. Так как при выходе давления p_2 и скорость c_2 , а при входе p_1 , c_1 , то

$$H'_{T\infty} = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right)$$

или

$$H'_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = H_n + H_d. \quad (46)$$

Влияние на напор энергии положения, определяемой вертикальной координатой z , не сказывается, ввиду того, что центр тяжести массы жидкости, растекающейся симметрично относительно оси, остается неподвижным.

Таким образом, энергия, передаваемая жидкости рабочим колесом, определяется как приращение потенциальной энергии H_p и кинетической энергии H_o .

Для колеса, вращающегося с заданной угловой скоростью, разность давлений $p_2 - p_1$ определяет вполне и относительное движение жидкости по лопаткам рабочего колеса. Это следует из того, что эту разность давлений можно выразить через относительную и переносную скорости. Для этой цели воспользуемся уравнением Бернулли, но уже для относительного движения.

Для относительного движения уравнение Бернулли тоже может быть выведено, но необходимо вычислить кроме работы сил давления и веса еще и работу центробежной силы инерции переносного движения и работу кориолисовой силы инерции. Кориолисова сила инерции работу не производит, так как она перпендикулярна к траектории относительного движения, а работа сил инерции переносного движения (центробежная сила инерции) может быть определена по формуле:

$$\int_{r_1}^{r_2} mr \Omega^2 dr = m\Omega^2 \left| \frac{r^2}{2} \right|_{r_1}^{r_2} = m\Omega^2 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2},$$

где m — масса рассматриваемой частицы, а

$mr\Omega^2$ — центробежная сила инерции переносного движения.

Если отнести величину этой работы к единице веса, т. е. разделить на mg , то получим:

$$\frac{r_2^2 \Omega^2}{2g} - \frac{r_1^2 \Omega^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}.$$

Таким образом, уравнение Бернулли для относительного движения частицы идеальной жидкости может быть представлено в виде:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Учитывая, что для центробежного насоса согласно указанным выше причинам ($z_1 - z_2$) может быть принята равной нулю,

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (47)$$

После подстановки полученного выражения в уравнение (46) найдем:

$$H_{T_{\infty}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ м.} \quad (48)$$

Правая часть последнего равенства может быть представлена в ином виде. Из скоростных треугольников для входа и выхода (фиг. 53) следует:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1;$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2.$$

Подставляя значения w_1^2 и w_2^2 в уравнение (48), произведя ряд сокращений и приведение подобных членов, получим выражение для теоретического напора колеса с бесконечно большим числом лопаток в том виде, как оно было дано Эйлером:

$$H_{T_{\infty}} = \frac{1}{g} (u_2c_2 \cos \alpha_2 - u_1c_1 \cos \alpha_1). \quad (49)$$

Исследование уравнения (49) позволяет сделать ряд практических выводов.

1. Наибольший напор $H_{T_{\infty}}$ при заданных величинах c_2 , u_2 , α_2 для выхода и c_1 , u_1 , α_1 для входа будет в том случае, когда в выражении, стоящем в скобках, второй член будет равен нулю. Это требование можно выполнить, если жидкость подводит к лопаткам колеса при входе таким образом, чтобы угол α_1 был равен 90° и, следовательно, $\cos \alpha_1 = 0$. Напор $H_{T_{\infty}}$ в этом случае, принимая во внимание также, что $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u}$, будет равен

$$H_{T_{\infty}} = \frac{u_2c_{2u}}{g} \text{ м.} \quad (50)$$

Обычно колеса выполняются таким образом, что практически можно считать, что жидкость подходит к колесу со скоростью, расположенной в меридиональной плоскости, т. е. $\alpha_1 \approx 90^\circ$. Для колеса, показанного на фиг. 53, это направление совпадает с радиальным.

2. В выражение для напора $H_{T_{\infty}}$ не входит удельный вес жидкости. Из этого непосредственно вытекает, что напор, развиваемый насосом, будучи выражен в м ст. перекачиваемой жидкости, не зависит от рода последней и будет один и тот же для воды, масла и т. п.

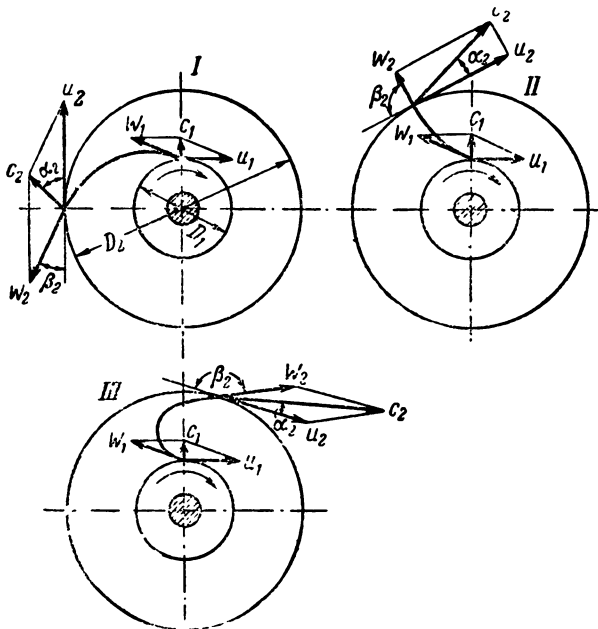
В тех случаях, когда газ ведет себя почти как капельная жидкость, а это имеет место, если скорость движения газа значительно меньше скорости звука в газе, полученное уравнение справедливо также и для газов.

При движении газов со скоростями, близкими к звуковым, начинает сказываться влияние сжимаемости газов и уравнения (48) и (49) для газов делаются уже несправедливыми.

3. Напор $H_{T\infty}$ зависит от формы лопаток колеса или от угла их наклона на выходе β_2 . Три колеса, схематично представленные на фиг. 55, имеют различные изгибы лопаток на выходе. В колесе I они загнуты назад, $\beta_2 < 90^\circ$, в II — направлены по радиусу, $\beta_2 = 90^\circ$, в III — загнуты вперед, $\beta_2 > 90^\circ$.

Представим, что у этих трех колес будут одинаковыми диаметры D_1 и D_2 , условия входа, т. е. скорость c_1 , угол β_1 , направление вращения и число оборотов.

При заданном расходе от значения угла β_2 будет зависеть соотношение между потенциальным и кинетическим напором.



Фиг. 55. Изгиб лопаток рабочего колеса в зависимости от угла β_2 .

Мы имеем:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g},$$

но по уравнению (45) следует, что

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Таким образом,

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2^2 - u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (51)$$

Условимся, что радиальная составляющая скорости выхода c_{2r} равна по величине скорости входа c_1 , т. е.

$$c_{2r} = c_2 \sin \alpha_2 = c_1.$$

Практически это имеет место в большинстве случаев.

Поэтому

$$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_{2r}^2}{2g} = \frac{(u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g};$$

$$H_n = H_{T\infty} - H_d = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g} - \frac{(c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}$$

$$H_n = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{(c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (52)$$

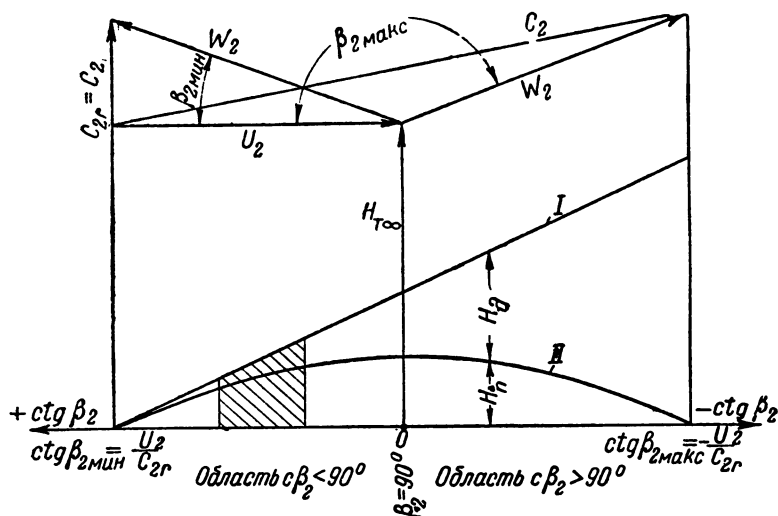
Построим график (фиг. 56) значений $H_{T\infty}$, H_n и H_d в зависимости от угла β_2 , отложив по оси ординат значения напоров, а по оси абсцисс значения $\operatorname{ctg} \beta_2$.

Очевидно, что $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ соответствует $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0 - \beta_2 < 90^\circ$ и $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0 - \beta_2 > 90^\circ$.

Зависимость полного напора $H_{T\infty}$ от $\operatorname{ctg} \beta_2$ изображается прямой линией I, пересекающей ось абсцисс согласно уравнению (51) при $\operatorname{ctg} \beta_{2\min} = \frac{u_2}{c_{2r}}$.

Ось ординат эта прямая пересечет в точке $H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}$, где $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ ($\beta_2 = 90^\circ$).

Из уравнения (52) следует, что зависимость H_n от $\operatorname{ctg} \beta_2$ изобразится на графике параболой II, при этом $H_n = 0$ для значений $\operatorname{ctg} \beta_2 = \pm \frac{u_2}{c_{2r}}$, что соответствует при знаке плюс углу $\beta_{2\min}$, а при знаке минус углу $\beta_{2\max}$. Эти два угла связаны между собой равенством $\beta_{2\max} = (180^\circ - \beta_{2\min})$. Орди-



Фиг. 56. Изменение статического, динамического и полного напора в зависимости от угла β_2 .

нате вершины параболы отвечает напор $H_{n \text{ макс}} = \frac{u_2^3}{2g} = \frac{H_{T\infty}}{2}$ при значении $\text{ctg } \beta_2 = 0$.

Максимальное значение напора $H_{T\infty}$ будет при угле $\beta_{2 \text{ макс}}$, причем его величина $H_{T\infty \text{ макс}} = \frac{2u_2^3}{g}$. Вертикальные отрезки между прямой I и параболой II определяют величину H_d . Сверху фиг. 56 изображены треугольники скоростей на выходе, соответствующие $\beta_{2 \text{ мин}}$ и $\beta_{2 \text{ макс}}$.

В каком же соотношении желательно получить величины H_n и H_d по выходе жидкости из колеса? Как известно, назначением насоса является создание давления, потребного для перемещения жидкости по трубопроводам с определенной скоростью v_T . Скорости в напорном патрубке обычно больше, чем v_T , и в большинстве случаев мало отличается от скорости входа c_1 . Следовательно, излишек кинетической энергии на выходе из колеса по сравнению с выходом из насоса (напорного патрубка) $H_d \approx \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ должен быть преобразо-

ван в давление. Для преобразования скорости в давление жидкость по выходе из колеса должна пройти через неподвижные каналы (диффузоры) с постепенно увеличивающимися сечениями. Наибольшие потери в насосе связаны с необходи-

мостью такого преобразования энергии, и чем больше будет величина скорости c_3 , тем сложнее устройства диффузоров и тем больше теряется энергии на сопротивления. Результатом этого будет низкий к. п. д. насоса.

Учитывая все эти обстоятельства, лопатки в колесах центробежных насосов выполняются почти исключительно загнутыми назад, с углами $\beta_2 \approx 20^\circ \div 40^\circ$.

На графике фиг. 56 данным углом β_2 примерно соответствует заштрихованная область, для которой потенциальный напор H_n составляет значительно большую часть от напора $H_{T_{\infty}}$, чем напор H_d .

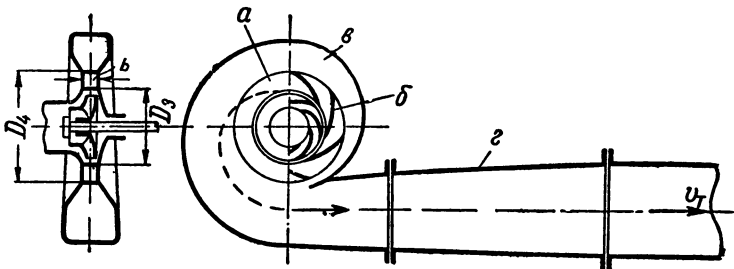
22. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ В НАСОСАХ

Для целей преобразования кинетической энергии за рабочим колесом в давление находят применение следующие устройства (фиг. 57): 1) кольцевой диффузор *a*, 2) направляющий аппарат *b*, снабженный лопатками и заменяющий кольцевой диффузор, 3) спираль *в*, которая является как бы направляющим аппаратом с одной лопаткой и, наконец, 4) конусный диффузор *г*.

В зависимости от конструкции насоса эти виды устройств могут встречаться в различных сочетаниях. Так, в многоступенчатых насосах американского типа во всех случаях применяются спираль и конусный диффузор. В подобных же насосах европейского типа каждая ступень снабжена направляющим аппаратом или кольцевым диффузором.

Рассмотрим, как располагаются в насосах подобные устройства и чем определяется их форма?

Кольцевой диффузор охватывает по внешней окружности рабочее колесо. Одно и то же количество жидкости проходит через площади $\omega_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b$ и $\omega_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b$, но так как диаметр



Фиг. 57. Диффузоры в центробежных насосах.

D_4 больше, чем D_3 , то очевидно, что даже при равной ширине кольца b радиальная скорость c_{3r} будет уменьшаться. Для того чтобы определить, изменяется ли при этом величина абсолютной скорости c_3 , нужно знать, как будет изменяться ее другая проекция c_{3u} . Кольцевой диффузор можно рассматривать как рабочее колесо (неподвижное), у которого лопатки отсутствуют, а потому не происходит передачи работы от них к жидкости. В таком случае для определения закона движения жидкости можно воспользоваться уравнением, аналогичным (49), положив в нем $H_T = 0$ или

$$\frac{\Omega}{g} \cdot (r_4 \cdot c_4 \cdot \cos \alpha_4 - r_3 \cdot c_3 \cdot \cos \alpha_3) = 0.$$

Но так как

$$\begin{aligned} c_4 \cdot \cos \alpha_4 &= c_{4u}, \\ c_3 \cdot \cos \alpha_3 &= c_{3u}, \end{aligned}$$

то

$$r_4 \cdot c_{4u} = r_3 \cdot c_{3u} = r \cdot c_u = \text{const.} \quad (53)$$

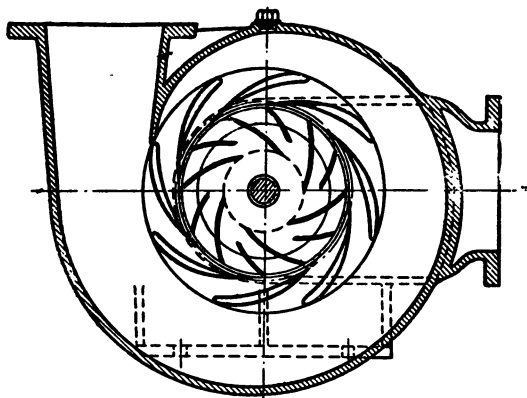
Поскольку $r_4 > r_3$, то $c_{4u} < c_{3u}$, т. е. и вторая проекция абсолютной скорости также уменьшается при переходе жидкости с окружности D_3 к D_4 . Этот закон движения жидкости, при котором произведение проекции скорости c_u на радиус остается величиной постоянной, известен под названием закона площадей¹. При этом траектории движения будут представлять собой логарифмические спирали.

Из кольцевого диффузора жидкость попадает в спираль, очертание стенок которой должно обеспечить ее плавное течение к выходу.

Скорость движения каждой частицы жидкости по спирали уменьшается по направлению выхода, и таким образом, средняя скорость движения в выходном сечении будет меньше, чем у входа. Уменьшение средней скорости в спирали будет, очевидно, зависеть от формы и площади ее поперечного сечения, причем наличие кольцевого диффузора не всегда является обязательным и жидкость по выходе из рабочего колеса может непосредственно поступать в спираль.

Обычно в спирали допускают незначительное (до 15%) преобразование кинетической энергии в давление, так как увеличение ее сечений в большей мере приводит к значитель-

¹ Плейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы, ОНТИ. 1937 г., стр. 22, § 5 в.



Фиг. 58. Направляющий аппарат дугообразный.

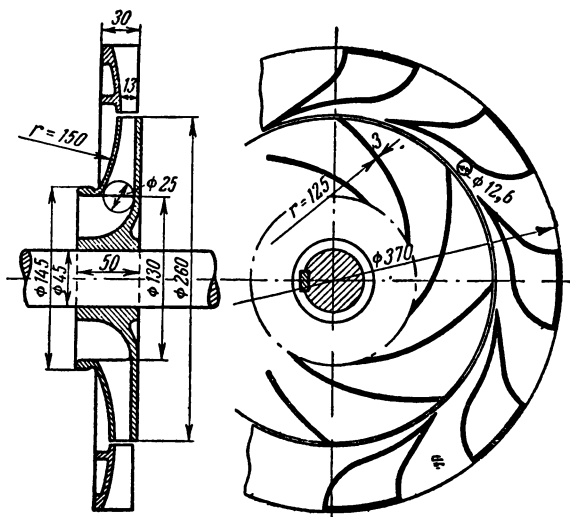
ному увеличению габаритов насоса. Как показал опыт, спираль не является хорошим средством для преобразования энергии¹.

Американцы, широко используя в своих конструкциях спиральные отводы, ограничивают их роль собиранием и отводом жидкости, преобразуя скорость в давление более совершенным способом, именно в прямолинейном коническом диффузоре за насосом. В таком диффузоре происходит уменьшение скорости до величины v_T , допускаемой в напорном трубопроводе.

Направляющий аппарат служит для того, чтобы направить поток жидкости, который поступает в него из рабочего колеса, и отвести ее в заданном направлении, одновременно преобразуя скоростную энергию в энергию давления. Эти требования определяют очертание его лопаток и каналов.

Во избежание ударов лопатки во входной части аппарата должны иметь направление, отвечающее действительным углам выхода жидкости из рабочего колеса. В каналах направляющего аппарата частицы жидкости получают движение в зависимости от формы его лопаток. Последние бывают двух видов: дугообразные (фиг. 58), когда после направляющего аппарата жидкость поступает в спиральный отвод, либо двойной кривизны (фиг. 59) с радиальным направлением у выхода, если из аппарата жидкость поступает в переточный канал для подвода к следующему колесу (фиг. 49). Каналы

² См. Д. Я. Суханов, Американские центробежные насосы и метод их расчета, ГОНТИ, 1938 г., стр. 53—63.



Фиг. 59. Направляющий аппарат с радиальным выходом.

между лопатками направляющих аппаратов в обоих случаях постепенно расширяются от его входа к выходу, благодаря чему и происходит преобразование энергии.

Вследствие принудительного отклонения потока жидкости в направляющих аппаратах жидкость действует на их лопатки в сторону, обратную направлению вращения колеса. Поэтому направляющие аппараты должны быть надежно закреплены в корпусе насоса.

23. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Характеристикой центробежного насоса называется зависимость при постоянном числе оборотов H — напора, развиваемого насосом, от его производительности — Q . Изучение этой характеристики для усвоения происходящих процессов в насосе является чрезвычайно важным. Начнем с рассмотрения теоретической характеристики.

Изменение напора и подачи (режима работы) насоса связано с изменением скоростей движения жидкости, что в свою очередь может быть произведено двумя способами: 1) без изменения скорости вращения колеса путем изменения количества протекающей через него жидкости; 2) изменением скорости вращения.

Рассмотрим, как будет изменяться H_{∞} при изменении

подачи Q_T , если число оборотов n насоса остается постоянным. Воспользуемся уравнением (51)

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g},$$

где величину c_{2r} заменим (фиг. 53) согласно равенству $c_{2r} = \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 b_2}$.

Здесь следует отметить, что действительное значение c_{2r} определяется по формуле

$$c_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \varphi_2},$$

где φ_2 — коэффициент стеснения, учитывающий уменьшение площади выхода лопатками рабочего колеса и имеющий значение

$$\varphi_2 = 0,87 \div 0,95,$$

в результате чего имеем:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 \varphi_2} Q_T. \quad (54)$$

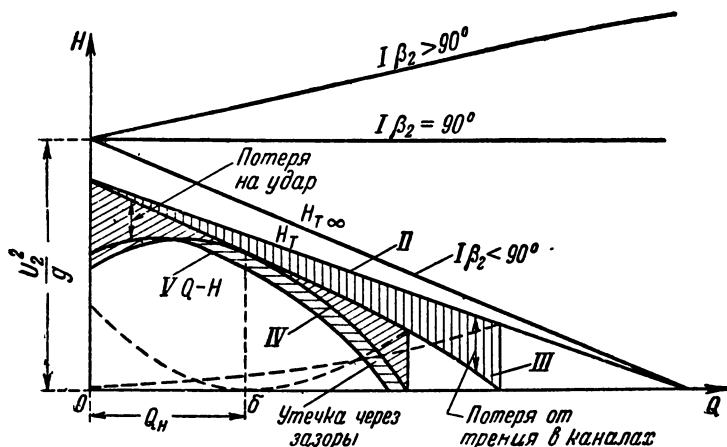
В этом уравнении D_2 , β_2 , b_2 неизменны, а по условию $n = \operatorname{const}$, поэтому и $u_2 = \operatorname{const}$, следовательно, зависимость между $H_{T\infty}$ и Q_T представляется прямой линией, наклон которой зависит от значения угла β_2 (фиг. 60). Для углов $\beta_2 < 90$ величина $\operatorname{ctg} \beta_2$ будет положительная, и прямая I изменения $H_{T\infty}$ направлена наклонно вниз, отсекая на осях координат отрезки, величины которых равны

$$\text{при } Q_T = 0; H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}$$

и

$$\text{при } H_{T\infty} = 0; Q_T = \frac{u_2^2 \cdot D_2 \cdot b_2}{\operatorname{ctg} \beta_2} \varphi_2.$$

Полученная теоретическая характеристика соответствует идеальной жидкости и колесу с бесконечным числом лопаток. Благодаря этому мы считали траектории всех частиц одинаковыми. Действительный же поток жидкости в каналах рабочего колеса с конечным числом лопаток не имеет той однообразной картины, как это предполагается при идеальном



Фиг. 60. Построение характеристики насоса теоретическим путем.

течении. Если колесо передает жидкости некоторый вращательный момент, то по обеим сторонам каждой его лопатки должна существовать разность давлений и, следовательно, неравенство скоростей движения жидкости в пределах каждого канала между двумя лопатками¹.

Вследствие этого теоретический напор H_T при действительном (конечном) числе лопаток в колесе будет всегда меньше напора $H_{T\infty}$, причем это уменьшение учитывается поправочным коэффициентом-

$$\epsilon = \frac{H_T}{H_{T\infty}}. \quad (55)$$

Величина коэффициента ϵ по Пфлейдереру² для колеса с цилиндрическими лопатками (образующая поверхности лопатки параллельна оси вала)

$$\epsilon = \frac{1}{2\psi \left(1 + z \cdot \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right) \right)}, \quad (56)$$

где коэффициент $\psi = (0,55; 0,68) + 0,6 \sin \beta_2$; z — число лопаток в колесе.

¹ Пфлейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы, § 35, 36, 37, ОНТИ, 1937 г.

² Пфлейдерер, § 42.

Если в уравнении (54) заменить $H_{T\infty}$ его значением из (55), то выражение теоретического напора при конечном числе лопаток H_T в зависимости от Q_T также представляется прямой линией II (фиг. 60), лежащей ниже линии $H_{T\infty}$.

24. ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА $Q-H$ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Если насос изготовлен для определенных условий работы, т. е. для заданных Q , H и n , то этим самым в нем предусмотрены определенные скорости движения жидкости и в соответствии с этим построены все его внутренние устройства: каналы, лопатки и т. д. Работа насоса при этом режиме должна происходить с наибольшим к. п. д. Будем называть этот режим работы нормальным режимом.

Рассмотренный в предыдущем параграфе напор H_T представляет удельную теоретическую работу, передаваемую жидкости колесом. Фактически напор H , воспринимаемый жидкостью, будет меньше H_T на величину гидравлических потерь в самом насосе от трения жидкости о стенки в каналах колеса и спирали, потерь при изменении скорости по величине и направлению. Поэтому

$$H = \eta_2 \cdot H_T = \eta_2 \cdot \varepsilon \cdot H_{T\infty} = \eta_2 \cdot \varepsilon \cdot \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}, \quad (57)$$

где η_2 — гидравлический к. п. д.

Последнее уравнение можно переписать иначе:

$$H = \eta_2 \varepsilon \frac{2c_{2u}}{u_2} \cdot \frac{u_2^3}{2g} = \nu \cdot \frac{u_2^3}{2g}, \quad (58)$$

где $\nu = \eta_2 \varepsilon \frac{2c_{2u}}{u_2}$ называется коэффициентом напора и в области нормального режима работы на основании опытных данных может быть принят равным: для насосов турбинного типа с направляющим аппаратом $\nu = 0,93-1,1$, для насосов со спиральным отводом без направляющего аппарата $\nu = 0,7-1,0^*$.

Пользуясь уравнением (58), можно приближенно определить создаваемый колесом напор при известной величине D , и числе оборотов n .

Построение действительной характеристики теоретическим путем можно было бы осуществить следующим обра-

* Пфлейдерер. Центробежные и пропеллерные насосы, ОНГ, 1937, стр. 147.

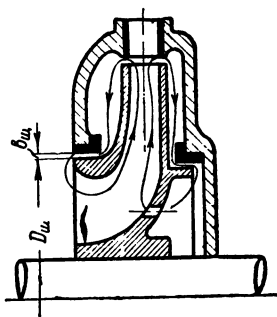
зом: взяв за основу теоретическую характеристику, учтем уменьшение напора, развиваемого насосом, обусловленное гидравлическими сопротивлениями.

Потери напора могут при этом быть двоякого рода: 1) от трения в каналах и различных местных сопротивлений (повороты, изменение сечений); 2) потери на удар при входе на лопастки колеса и направляющего аппарата.

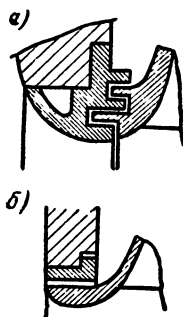
Изменение этих потерь можно также представить графически в зависимости от расхода Q_T ¹. Так как потери первого вида для турбулентного движения практически можно считать пропорциональными квадрату скорости движения жидкости или квадрату расхода, то зависимость их от расхода выразится параболой с вершиной в начале координат. Откладывая величины этих потерь вниз от линии II (теоретической характеристики), получим кривую III (фиг. 60) — изменения напора в зависимости от Q_T с учетом лишь одного вида потерь. Теперь остается еще учесть потери, вызываемые ударом ввиду несовпадения направления движения потока при входе и выходе с направлением элементов рабочих органов насоса. Очевидно, что при нормальном режиме работы (безударном) эти потери будут равны нулю. Наметим условно на фиг. 60, что нормальному режиму работы соответствует расход Q_n . В таком случае при отклонении от этих условий работы течение жидкости через внутренние устройства насоса будет сопровождаться ударами, причем интенсивность этих ударов, и следовательно, потери напора, будет тем больше, чем значительнее отклонение режима работы насоса от нормального. Величины этих потерь пропорциональны квадрату разности $(Q - Q_n)^2$ и изменяются по параболе с вершиной в точке безударного входа.

Если ординаты этой кривой отложить от кривой III вниз, получим изменение действительного напора насоса H при различных значениях теоретической подачи Q_T (кривая IV). Наряду с указанными потерями напора существуют также потери, вызванные утечкой жидкости через зазоры. Здесь следует отметить, что полученное значение напора не будет соответствовать теоретической подаче благодаря тому, что действительная подача вследствие утечки будет меньше теоретической.

¹ Аналитическое выражение этих потерь см. Плейдере, Центробежные и пропеллерные насосы, стр. 204—206.



Фиг. 61. Места утечки жидкости.



Фиг. 62. Типы гидравлических уплотнений.

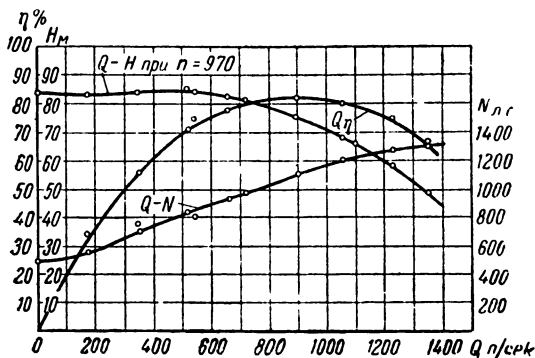
На фиг. 61 показаны те щели между рабочим колесом и кожухом, через которые происходит утечка жидкости вследствие существующей по обе стороны каждой такой щели разности давлений. Для уменьшения подобных потерь устраиваются особые уплотнения, создающие при движении жидкости через щели значительные гидравлические сопротивления. Различные типы таких уплотнений приведены на фиг. 62, а и 62, б. Уплотнение с большим числом лабиринтов (фиг. 62, а), при движении по которому жидкость должна пройти большой путь, предназначено для значительных перепадов давлений, более простые — в виде одной щели (фиг. 62, б) — для малых. Существенную роль помимо длины в уплотнении играет размер самой щели $s_{щ}$ (фиг. 61), причем ее стремятся сделать возможно малой. Обычно она принимается равной $s_{щ} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot D_{щ}$, где $D_{щ}$ — диаметр уплотнения¹.

Наличие щелевых перетоков жидкости приводит к тому, что кривая $IV H - Q_T$ (фиг. 60) в связи с этим сместится в сторону меньших расходов (кривая V). Величина этого смещения будет не одинаковая, так как количество бесполезно перемещаемой через щели жидкости будет зависеть от величины напора H и при максимальном напоре будет наибольшим.

Полученная в результате учета всех потерь², связанных с движением жидкости в насосе, кривая $Q - H$ собственно и называется характеристикой насоса при заданном числе оборотов $n = \text{const}$. Практически характеристика насоса находится опытным путем.

¹ Подробное см. Суханов, Американские центробежные насосы и метод их расчета, ГОНТИ, 1938 г., стр 3 - 37.

² Подробное о зависимости потерь от различных факторов см. ранее указанную книгу Суханова, стр. 29 — 47.



Фиг. 63. Характеристические кривые насоса (опытные).

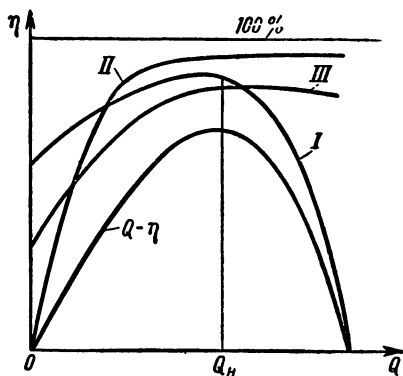
При снятии опытной характеристики насоса изменение режима его работы при $n = \text{const}$ производится изменением открытия задвижки, установленной на напорной линии. Результаты измерения расходов и напоров (по приборам) [формулы (1) и (2)] графически оформляются в виде опытной кривой $Q-H$ (фиг. 63)¹. Во время испытания при каждом данном Q также замеряется расходуемая на валу насоса мощность N_g . Откладывая значения N_g на вертикалях, проходящих через соответствующие им подачи, и соединяя полученные точки плавной линией, получим кривую $Q-N$ (фиг. 63). Зная для каждой точки кривой $Q-H$ полезную мощность [см. уравнение (10)], а также расходуемую на валу N_g , по уравнению (14) подсчитываются значения к. п. д. насоса и наносится кривая $Q-\eta_n$.

Три кривые фиг. 63 $Q-H$, $Q-N$ и $Q-\eta$ полностью характеризуют работу насоса при данном числе его оборотов. Как видно, максимальному значению к. п. д. $\eta_n = 0,82$ отвечает подача $Q = 950$ л/сек и напор $H = 73$ м. При условии работы насоса с к. п. д. не ниже 0,8 мы могли бы при данном числе оборотов получить подачу в пределах от 750 до 1100 л/сек при напорах соответственно 80—66 м и постоянном числе оборотов насоса $n = 970$ об/мин.

Пользуясь кривыми II, III, IV, V фиг. 60, нетрудно установить изменение величин частных к. п. д. насоса η_2 , η_V , $\eta_{\text{мех}}$.

Так как $\eta_2 = \frac{H}{H_T}$, то графически он выражается через отношение ординат кривой IV и прямой II. В связи с изменением напоров

¹ Типовые схемы испытаний и правила расстановки измерительных приборов см. „Нормы испытаний центробежных насосов“.



Фиг. 64. Кривые изменения полного и частичного к. п. д. насоса.

Изменение η_v от Q — кривая II фиг. 64.

Механический к. п. д. $\eta_{мех}$ насоса учитывает потери на трение в подшипниках валов, пятах, сальниках, а также потери, вызванные трением дисков рабочих колес о жидкость. На основании опытов дисковые потери определяются по формуле

$$N_{\partial} = 0,0012 \cdot u_2^3 \cdot D_2^3 \text{ л. с.},$$

где D_2 — диаметр колеса в м.

Изменение $\eta_{мех}$ от Q — кривая III фиг. 64.

Пример 7. Одноколесный центробежный насос при числе оборотов $n = 1320$ об/мин должен подавать воду на статическую высоту 36 м, из которых 4 м — высота всасывания. Всасывающий и напорный трубопроводы диаметром 150 мм, приведенной длины $L_g = 10$ м, $L_n = 60$ м с пропускной способностью $K = 0,15$ м³/сек. Внешний диаметр колеса $D_2 = 400$ мм, внутренний $D_1 = 200$ мм, его ширина $b_2 = 25$ мм, угол выхода $\beta_2 = 30^\circ$ и число лопаток $Z = 6$. Если принять $\eta_z = 0,82$ и $\eta_{мех} = 0,95$, какой расход мы можем ожидать и какая необходимая мощность для привода насоса? Определить также вакуум и напор насоса.

Решение. Обозначим через v_T скорость воды в трубопроводах.

$$\text{Тогда расход } Q = \omega_T \cdot v_T = \frac{3,14}{4} 0,15^2 v_T = 0,0177 v_T$$

H и H_T коэффициент η_z насоса также, изменяется в зависимости от режима его работы. Наибольшее значение η_z соответствует расходу Q , меньшему расходу Q_n для нормального режима; при $H = 0$ также и $\eta_z = 0$. Зависимость η_z от Q (кривая I) дана на фиг. 64. Объемный к. п. д. η_v выражается через отношение абсцисс кривых IV и V фиг. 60. Наибольшее его значение будет при $H = 0$; при $Q = 0$, очевидно, и $\eta_v = 0$. Измене-

Потери напора в трубопроводах;

$$\text{всасывающем } h_{r,l \text{ всас}} = L_v \frac{Q^2}{K^2} = \frac{10(0,0177 v_T)^2}{0,15^5} = 0,14 v_T^2,$$

$$\text{нагнетательном } h_{r,l \text{ нагн}} = L_n \frac{Q^2}{K^2} = \frac{60 \cdot (0,0177 v_T)^2}{0,15^5} = 0,84 v_T^2$$

Следовательно по элементам насосной установки (уравнение (5), § 4) напор, который должен развить насос,

$$H = 36,0 + 0,14 v_T^2 + 0,84 v_T^2 = 36,0 + 0,98 v_T^2.$$

С другой стороны, по конструктивным данным напор, который может создать насос, определится по формуле (57), для чего вычисляем расход, пренебрегая толщиной лопаток на выходе:

$$Q = \pi D_d b_2 c_{2r} = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,025 c_{2r}.$$

Сравнивая с ранее полученным выражением для Q , найдем:

$$c_{2r} = \frac{0,0177 v_T}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,025} = 0,563 \cdot v_T.$$

По уравнению (57) находим напор насоса

$$H = 0,82 \cdot 0,715 \frac{(27,6 - 0,98 v_T) 27,6}{9,81} = 45,75 - 1,59 v_T.$$

Так как по уравнению (56), § 23

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \frac{2(0,6 + 0,6 \sin 30^\circ)}{6 \left(1 - \frac{200^2}{400^2}\right)}} = \frac{1}{1 + \frac{0,3 \cdot 4}{3}} = \frac{1}{1,4} = 0,715,$$

окружная скорость

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1320}{60} = 27,6 \text{ м/сек}$$

и по уравнению (45), § 20

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 = 27,6 - 0,563 v_T \cdot 1,73 \approx 27,6 - 0,98 v_T.$$

Таким образом, $H = 36,0 + 0,98 v_T^2 = 45,75 - 1,59 v_T$, откуда находим $v_T \approx 2,44 \text{ м/сек}$ *. Производительность насоса

$$Q = 0,0177 \cdot 2,44 \approx 0,0431 \text{ м}^3/\text{сек} \approx 43,0 \text{ л/сек}.$$

Создаваемый напор $H = 36,0 + 0,98 \cdot 2,44^2 \approx 41,8 \text{ м}$.

* Второе значения скорости с знаком минус отбрасываем как не имеющее физического смысла.

Потребная мощность

$$N_g = \frac{\gamma QH}{75 \eta_z \eta_{мех}} = \frac{1000 \cdot 0,043 \cdot 41,8}{75 \cdot 0,82 \cdot 0,95} = 30,8 \text{ л. с.}$$

Вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{вак} = H_g + h_{r,1 в с а с} + \frac{v^2 r}{2g} = 4,0 + 0,14 \cdot 2,44^2 + \frac{2,44^2}{19,6} = 4,0 + 0,88 + 0,3 = 5,13 \text{ м.}$$

Проверяем значение коэффициента напора по уравнению (58)

$$\nu = \frac{H}{\frac{u_2^2}{2g}} = \frac{41,8 \cdot 2 \cdot 9,81}{27,6^2} = 1,07.$$

25. УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

При работе насоса с различными числами оборотов характеристики насоса $Q-H$, не изменяясь по форме, занимают на графике различное положение. Характеристика, соответствующая большему числу оборотов, располагается выше основной характеристики и, наоборот, характеристика, соответствующая меньшему числу оборотов, располагается ниже.

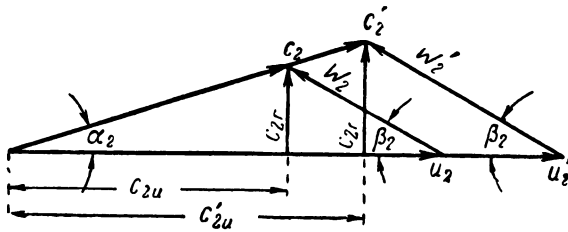
Для получения закона построения характеристик $Q-H$, соответствующих различным числам оборотов, необходимо рассмотреть работу насоса при условии отсутствия статической высоты подъема и движения жидкости в шероховатых трубах.

Итак, предположим теперь, что у насоса, имеющего определенный режим работы, т. е. расход Q , напор H при числе оборотов n , изменяется скорость его вращения путем изменения числа оборотов, и новое его число оборотов будет n' . Как следствие изменения скоростей движения жидкости станут иными расход Q' , напор H' , мощность N ; при этом в известных границах изменения числа оборотов скоростные треугольники входа и выхода останутся геометрически подобными (фиг. 65). На основании подобия треугольников будут иметь место следующие соотношения:

$$\frac{n'}{n} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{c'_{2r}}{c_{2r}} = \frac{c'_{2u}}{c_{2u}},$$

а так как производительность изменяется пропорционально скорости, то

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{c'_{2r}}{c_{2r}} = \frac{n'}{n}, \quad (59)$$



Фиг. 65. Подобные треугольники скоростей выхода.

т. е. производительность изменяется пропорционально изменению числа оборотов в первой степени.

Напор по уравнению (57), предполагая $\tau_2 = \text{const}$, изменяется пропорционально квадрату скорости. Поэтому

$$\frac{H'}{H} = \frac{u_2' \cdot c_{2u}'}{u_2 \cdot c_{2u}} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \quad (60)$$

т. е. напор изменяется пропорционально изменению квадрата чисел оборотов.

Потребляемая насосом мощность пропорциональна величинам Q и H , поэтому

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3, \quad (61)$$

что действительно будет соблюдаться, если $\eta_2 = \text{const}$.

Пользуясь этими соотношениями, можно по одной характеристике $Q-H$ насоса построить ряд других характеристик для разных чисел оборотов.

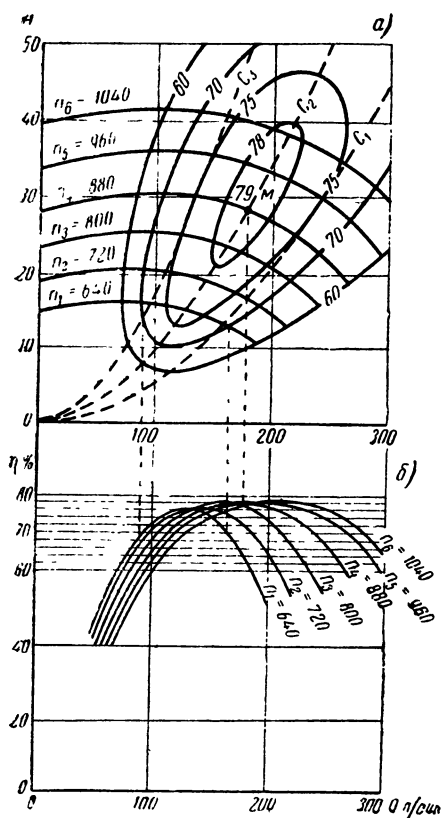
Из уравнений (59) и (60) следует также

$$\frac{H'}{(Q')^2} = \frac{H}{Q^2} = \text{const}, \quad (62)$$

откуда

$$H = k \cdot Q^2,$$

т. е. для любого числа оборотов при подобном изменении состояния движения жидкости через насос расход и напор связаны параболической зависимостью. Практически подобные изменения Q и H при переменном n можно наблюдать только при работе без статического напора, при постоянном открытии напорной задвижки и при сделанных выше оговорках. Очевидно, что в этом случае каждому режиму работы насоса на характеристике $Q-H$ при $n = \text{const}$ соответствует своя параболическая кривая c (фиг. 66,а), вдоль которой.



Фиг. 66. Универсальная характеристика насоса.

Одинаковым внутренним к. п. д.

Полный к. п. д., соответствующий режимам, расположенным на одной кривой c , не остается одинаковым.

Основной причиной уменьшения к. п. д. при изменении числа оборотов насоса является увеличение относительного значения механических потерь в подшипниках, сальниках и др., изменение которых не следует пропорциональности кубу числа оборотов. При увеличении числа оборотов к. п. д. может уменьшаться вследствие ухудшения условий всасывания жидкости (§ 27).

На фиг. 66, б для каждой кривой $Q-H$ фиг. 66, а при разных числах оборотов приведены кривые изменения к. п. д.

происходит изменение режима работы насоса при изменении его числа оборотов. Эти параболы, имеющие вершины в начале координат, называются кривыми пропорциональности.

Здесь следует отметить, что практически насос всегда работает на преодоление некоторой высоты подъема; кроме того, характеристика линии не всегда выражается квадратной параболой. В этом случае при регулировании работы насоса изменением числа оборотов зависимости (59), (60), (61), (62) не могут служить для определения рабочего режима насоса. Эти зависимости могут лишь служить для построения характеристики $Q-H$, соответствующей новому числу оборотов.

Определение рабочих режимов в этом случае будет показано в § 31. Кривые пропорциональности можно рассматривать как кривые, соответствующие режимам с

Если значения какой-нибудь величины к. п. д. отметить на всех характеристиках и затем точки равного к. п. д. соединить между собой, то получаются эллипсоидные кривые, являющиеся линиями постоянных к. п. д. Из кривых $\eta_k = \text{const}$, нанесенных таким путем на фиг. 66, а, можно видеть, что для каждого насоса имеется только один наиболее выгодный режим работы (точка *m* фиг. 66, а), при отклонении от которого в любую сторону начинается постепенное падение к. п. д. Такая характеристика насоса называется универсальной.

26. КОЭФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Для сравнения различных типов колес центробежных насосов, выполненных для различных напоров и различных производительностей, их приводят к так называемому удельному насосу, который геометрически подобен рассматриваемому насосу, но развивает напор $H=1$ м при подаче $Q=75$ л/сек или, если жидкостью является вода, $Q=75$ кг/сек, имея одинаковый с ним гидравлический к. п. д.

Удельный насос развивает указанный напор и производительность при определенном числе оборотов n_s , которое и называется коэффициентом быстроходности колеса рассматриваемого насоса. При этом n_s не равно числу оборотов насоса n .

Здесь следует отметить, что число оборотов удельного насоса n_s (коэффициент быстроходности) характеризует не только удельный насос, но и всю группу насосов, ему геометрически подобных.

Изображенные на фиг. 67 колеса при указанных там же числах оборотов дают расход $Q=0,075$ м³/сек при напоре $H=1$ м. Таким образом, эти числа оборотов должны быть приняты за коэффициент быстроходности колес, им геометрически подобных. При этом оказывается, что удельные колеса имеют тем меньший диаметр, чем больше их коэффициент быстроходности. Это вытекает также из следующих рассуждений:

$H = v \frac{u^2}{2g}$ [см. формулу (58)] или, что можно записать и так:

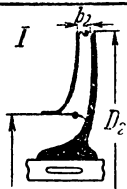
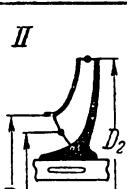
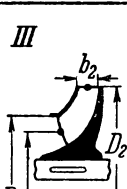

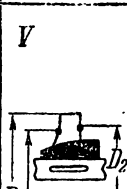
$H = kn^2 D^2$, где k — коэффициент пропорциональности

Так как все колеса фиг. 67 развивают один и тот же напор, то для всех них справедливо следующее равенство:

$$(kn^2 D^2)_1 = (kn^2 D^2)_2 .$$

Отсюда следует, что колесам с большим n_s соответствуют меньшие диаметры D_2 и наоборот.

Найдем, как определяется степень быстроходности колеса, если известна его производительность Q м³/сек, напор H

Центробежные насосы			Колесо диагонального насоса	Колесо пропеллерного насоса
Тихоходное колесо	Нормальное колесо	Быстроходное колесо		
 <p>$D_0 = D_1$</p> <p>$n_{ст} = 40 \div 80$</p> <p>$\frac{D_2}{D_0} \approx 2,5$</p>	 <p>$n_{ст} = 80 \div 120$</p> <p>$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$</p>	 <p>$n_{ст} = 120 \div 200$</p> <p>$\frac{D_2}{D_0} \approx 1,8 \div 1,4$</p>	 <p>$n_{ст} = 200 \div 500$</p> <p>$\frac{D_2}{D_0} \approx 1,2 \div 1,1$</p>	 <p>$n_{ст} = 500 \div 1200$</p> <p>$\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$</p>

Фиг. 67. Типы рабочих колес.

и число оборотов n . Число оборотов этого колеса при напоре в 1 м на основании закона пропорциональности (§ 25) будет $n' = \frac{n}{\sqrt{H}}$ и количество подаваемой жидкости $Q' = \frac{Q}{\sqrt{H}}$. Теперь изменим в одинаковом соотношении все размеры колеса, так чтобы создаваемый напор остался равным 1 м, а производительность была бы равна $0,075 \text{ м}^3/\text{сек}$. Скорости на внешней и внутренней окружностях колеса при этом должны остаться, конечно, прежними, так как напор не изменился, поэтому

$$\frac{\pi D_1 n'}{60} = \frac{\pi D_s n_s}{60} \text{ или } \frac{n_s}{n'} = \frac{D_1}{D_s}.$$

С другой стороны, должна сохраниться и скорость входа в колесо, следовательно,

$$\frac{Q'}{0,075} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} : \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \text{ или } \frac{Q'}{0,075} = \frac{D_1^3}{D_s^2} = \frac{n_s^3}{(n')^2}.$$

Таким образом, удельное число оборотов будет:

$$n_s = n' \cdot \sqrt{\frac{Q'}{0,075}}$$

или, подставляя значения n' и Q' , получим

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H} \cdot 0,075}}$$

или

$$n_s = 3,65 \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{1,125}} \quad (63)$$

Из формулы (63) следует, что чем больше производительность и число оборотов и чем меньше напор, тем больше степень быстроходности колеса. В случае колеса с двухсторонним входом жидкости (фиг. 51) величину n_s относят к половине Q .

Для различных условий работы форма рабочих колес в насосах не остается одинаковой. Насосам высокого давления свойственны обычно колеса с большим отношением диаметров наружного и внутреннего, т. е. $\frac{D_3}{D_1}$, при небольших отношениях ширины выхода к наружному диаметру, т. е. $\frac{b_2}{D_2}$.

С понижением давления на колесо первое отношение обычно уменьшается при одновременном увеличении второго и в насосах низкого давления колеса теряют форму радиальных, переходя в полуосевые и чисто осевые (пропеллеры). Подобное видоизменение формы рабочих колес и приведено на фиг. 67, где они расположены в определенной последовательности, в зависимости от изменения диаметра D_2 , ширины выхода b_2 при постоянном диаметре входа D_0 .

Коэффициенты быстроходности рабочих колес центробежных насосов лежат в пределах $n_s < 200$, колеса с большими коэффициентами, а именно, $200 < n_s < 500$, относятся к типу диагональных, о которых будет упомянуто в § 35, и с $n_s > 500$ к типу пропеллерных, которым будет посвящен гл. IV.

27. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ. КАВИТАЦИЯ

В центробежных насосах всасывание жидкости происходит под влиянием разности давлений $\frac{P_a}{\gamma}$ на ее поверхность в приемном резервуаре и $\frac{P_1}{\gamma}$ — у входа на лопатки рабочего колеса. В большинстве случаев рабочее колесо насоса находится выше уровня жидкости в приемном колодце, а давление

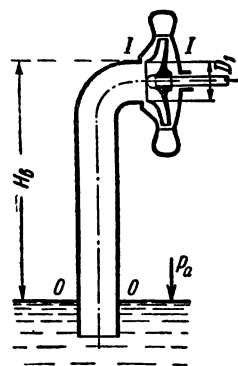
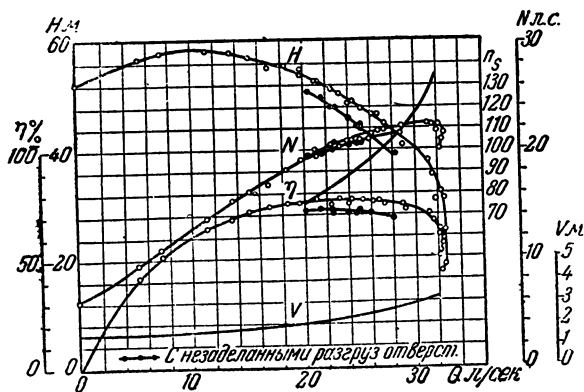
$\frac{p_a}{\gamma}$ равно атмосферному, при этом разность давлений $\frac{p_a - p_1}{\gamma}$ определяет величину разрежения или вакуума, который может быть создан насосом. Величина создаваемого вакуума ограничивается с одной стороны барометрическим давлением p_a , которое зависит от расположения места установки насоса над уровнем моря (табл. 3, § 11), с другой стороны наименьшим давлением $\frac{p_{1\min}}{\gamma}$ во входной части колеса, которое не должно быть меньше давления паров жидкости при данной температуре, для воды, например, согласно табл. 2. При понижении давления в жидкости до давления p_v , при котором возможно парообразование, работа насоса нарушается, происходит резкое падение его напора и к. п. д. (фиг. 68), при этом возникает явление так называемой кавитации, связанное с разрушением материалов рабочих колес и направляющих аппаратов.

Рассмотрим более подробно, чем определяется вакуум при входе на лопатки рабочего колеса. По фиг. 69, применяя уравнение Бернулли для сечений 0—0 и 1—1, можно написать

$$\frac{p_a}{\gamma} = H_s + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_{r, l \text{ в сас.}}$$

Следовательно,

$$\frac{p_a - p_1}{\gamma} = H_s + \frac{c_1^2}{2g} + h_{r, l \text{ в сас.}} \quad (64)$$



Фиг. 68. Характеристика насоса при кавитации. При расходе $Q=32$ л/сек кавитация достигает предельной фазы и наступает срыв работы насоса.

Фиг. 69.

Таким образом, создаваемый вакуум может быть использован на поднятие жидкости к насосу (высота H_g), преодоление сопротивлений во всасывающей линии $h_{r,л\text{сac}}$, а также на создание скорости c_1 при входе в колесо. Опыт показывает, и теория позволяет это предвидеть, что в рабочем колесе имеет место добавочное падение давления Δh . Последнее происходит благодаря неравномерному распределению скоростей c_1 во входной части колеса, с одной стороны, и вследствие различия относительных скоростей ω по обе стороны каждой лопатки (§ 23), с другой.

Указанное понижение давления можно представить так:

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{\omega_1^2}{2g},$$

выразив его в функции относительной скорости входа ω_1 , где λ — коэффициент, значение которого зависит от формы кромки и профиля лопатки колеса, а также от угла между направлением скорости ω_1 и направлением входного элемента лопатки. При безударном входе величина λ будет наименьшей.

С целью устранения больших потерь концы лопаток при входе в колесо выполняются хорошо закругленными.

При предельном значении $\frac{p_{1,\text{мин}}}{\gamma} = \frac{p_t}{\gamma}$ уравнение (64) примет вид

$$\frac{p_a - p_t}{\gamma} = H_g + h_{r,л\text{сac}} + \frac{c_1^2}{2g} + \lambda \cdot \frac{\omega_1^2}{2g}. \quad (65)$$

Из полученного равенства видно, что предельное разрежение, которое можно получить в насосе, зависит от температуры перекачиваемой жидкости или упругости ее паров причем с повышением температуры способность всасывания, насоса уменьшается. Величина всасывающей способности насоса, которая может быть затрачена на преодоление геометрической высоты всасывания H_g , зависит также от величины скоростей c_1 и ω_1 , а следовательно, для одного и того же насоса зависит от числа его оборотов. При этом с увеличением числа оборотов значение H_g будет уменьшаться. При работе насоса с постоянным числом оборотов условия всасывания также изменяются при отклонении режима работы насоса от нормального. Изменение режима работы насоса при $n = \text{const}$ в сторону больших расходов против нормального (безударный вход) будет связано с увеличением скоро-

стей c_1 и w_1 , гидравлических потерь $h_{r, всас}$, зависящих от скорости движения жидкости во всасывающем трубопроводе, и коэффициента λ вследствие ударного входа жидкости на лопатки

При уменьшении расхода против нормального величины c_1 , w_1 , $h_{r, всас}$ уменьшаются, а коэффициент λ увеличивается. Опыт показывает, что до известного предела при этом увеличивается высота H_g . Существенное влияние на условия всасывания жидкости помимо этого оказывает повышение давления перед рабочим колесом вследствие щелевых перепадов жидкости, а также проникновение во всасывающую полость насоса воздуха.

Величина $\frac{c_1^2}{2g} + \lambda \cdot \frac{w_1^2}{2g}$ изменяется пропорционально квадрату скорости, а следовательно, квадрату числа оборотов насоса. В таком же соотношении изменяется и его напор, поэтому можно принять, что сумма этих величин изменяется прямо пропорционально изменению напора. В таком случае

$$\frac{c_1^2}{2g} + \lambda \cdot \frac{w_1^2}{2g} = \sigma \cdot H,$$

где σ — коэффициент пропорциональности, называемый иначе коэффициентом кавитации.

После подстановки в уравнение (65) получим:

$$\frac{p_a - p_t}{\gamma} = H_g + h_{r, всас} + \sigma \cdot H, \quad (66)$$

откуда следует, что условия всасывания ухудшаются с повышением напора насоса вследствие увеличения числа его оборотов.

Указанное обстоятельство было отмечено ранее при построении универсальной характеристики насоса.

Уравнение (66) используется для определения допустимой геодезической высоты всасывания центробежных насосов H_g . Значение σ в этом уравнении может быть определено по формуле

$$\sigma = \left(\frac{n_s}{560} \right)^4 s. \quad (67)$$

Точное же его значение устанавливается обычно опытным путем и в значительной степени зависит от индивидуальных особенностей насоса и условий его установки¹.

¹ Опытные данные о всасывающей способности насосов см. книгу Суханова, стр. 14—29.

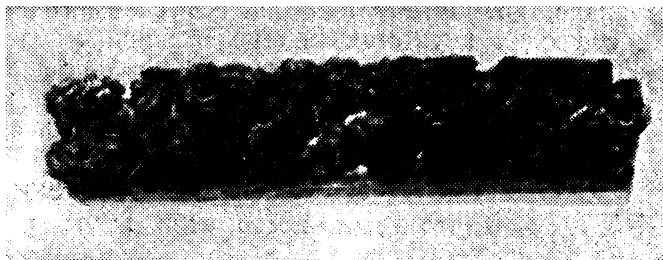
Как видно, коэффициент кавитации σ очень сильно возрастает с увеличением степени быстроходности колеса. На основании этого можно просто показать, что колеса с малыми n_s могут быть использованы как высоконапорные колеса, с большим n_s — как низконапорные. Если, например, принять как условие, что сумма величин в уравнении (66) $H_g + \frac{P_t}{\gamma} + h_{r,l\text{ в сас}} = 0$ (это имеет место, если насос работает с подпором, т. е. H_g — отрицательно), а $\frac{P_a}{\gamma} = 10 \text{ м}$, то для $n_s = 100$ по уравнению (67) $\sigma \approx 0,1$, а так как $10 - \sigma \cdot H = 0$, то возможный напор $H = 100 \text{ м}$; при $n_s = 1000$, $\sigma = 2$, $10 - 2H = 0$, т. е. $H = 5 \text{ м}$.

Для повышения всасывающей способности насосов нужно стремиться к уменьшению потерь во всасывающем трубопроводе, не допуская большой его длины и больших скоростей движения жидкости в нем, а также следить за его герметичностью.

При перекачивании горячей жидкости (питательные насосы) и забора ее из приемника, давление на жидкость в котором меньше атмосферного, а также в насосах с колесами высокой быстроходности жидкость приходится подводить с известным подпором, т. е. рабочее колесо приходится располагать ниже уровня жидкости в приемном резервуаре. В этом случае величина H_g в уравнении (66) будет входить с отрицательным знаком.

Современное развитие насосостроения идет по пути внедрения в промышленность насосов с большой степенью быстроходности, что, главным образом, выгодно по экономическим соображениям, так как можно значительно сократить вес, габариты, а следовательно, и стоимость не только самого насоса, но и его двигателя. При этом насосу иногда приходится работать на пределе его всасывающей способности и не всегда удается избежать явления кавитации.

Кавитация практически тем опаснее, чем большую охватывает она область и чем больше газа растворено в нагнетаемой насосом жидкости. Причиной кавитации (парообразования) в центробежных насосах, как указывалось, является обычно чрезмерное понижение давления у входной кромки лопатки вследствие повышения скорости, либо отрыва потока от стенок при несовершенном обтекании. Пространство, заполненное паром жидкости, достигая области повышенного давления, начнет раздробляться на мельчайшие пузырьки



Фиг. 70. Разрушение металла при кавитации.

Пар, заполняющий их, конденсируется и они почти мгновенно сокращаются. При этом жидкость, окружающая такой пузырек, благодаря разрежению при конденсации движется к его центру и приобретает значительную живую силу. Эта живая сила затрачивается на повышение давления газа, оставшегося внутри пузырьков, растворение которого идет с гораздо меньшей скоростью, чем скорость конденсации пара. При таком сжатии газа давление может достигнуть нескольких атмосфер. Если такое сжатие происходит у поверхности стенки или лопатки колеса, получается эффект, напоминающий взрыв микроскопической мины. При этом наблюдается разрушение материала, которое иногда может происходить с исключительной быстротой. Само явление разрушения, внешний вид которого приведен на фиг. 70, называется кавитационной эрозией.

Работа насоса при кавитации сопровождается шумом и треском, а иногда сотрясениями всей машины. Меры борьбы с кавитацией сводятся в первую очередь к устранению вызывающих ее причин, т. е. к созданию благоприятных условий поступления жидкости в насос, а также уменьшению вакуумметрической высоты всасывания. При этом следует обратить особое внимание:

- 1) на правильный выбор геометрической высоты всасывания при работе с холодной жидкостью и высоты подпора для горячей;

- 2) уменьшение потерь напора на всасывающей линии (за счет уменьшения длины и увеличения диаметра труб, уменьшения числа колен и пр.);

- 3) устранение неплотностей всасывающих трубопроводов.

Если при известных режимах работы насоса кавитация (ее начальная фаза) возможна, то ее разрушающее действие можно значительно ослабить применением кавитационно-стой-

ких материалов, как, например, высокохромистых нержавеющей сталей.

Как показали исследования, тщательная обработка рабочих поверхностей насоса в значительной мере ослабляет разрушающее действие кавитации.

28. ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ И СПОСОБЫ ЕГО РАЗГРУЗКИ

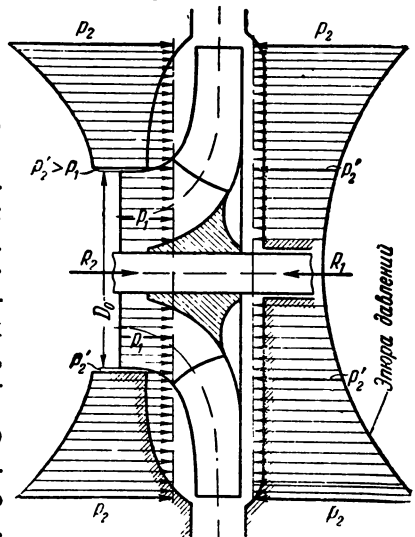
В насосах с односторонним входом жидкости во время их работы возникает осевое гидравлическое давление, которое стремится сдвинуть ротор насоса (вал с насаженными на него колесами) в сторону, обратную направлению движения жидкости, вступающей в колесо.

На каждое колесо действуют две силы (фиг. 71): R_1 , направленная справа налево от неуравновешенного давления на ту часть задней стенки колеса, которая расположена против его входного отверстия (так как давление p_1 всегда меньше, чем p'_2), и R_2 , направленная слева направо и вызываемая отклонением потока жидкости из осевого в радиальное направление при входе в рабочее колесо. Результирующая сила $R = R_1 - R_2$ называется осевым усилием¹. Его величина будет тем больше, чем больше диаметр входа D_0 , чем больше разность давлений ($p'_2 - p_1$) и число последовательно работающих по схеме фиг. 49 колес.

Уравновешивание осевого усилия в насосах осуществляется:

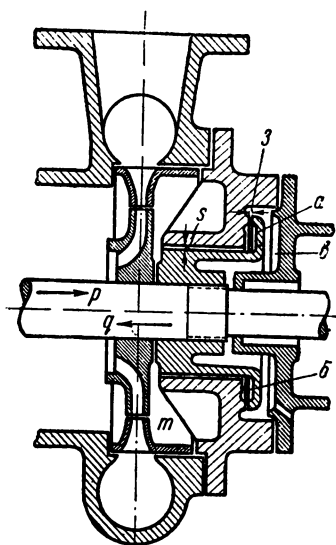
а) двухсторонним впуском жидкости в колесо, а в случае многоколесных насосов — соответствующим групповым расположением колес на валу, подобным тому, как это показано на фиг. 52;

б) сверлением отверстий O в задней стенке колеса, благодаря которому несколько уменьшается разность усилий, действующих на внешнюю и внутреннюю стенки рабочего



Фиг. 71. К определению осевого давления.

¹ Формулы для расчета осевого усилия см. Пфлейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы, стр. 368—384.

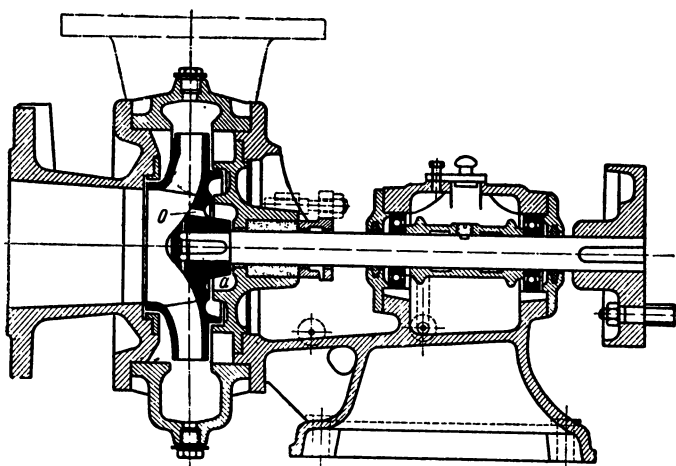


Фиг. 72. Устройство гидравлической пяты.

колеса; в этом случае колесо имеет уплотнения с двух сторон (фиг. 73)¹.

в) устройством гидравлической пяты (фиг. 72) у многоступенчатых насосов.

Гидравлическая пята представляет собой диск *a*, закрепленный на валу насоса за последней ступенью. Действие ее следующее: жидкость из пространства *m*, пройдя через зазор *s*, поступает в камеру *b*, из которой через кольцеобразную щель *z* выходит в пространство *v*, соединяемое или с атмосферой или со всасывающей трубой насоса. Гидравлическое давление в пространстве *m* стремится передвинуть ротор насоса по направлению стрелки *q*; с другой стороны, жидкость оказывает



Фиг. 73. Консольный насос.

¹ Переток жидкости через такие сверления неблагоприятно влияет на условия входа потока на лопатки рабочего колеса, что в свою очередь уменьшает к. п. д. Поэтому в современных насосах этот способ уравнивания не применяется (фиг. 68).

давление и на диск a , площадь которого соответственно подбирается. Если предположить, что щель Z уменьшается, т. е. ротор под действием осевого усилия смещается влево, то давление в камере b начнет возрастать ввиду увеличения сопротивления при проходе жидкости через щель Z . В результате этого сила, действующая на диск a по направлению стрелки p (фиг. 72), будет также возрастать до тех пор, пока не установится при известной ширине щели Z равенство сил, действующих по направлению стрелок p и q .

Из указанных способов разгрузки осевого давления первые два не дают полной гарантии от появления случайных осевых давлений при изменении режима работы насоса. Для компенсации этих случайных осевых усилий насосы снабжаются шариковыми пятнами, могущими воспринимать давления, направленные в обе стороны.

29. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

а) Рабочее колесо. Рабочее колесо чаще всего выполняется литым из чугуна или бронзы, реже из литой стали, а в специальных случаях, для перекачки едких жидкостей, из свинца, каучука, эбонита, керамики и тому подобных материалов. По причине малой доступности внутренних каналов рабочих колес обработка их возможна только ручным способом, а поэтому весьма важно иметь чистую отливку. От того, насколько тщательно может быть произведена обработка и зачистка рабочих поверхностей колеса, зависит к. п. д. и степень кавитационной устойчивости насоса. С этой стороны применение бронзы более предпочтительно. Она лучше лется и обрабатывается. По условиям прочности в чугунных колесах окружные скорости u_2 допустимы не более 40—50 м/сек. В бронзовых они могут быть несколько большими и при хорошем ее качестве достигают значений 80 м/сек.

По своей конструкции рабочие колеса бывают закрытыми или открытыми, т. е. без покрывного диска с открытыми лопатками. Лопатки могут быть цилиндрическими или пространственными с поверхностью двойной кривизны¹. Открытые колеса, как правило, применяются при низких давлениях и особенно густых или загрязненных жидкостях, что удобно в смысле доступности каналов рабочего колеса для очистки.

¹ Способы построения лопаток см. Пфлейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы § 32, 45, 85, ОНТИ, 1937 г.; Проскура, Центробежные и пропеллерные насосы, Госэнергоиздат, 1932 г., стр. 64—70.

В нормальных центробежных насосах колеса делаются закрытого типа, так как отсутствие покрывного диска снижает создаваемый колесом напор и увеличивает щелевые перетоки жидкости. В закрытых колесах оба его диска обычно отливаются заодно с лопатками, хотя встречаются клепаные колеса, преимущественно в малых размерах.

В крупных насосах рабочие лопатки иногда изготавливаются штампованными из стали и заливаются в чугунный обод. В колесах быстроходностью до $n_s = 100$ лопатки колеса имеют изгиб в одной плоскости, т. е. их поверхности цилиндрические. С увеличением степени быстроходности и уменьшением отношения $\frac{D_2}{D_1}$ в целях увеличения рабочей поверхности лопатки ее входная кромка начинается почти от втулки (фиг. 67). Так как при этом все точки кромки будут обладать различными окружными скоростями, поверхность лопатки получается сложной кривизны. На валу рабочее колесо закрепляется обычно одной или двумя шпонками, реже при помощи резьбы.

б) Вал насоса. Вал насоса обычно изготавливается из ковanej мартеновской стали, а в ответственных случаях из легированной с добавлением хрома, никеля, ванадия. Для защиты вала от износа или непосредственного воздействия жидкости он иногда облицовывается втулками, а в сильно корродирующей среде выполняется из специальных сортов нержавеющей стали.

Ввиду высоких чисел оборотов центробежных насосов их валы рассчитываются на критическое число оборотов¹. Валы бывают жесткие, если их рабочие числа оборотов лежат ниже критических, и гибкие, если они выше критических. Гибкие валы в насосах применяются редко.

Для обеспечения спокойного хода, а также возможности перехода через критическое число оборотов ротор насоса, т. е. вал с насаженными на него деталями (колеса, муфта, диски), должен быть тщательно статически, а иногда и динамически отбалансирован на особых станках. Достаточно очень небольшой неуравновешенности вращающихся масс, чтобы возникли колебания вала, вызывающие дополнительный его прогиб, опасный для прочности вала.

в) Сальники. Сальники устанавливаются в пространстве между кожухом и валом в месте его выхода из насоса наружу и служат целям уплотнения. Сальник, расположенный со стороны всасывания, не должен пропускать в насос

¹ Метод определения критического числа оборотов вала см. Пфлейдерер, Центробежные и пропеллерные насосы, § 103, ОНТИ, 1937,

воздух. Сальник со стороны нагнетания должен предотвращать утечку жидкости из насоса. Нормально сальники центробежных насосов имеют мягкую набивку, материалом для которой служит пенька, хлопок, бумажная пряжа, асбестовый шнур, пропитанные салом вместе с графитом.

Сальник со стороны всасывания снабжается водяным затвором, состоящим из кольца, к которому подводится жидкость из напорной линии, чем закрывается доступ воздуха внутрь насоса. В кислотных насосах подобный затвор осуществляется специальной жидкостью. При нагнетании жидкости с повышенной температурой сальники обязательно имеют охлаждающие рубашки.

г) Подшипники. Подшипники центробежных насосов имеют преимущественно чугунные вкладыши с баббитовой заливкой.

Смазка кольцевая, иногда с охлаждением масла водяной рубашкой или змеевиками. Широко применяются также шариковые и роликовые подшипники с жидкой или густой смазкой.

Здесь находят применение также подшипники с водяной смазкой: резиновые, текстолитовые, бакаутовые и др. Осевые силы, действующие на ротор насоса, воспринимаются шариковыми пятами, а при значительных усилиях—пятами трения типа Кингсбери или Мичелля.

д) Корпус насоса. Корпус насоса обычно выполняется из чугунного литья и только при давлениях выше 40—50 ат применяют стальное. Внутренние каналы корпуса должны иметь возможно гладкие стенки, так как большая шероховатость при значительных скоростях движения жидкости может значительно понизить к. п. д. насоса. Как уже указывалось, корпус насоса может быть цельным с разъемом лишь по оси насоса или в виде отдельных секций, скрепляемых стяжными болтами. В первом случае литье более сложно, но в значительной мере облегчен монтаж насоса, так как не требуется разборки трубопроводов и при снятии крышки ротор целиком может быть вынут из корпуса. Для присоединения арматуры—манометра, вакуумметра, воздушных кранов для выпуска воздуха при заливке насоса, заливочных приспособлений, спускных кранов—корпус снабжается соответствующими отверстиями.

е) Направляющий аппарат. Направляющий аппарат в большинстве случаев, кроме чисто специальных целей, делают литым из чугуна. Бронзовый аппарат предпочтительнее в смысле возможности получения более гладких поверхностей его каналов и легкости их зачистки.

ж) Уплотняющие кольца. Уплотняющие кольца выполняются из чугуна, бронзы, а в случае возможного их износа при перекачке загрязненных жидкостей, также из стали с закалкой или цементацией. В американской практике в последнее время стали применяться резиновые уплотняющие кольца.

30. КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ИХ ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

а) Насосы для водоснабжения. На фиг. 73 изображен одноколесный горизонтальный центробежный насос консольного типа. Рабочее колесо с односторонним входом закреплено на конце вала. Последний имеет два шариковых подшипника, сидящих в опорной стойке, к фланцу которой крепится корпус насоса. Осевое давление разгружено отверстиями *o* в задней стенке колеса.

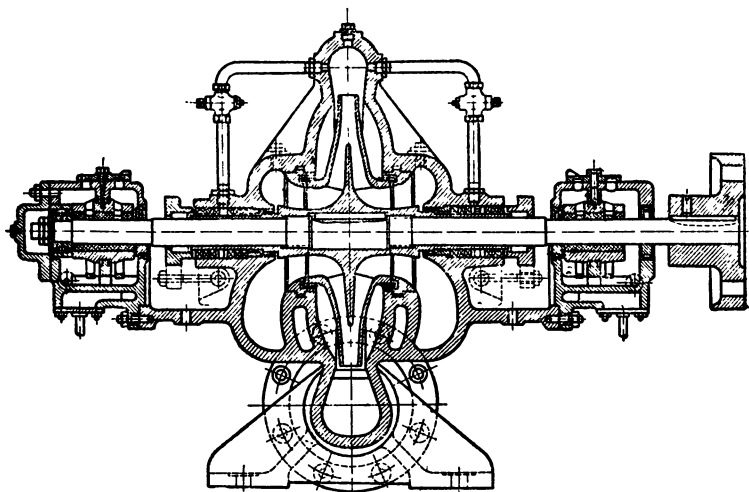
В целях улучшения гидравлических свойств насоса стертостей *o* теперь не делают и воспринимают осевую силу либо упорным подшипником, либо полость *a* насоса соединяют при помощи обводной трубки с всасывающим патрубком. Всасывающий патрубок насоса расположен по оси. Отвод жидкости—помощью спирального канала в напорный патрубок, направление которого может быть различным. Привод насоса—обычно непосредственно от электромотора помощью упругой муфты.

Подобные насосы выпускались заводом им. Калинина на подачу до 150 л/сек и напор до 90 м. Меньшие размеры, на подачу до 14 л/сек—заводом «Красный факел».

В вертикальной конструкции такие насосы строят и на очень большие подачи, верхний предел которых не ограничен.

Горизонтальные одноколесные насосы для больших производительностей имеют колесо с двухсторонним входом. Приведенная на фиг. 74 конструкция такого насоса изготовляется заводом им. Калинина для средних напоров 40—70 м, но является типовой и для ряда других заводов (ЛМЗ им. Сталина, завод им. Фрунзе).

Корпус насоса литой из чугуна имеет разъем по горизонтальной плоскости вдоль оси вала, что удобно для осмотра и замены деталей насоса без разборки трубопроводов, присоединяемых к нижней части корпуса. Сальники имеют водяной затвор, осуществляемый помощью трубок из спиральной камеры насоса. Опорами вала служат два подшипника с кольцевой смазкой. Случайные осевые силы воспринимаются ра-



Фиг. 74. Конструкция спирального насоса с двухсторонним входом.

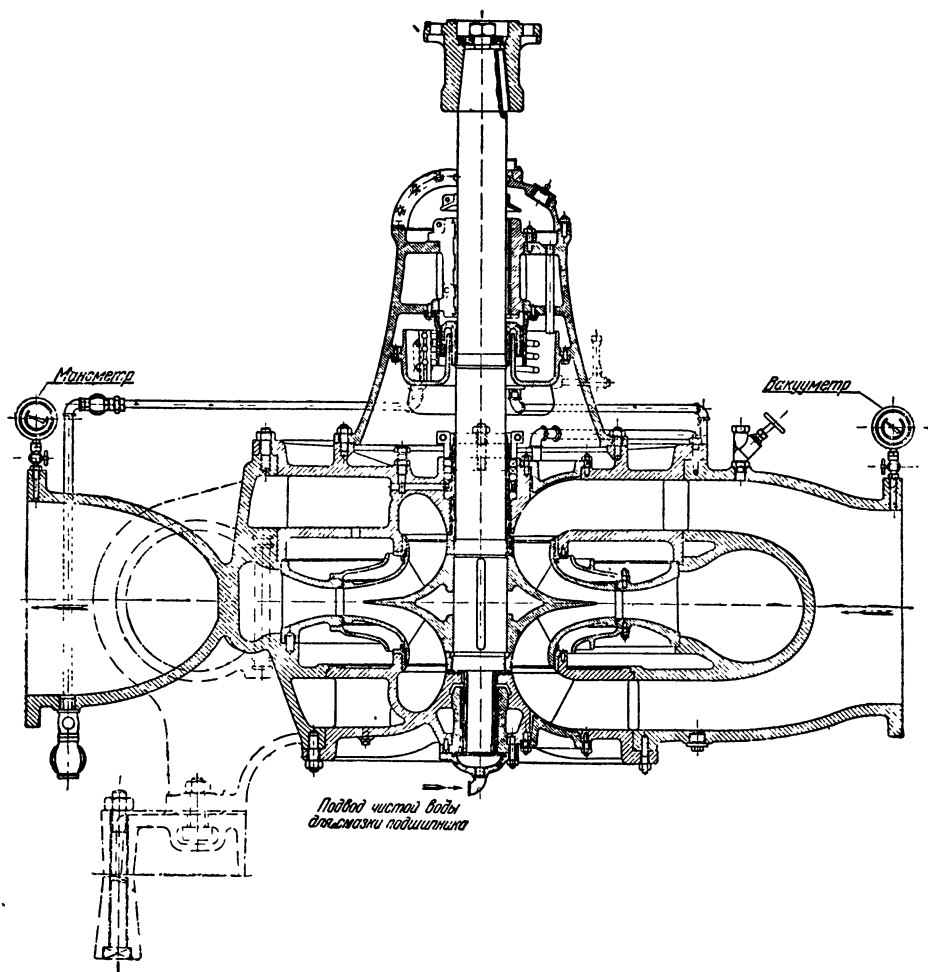
диальным шариковым подшипником. Насос помощью упругой муфты непосредственно соединяется с двигателем.

На фиг. 75 представлена конструкция вертикального одноколесного насоса с двухсторонним входом завода «Борец». Этот насос рассчитан на подачу 1 000 л/сек при напоре 105 м и числе оборотов 1 000 об/мин. Такие насосы устанавливают в неглубоких колодцах шахт, почему они называются шахтными насосами.

Длинным валопроводом насос непосредственно соединяется с вертикальным электромотором, который устанавливается наверху для защиты от сырости. Насосы с напором выше 60—110 м в зависимости от их размера выполняются многоступенчатыми.

Два типа горизонтальных многоступенчатых насосов представлены на фиг. 76 и 77. У первого из них, конструкции завода им. Кирова, корпус состоит из отдельных секций *а*. Насосы эти турбинного типа и снабжены направляющими аппаратами *б*. Каналы между ступенями имеют направляющие ребра. Осевое давление воспринимается гидравлической пятой. Сальник со стороны всасывания снабжен подводом воды из области нагнетания для устранения присасывания воздуха. Подшипники выполняются с кольцевой масляной смазкой, иногда резиновые со смазкой водой.

В нормальном исполнении эти насосы имеют секции, рабочие колеса и направляющие аппараты чугунные, уплотняющие кольца бронзовые, валы стальные.

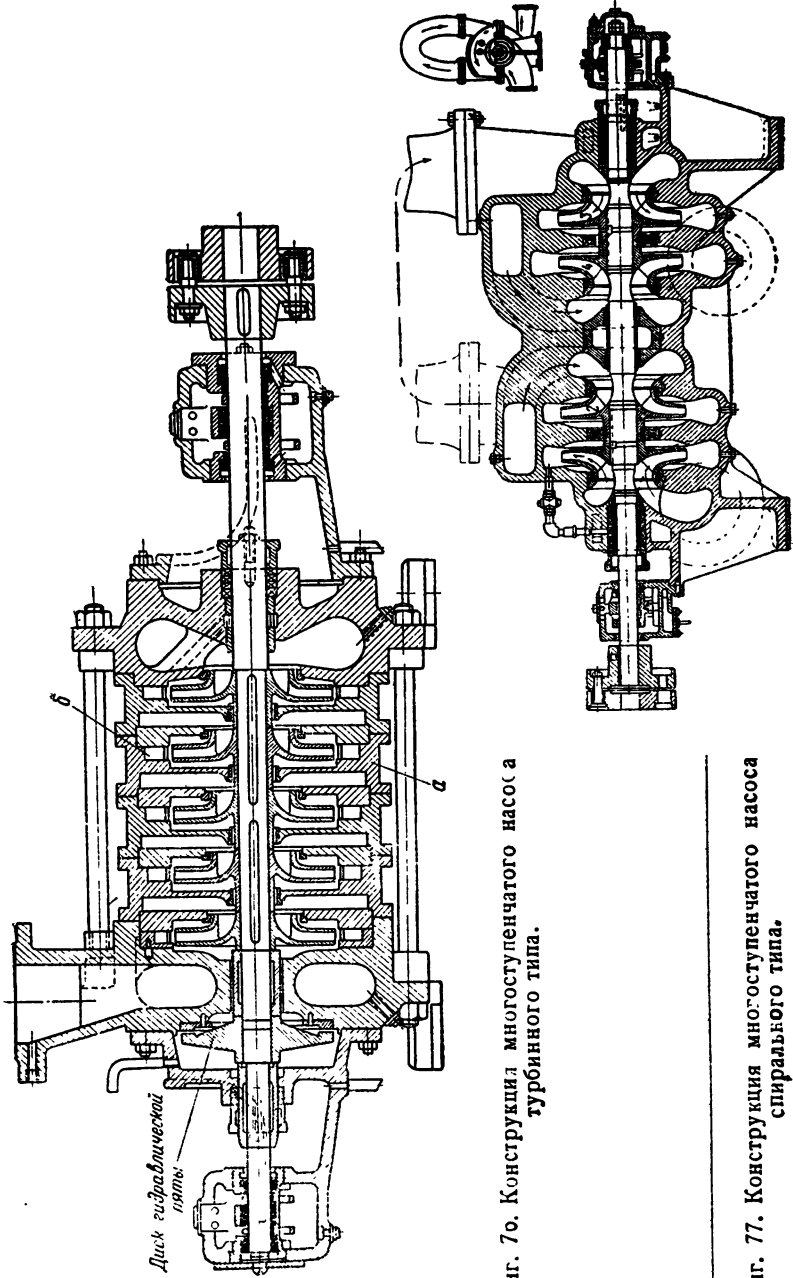


Фиг. 75. Вертикальный турбинный насос с двухсторонним входом.

Такие насосы строятся на производительность от 30 до 300 м³/час при напоре 150—700 м с числом оборотов 2 950 и 1 450 об/мин, главным образом, для шахтных водоотливных установок.

Многоступенчатые насосы спирального типа фиг. 77 по сравнению с первыми имеют следующие преимущества:

- 1) меньшее количество деталей; 2) упрощение и ускорение сборки и разборки; 3) уменьшение количества стыков; 4) устранение возможности перекосов; 5) разгрузку осевого давления попарно-взаимобратным расположением колес. Не-



Фиг. 70. Конструкция многоступенчатого насоса турбинного типа.

Фиг. 77. Конструкция многоступенчатого насоса спирального типа.

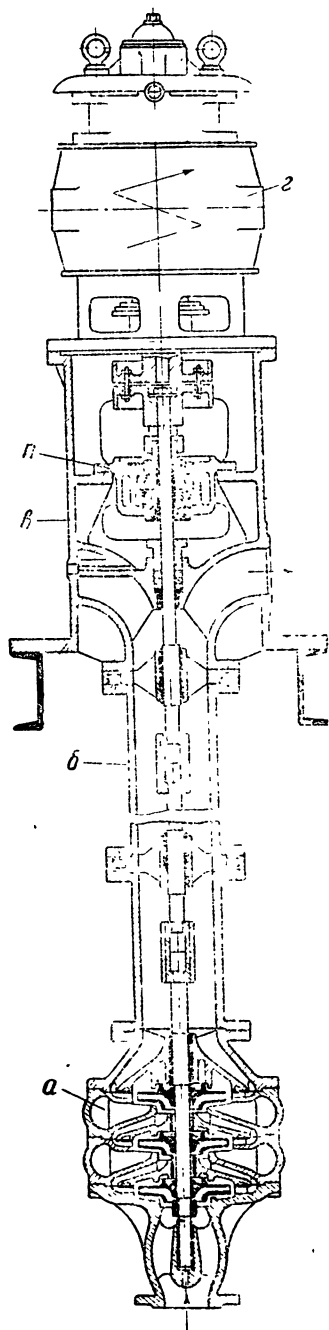
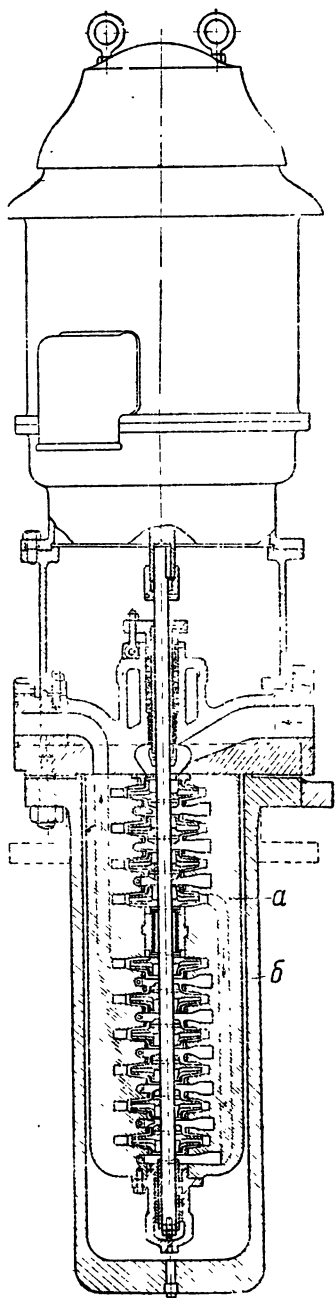
достатком их является сложность обработки и отливки корпуса.

Завод им. Каллинина выпускал подобные насосы производительностью от 150 до 1 000 $\text{м}^3/\text{час}$ при напоре от 100 до 250 м. Для получения более высоких напоров два насоса соединяются последовательно с приводом от общего двигателя.

Своеобразная американская конструкция вертикального многоступенчатого насоса (так называемого «гидропресса») дана на фиг. 78. Насос этот применяется для гидравлических прессов, перекачки горячей нефти до 900° , для очистки стливок, для котельных установок и водоснабжения небоскребов. Эти насосы, преимущественно небольших размеров (внешний диаметр корпуса до 400 мм), имеют внутренний корпус *a* разъемный из двух половин, в котором размещены спиральные каналы. Внешний кожух *b*—стальная труба или кованый цилиндр. Число колес в них доходит до 54, а создаваемый напор до 3 000 м при $n=3\,500$ об/мин.

Особым типом многоступенчатых насосов являются так называемые глубокие артезианские или скважинные насосы, имеющие широкое применение при водоснабжении из артезианских скважин. На фиг. 79 показана установка такого насоса для скважин диаметром до 1 000 мм.

Трехступенчатый насос *a* подвешен на отводных трубах *b* к верхней станине *в*, на которой установлен вертикальный электромотор *г*. Вес вращающихся частей и осевое давление воспринимаются пятой *п*, расположенной вверху. Электромотор *г* имеет свою пяту. Отдельные элементы валопровода, который помещен внутри отводных труб, соединяются муфтами и направляются резиновыми или бакаутовыми подшипниками. Соединение вала насоса с валом электромотора—помощью эластичной муфты. Всасывающая труба насоса снабжена сеткой. Насосы этого типа изготовляются для расходов до $650 \text{ м}^3/\text{час}$ и напоров до 250 м при числе оборотов от 1 450 до 2 950 об/мин. Наибольший внешний диаметр насоса до 850 мм, глубина скважины допустима до 120 м. Дальнейшее углубление скважин, особенно малых диаметров, связано с их искривлением, а поэтому применение таких насосов становится затруднительным. Для этих случаев более удобной является конструкция, в которой электромотор, непосредственно связанный с насосом, опускается вместе с ним в скважину под уровень жидкости, чем устраняется необходимость в длинных валопроводах. К электромотору ток подводится бронированным кабелем, а его конструкция имеет защиту от проникновения жидкости. Подобные насосы американская фирма Red a. Pump Co изготовляет для перекачки нефти на ежесуточную подачу до $6\,500 \text{ м}^3$ при глубине скважин до 1 400 м.



Фиг. 78. Вертикальный многоступенчатый насос „гидропресс“.

Фиг. 79. Артезианский насос.

б) Насосы для горячей жидкости. До температуры 90—110° С используются обычные конструкции центробежных насосов, разве только дополнительно вводится охлаждение подшипников.

Особую конструкцию имеют насосы, предназначенные для питания горячей водой паровых котлов высокого давления и перемещения горячей нефти.

На фиг. 80 приведена конструкция питательного электронасоса для горячей воды с температурой до 180° С. Данные насоса : $G=350$ л/час, развиваемое давление $p=46$ кг/см², $n=1470$ об/мин.

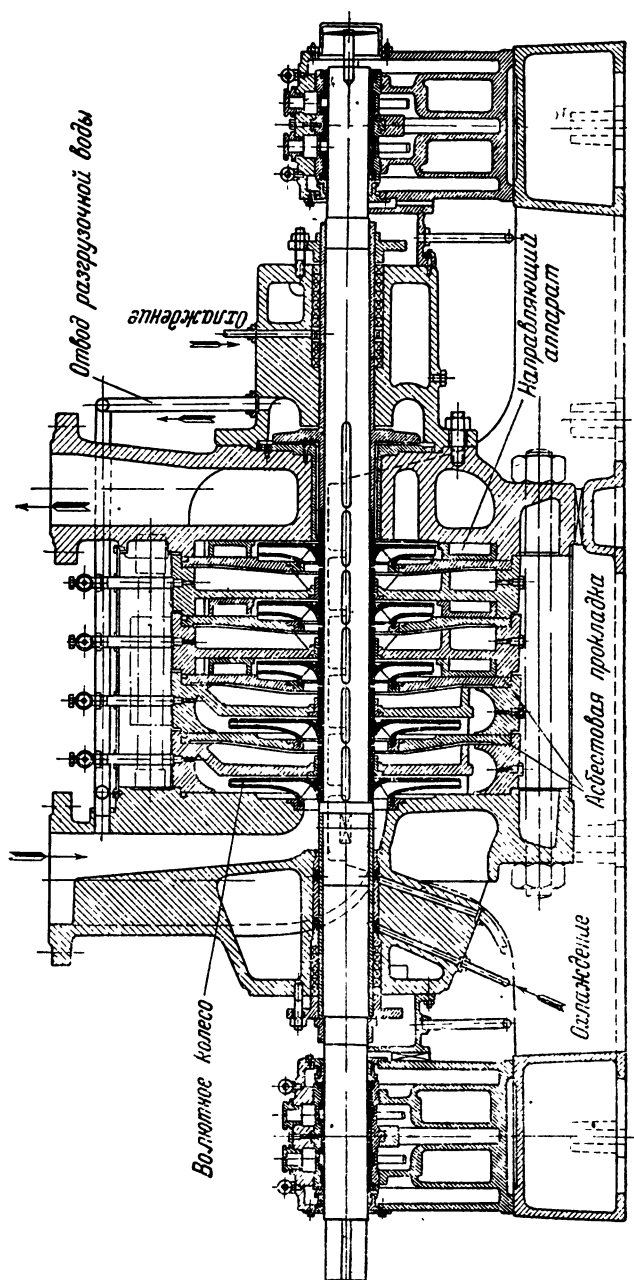
При таких высоких температурах воды происходит значительное расширение внутренних частей насоса и его корпуса. Чтобы избегнуть искривления осей двигателя и насоса при расширении корпуса последнего от нагревания, крепление его к опорной плите осуществлено на высоких стойках так, что опорные лапы находятся в горизонтальной плоскости на уровне оси насоса. Со стороны привода корпус насоса крепится наглухо, а остальная его часть может скользить в горизонтальном направлении по стойкам. Таким образом, насос как бы подвешен и может свободно расширяться при сохранении неизменного положения своей оси, а следовательно, не нарушается связь с двигателем.

Насос имеет охлаждение проточной водой сальников и подшипников. Осевое усилие воспринимается гидравлической пятой. Тип насоса секционный. В стыках секций ставятся асбестовые прокладки.

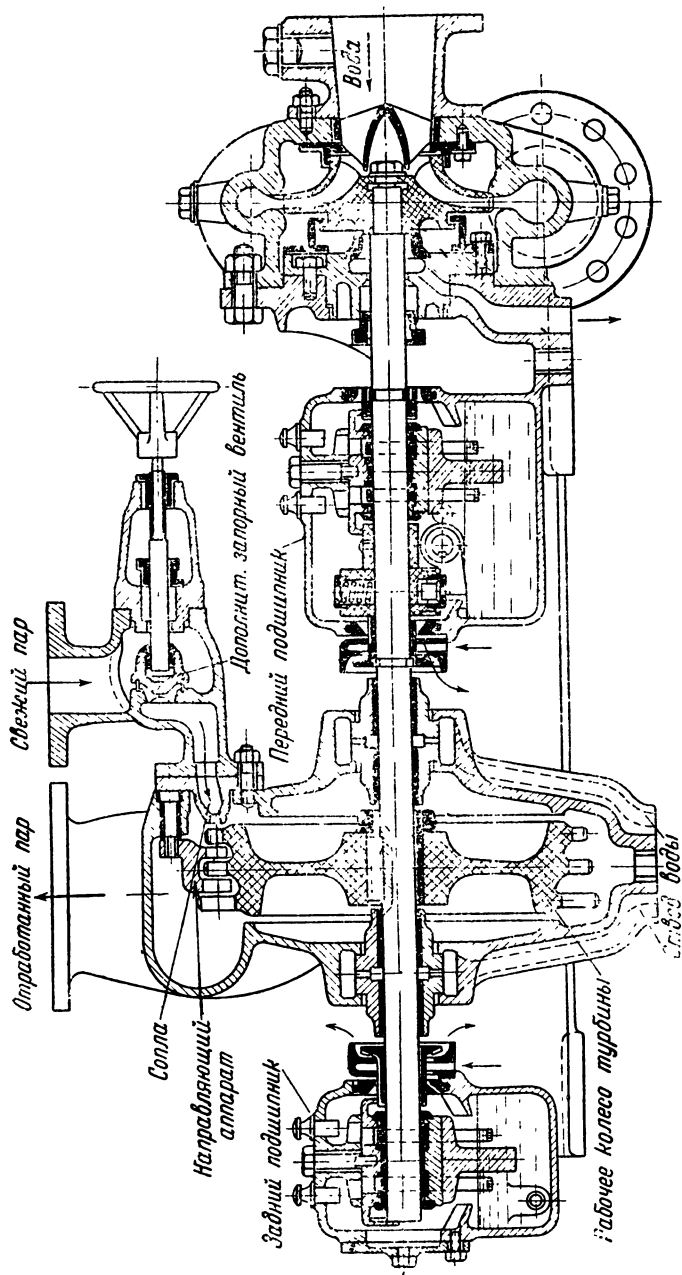
В качестве двигателей для питательных насосов применяются электромоторы и паровые турбины. В последнем случае они называются турбонасосами и ставятся, главным образом, как паровой резерв на случай отсутствия тока.

На фиг. 81 приведена конструкция питательного турбонасоса завода АЕГ. Насос одноступенчатый, без направляющего аппарата, число оборотов может изменяться от 5 000 до 8 000 об/мин. Развиваемое насосом давление доходит до 25 ат.

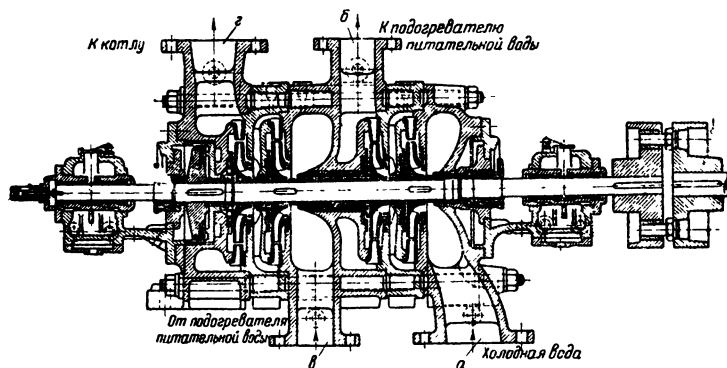
Иногда насосы питательные и для подачи воды в экономайзер соединяются в одно целое. Такой насос изображен на фиг. 82. Здесь холодная вода входит в насос через патрубок *a*, проходит два колеса и через патрубок *b* идет в подогреватель, из которого подводится к патрубку *в* насоса, проходит следующую его часть и подается в котел по трубе *г*. Очень интересная конструкция, в которой осуществлено подогревание питательной воды непосредственно в насосе путем введения конденсата в последние ступени, приведена на фиг. 83.



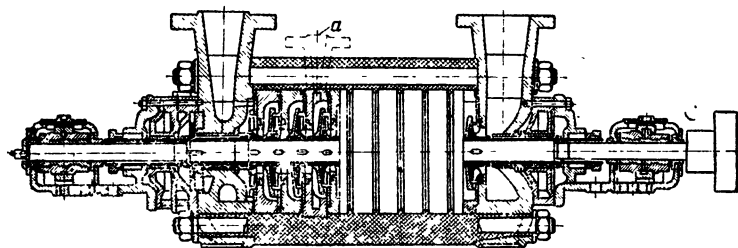
Фиг. 80. Пятиступенчатый питательный насос.



Фиг. 81. Питательный турбонасос.

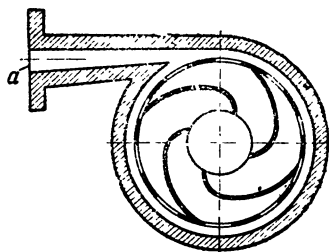


Фиг. 82. Комбинированный питательный насос.



Фиг. 83. Питательный насос с внутренним подогревом воды.

Через патрубок *а* происходит подача внутрь насоса конденсата, который проходит специальное устройство (фиг. 84), имеющее по окружности соплообразные отверстия, и поступает с температурой около 305° С в направляющий аппарат, где происходит его смешение с питательной водой температуры около 200° С. При этом получается равномерное смешивание воды, и устраняется возможность паробразования в самом насосе. Между конденсационным горшком и указанным патрубком *а* установлен обратный клапан, прекращающий доступ конденсата в насос, когда последний не работает¹.



Фиг. 84. Устройство для смешения к насосу по фиг 83.

¹ Подробно о работе этих насосов см. Л. С. Шмугляков, Современные питательные насосы, ОНТИ, 1934 г.

в) Насосы для загрязненных и густых жидкостей. В настоящее время центробежные насосы широко применяются для перемещения канализационных и фекальных вод, подчас сильно загрязненных бумагой, песком, золой и металлическими предметами. Они используются в строительном деле для подачи всякого рода растворов, а также в качестве землесосов и торфонасосов, на сахарных и целлюлозных заводах для перекачивания жома и шлама, в цементной промышленности для подачи клинкера, для удаления золы и шлаков из котельных (багерные насосы). В соответствии со своим назначением эти насосы имеют особую конструкцию.

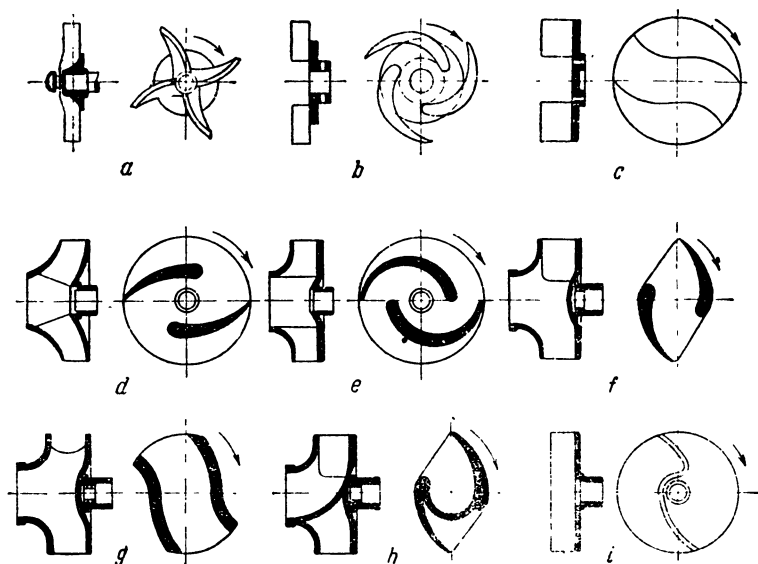
Рабочие колеса выполняются специальной формы с достаточно большими проходными сечениями; предусмотрены устройства для легкой очистки или промывки насоса, а также для предварительного измельчения перекачиваемого материала; иногда вводится защита важнейших деталей насоса от быстрого износа путем сменных облицовок.

Насосы эти в большинстве своем одноколесные, с консольным расположением колеса на валу, без направляющих аппаратов, с большими проходными сечениями спирали. Различные типы рабочих колес подобных насосов приведены на фиг. 85. Колеса *a* и *b* применяют для транспортировки целлюлозы с концентрацией до 8%. Они имеют радиальные открытые лопатки, связанные со втулкой. Колеса *c* и *d*, из которых первое имеет S-образный канал, а второе такой же формы лопатку, наиболее пригодны для жидкостей, содержащих весьма грубые примеси (например, свекловичная резка).

Для сильно загрязненных сточных вод и жидкостей, содержащих песок, применяются колеса (*e, f, g, h*) закрытого типа, двух- или трехлопастные. При наличии волокнистых примесей применяются лопасти с заостренной входной кромкой, перед которой часто помещают специальные ножевые очистители, разрезающие задержавшиеся волокна.

Наряду с этим, особенно если жидкость перед поступлением в насос предварительно очищается, применяются и обычные рабочие колеса. Встречаются конструкции для перекачки земляной пульпы с колесами из резины с металлическим каркасом и втулкой.

В подобных насосах рабочие колеса часто имеют на наружной стенке так называемые «обратные лопатки», которые отбрасывают загрязняющую воду материалы от сальников. Помимо этого в тех случаях, когда это оказывается возможным, к сальникам подводят в качестве «защитающей» их жидкости чистую воду.



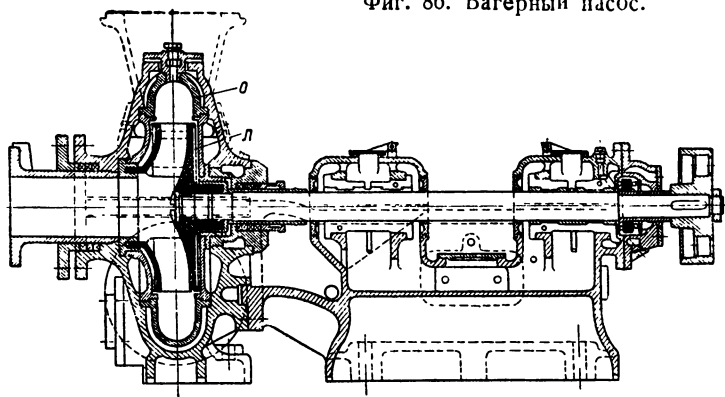
Фиг. 85. Типы рабочих колес насосов для перекачки загрязненных и густых жидкостей.

При колесах закрытого типа особое внимание приходится также обращать на конструкцию уплотнений, которые должны быть легко доступными и сменными, не засоряющимися во время работы и допускающими регулировку зазора между ними и колесом по мере износа.

Для жидкостей, содержащих очень твердые примеси (шлак, зола, земляная пульпа), кожух насоса имеет облицовку *о* (фиг. 86). Такая сменная облицовка изготавливается из хромистой стали или резины. Для предотвращения попадания твердых частиц уплотнения и сальник промываются чистой водой под давлением, а кроме того, наружные стенки рабочего колеса снабжены обратными лопатками *л*. Вал насоса из нержавеющей стали подвергается поверхностной термообработке для повышения твердости; кроме того, он еще имеет защитные легко сменяемые втулки из такой же стали.

г) Насосы для химических жидкостей. Отличительной особенностью химических насосов является применение для изготовления их деталей, соприкасающихся с перекачиваемой жидкостью, стойких в отношении коррозии материалов, а также специальное устройство сальника. Существуют также бессальниковые конструкции этих насосов.

Фиг. 86. Багерный насос.

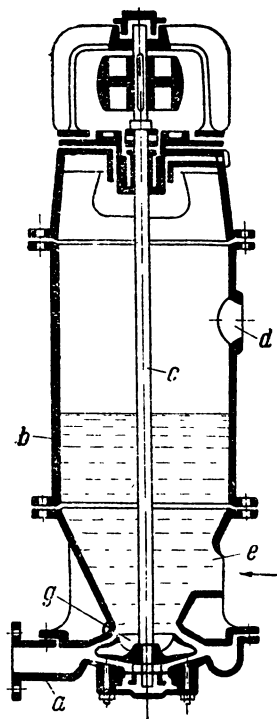


В зависимости от рода перемещаемой жидкости здесь находят применение различные сорта чугуна с большим содержанием кремния, высокохромистые чугуны, хромистые нержавеющие стали, сплавы свинца с сурьмой (гартблей), а так же керамика, фарфор, отливки из горных пород диабаз, базальт.

Широко практикуется облицовка внутренних поверхностей эбонитом, пластмассой, каучуком (гуммирование).

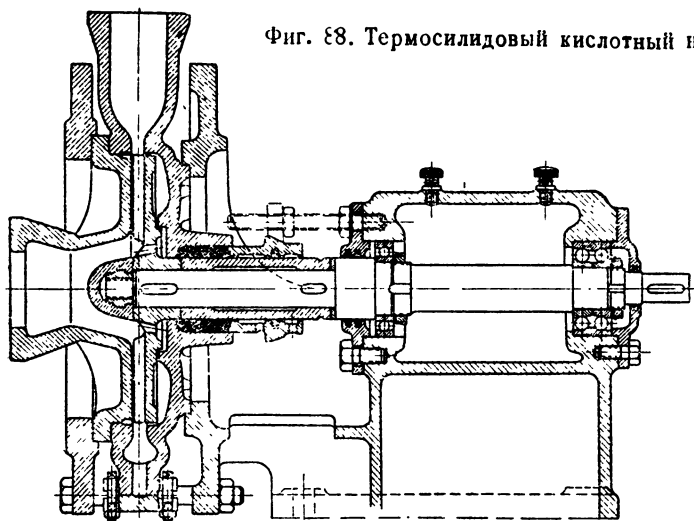
Из специальных конструкций химических насосов отметим в первую очередь кислотный насос Гана (фиг. 87). Он состоит из корпуса *a*, средней части *o* и крышки с кронштейном, в котором подвешен вертикальный вал *c*. На нижнем конце вала посажено рабочее колесо *g*, погруженное всегда в кислоту. Кислота поступает через отверстие *e* и находится все время на некоторой высоте, не достигая верхней опоры.

На случай внезапной остановки насоса корпус его имеет отверстие *d*, через которое отводится излишек кислоты трубкой, соединенной с приемным баком. Подобные насосы имеют подачу 10—15 м³/час с напором до 20 м. У них совершенно отсутствует сальник,



Фиг. 87. Кислотный насос Гана.

с напором до 20 м. У них совершенно отсутствует сальник,



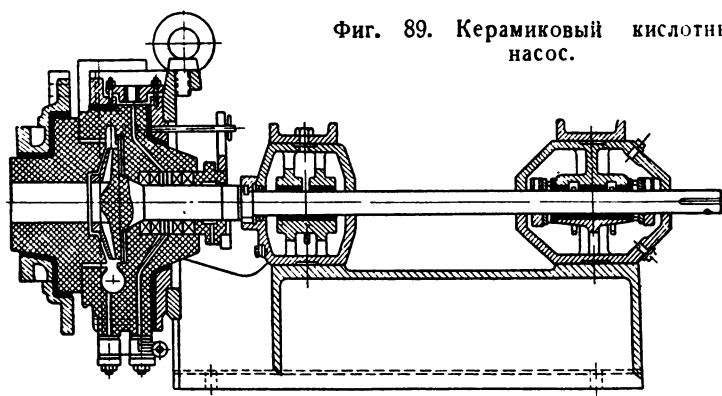
Фиг. 88. Термосилидовый кислотный насос.

который является наиболее уязвимым местом кислотных насосов. По своим габаритам, однако, насос недостаточно компактен.

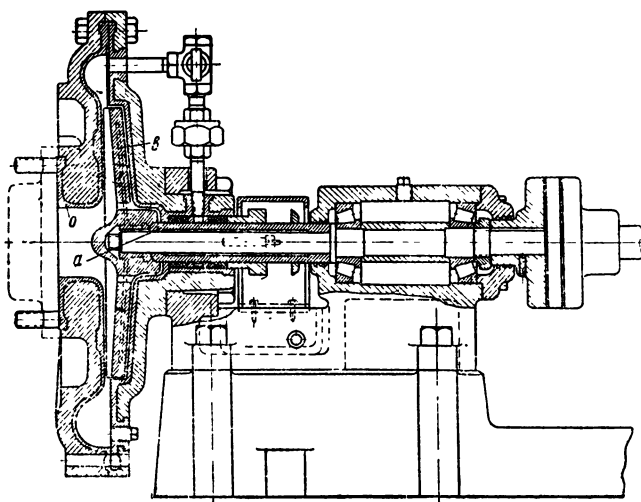
На фиг. 88 представлен термосилидовый насос, изготовляемый заводом «Большевик». Этот материал плохо поддается обработке, поэтому сверление и тем более нарезка отверстий в нем избегается. В соответствии с этим всасывающий и нагнетательный патрубки насоса выполнены конусными с накидными фланцами из обычного чугуна. Кроме корпуса и его крышки, из термосилица выполняются также рабочие колеса, во втулку которых заливается кольцо из стали, служащее для крепления его на валу. Насос этот имеет двойной сальник, набивкой для которого служит асбест, провариваемый в соляной кислоте и смешиваемый затем с воском и графитом. Насосы эти используются для перекачки серной и азотной кислоты в количестве от 1 400 до 1 500 л/мин с напором до 50 м при числе оборотов $n \approx 1\,450 - 2\,900$ об/мин.

Особой кислотоупорностью отличаются керамиковые насосы, которые противостоят всем кислотам, за исключением плавиковой. Керамика хорошо работает на сжатие, но плохо противостоит растяжению (допустимое напряжение 5—7 кг/см²), поэтому корпус насоса обычно заключается в чугунный панцирь или скрепляется металлическими обжимками.

Разрез насоса такой конструкции показан на фиг. 89. Рабочее колесо имеет хвостовик, которым надевается на стальной вал. Сальник имеет гидравлический затвор.



Фиг. 89. Керамический кислотный насос.



Фиг. 90. Кислотный насос с внутренней эбонитовой облицовкой.

Подобные насосы выполняются для напоров до 30 м производительностью 500—1 000 л/мин. Насосы гуммированные или с эбонитовой облицовкой (фиг. 90) выполняются из обычного чугуна. Колеса представляют собой металлический каркас *b*, покрытый с передней и задней стороны эбонитовой облицовкой. Вал предохраняется от разъедания эбонитовой втулкой *a*. Такие насосы для удобства выполнения их внутренней облицовки *o* имеют разъем корпуса в вертикальной плоскости.

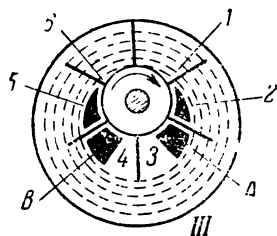
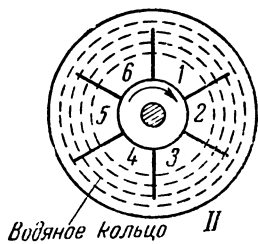
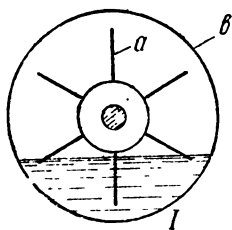
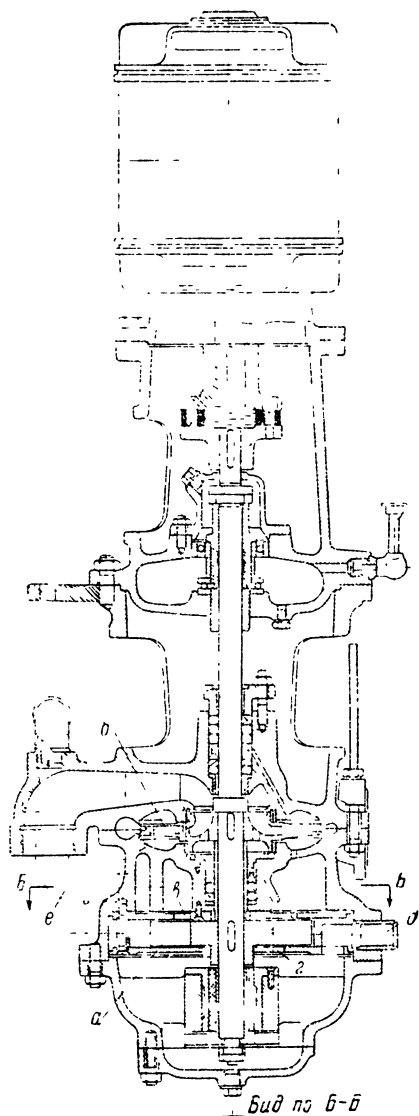
д) Самовсасывающие насосы. Как было указано ранее, перед пуском центробежные насосы должны быть

предварительно залиты жидкостью. Они весьма чувствительны ко всякого рода неплотностям во всасывающей линии и возможностям образования воздушных мешков. Эти свойства центробежных насосов являются особо неблагоприятными при автоматических насосных установках, если жидкость не подходит к насосам самотеком, затем при откачках с сильно падающим уровнем, при узких скважинах, когда во всасывающую трубу может попасть воздух, и наконец, в случаях, когда насос должен быть быстро пущен в ход (пожарные насосы) и др. Поэтому здесь нашли себе применение так называемые «самовсасывающие центробежные насосы», снабженные дополнительными устройствами (вакуумнасосами), благодаря которым вначале может быть создан вакуум с последующим подсосом жидкости.

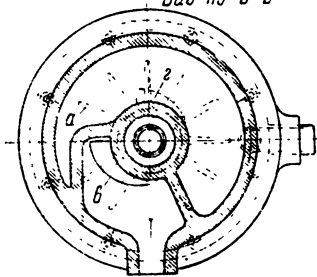
В современных конструкциях самовсасывающих насосов встречаются два типа вращательных вакуумнасосов: 1) сухие (воздушные), которые располагаются отдельно на корпусе основного насоса и приводятся в движение от вала последнего, и мокровоздушные (водокольцевые) или эльмонасосы, заключенные в общий кожух с центробежным насосом. Примером последнего может служить вертикальный самовсасывающий насос завода «Борец», изображенный на фиг. 91. Здесь *a* — колесо-звездочка эльмонасоса, сидящее на общем валу с рабочим колесом *b*, вращается в отдельной камере, по отношению стенок которой оно расположено эксцентрично; *в* и *г* — соответственно всасывающие и нагнетательные отверстия в боковых дисках камеры; *д* — отводная воздушная труба.

При пуске насоса в ход сначала удаляется воздух из всасывающей трубы, причем он отбирается эльмонасосом по трубке *e* и поступает в камеру через отверстие *в*, а затем выбрасывается через отверстия *г* в отводную трубу *д*. При некотором вакууме жидкость с нижнего уровня поднимется к насосу и заполнит каналы колеса *б*, после чего начнется нормальная работа насоса. Возможный вакуум зависит от степени выполнения и в хороших конструкциях может достигать 90% при обычной температуре жидкости.

На фиг. 92, III приведена схема насоса эльмо. Звездочка *a* расположена эксцентрично к корпусу и вращается, как показано на фигуре. Если бы она была установлена концентрично (фиг. 92, I), то жидкость в корпусе под действием лопастей расположилась бы кольцевым концентричным к звездочке слоем. При этом образовались бы равные по объему воздушные камеры 1, 2, 3, 4, 5, 6 (фиг. 92, II). Вследствие же эксцентриситета образуемые объемы оказываются неравными.



Фиг. 92. Схема насоса Эльмо.



Фиг. 91. Конструкция самовсасывающего насоса.

Эксцентриситет должен быть таким, чтобы жидкостное кольцо касалось втулки звездочки и разделяло камеры на две области: всасывающие 1, 2, 3 и напорные 4, 5, 6.

При вращении объемы 1, 2, 3 увеличиваются, в них создается вакуум, вследствие чего из всасывающего трубопровода насоса через серповидное отверстие А в торцевой крышке кожуха воздух поступает в эти камеры.

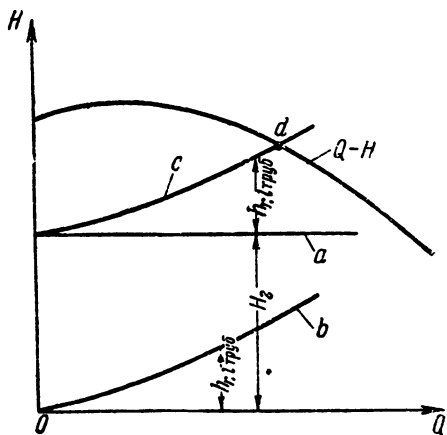
При перемещении камер 1, 2, 3 в область нагнетания благодаря уменьшению их объемов воздух будет вытесняться через отверстие В в нагнетательный трубопровод.

31. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО РЕЖИМА НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

При решении вопроса о пригодности центробежного насоса для конкретных условий работы существенное значение имеет определение зависимости между сопротивлением водопроводящей сети и его характеристикой, а также сама форма его характеристических кривых.

В общем случае напор, который должен развить насос, определяется суммой двух величин: гидростатической высоты поднятия жидкости H_0 и гидравлических потерь в присоединенных к насосу трубопроводах $h_{r, \text{тп}}^{\text{уб}}$. При изменении подачи насоса (фиг. 93) величина H_0 остается постоянной (прямая a) при постоянных уровнях жидкости в приемном и напорном резервуарах. Потери $h_{r, \text{тп}}^{\text{уб}}$ изменяются в турбулентном движении примерно пропорционально квадрату расхода и графически изображаются параболой b с вершиной в начале координат. Кривая c на той же фигуре определяет изменение полного напора, который должен развить насос в зависимости от подачи, и называется характеристикой сети (системы), причем она не зависит от того, какого рода применен насос.

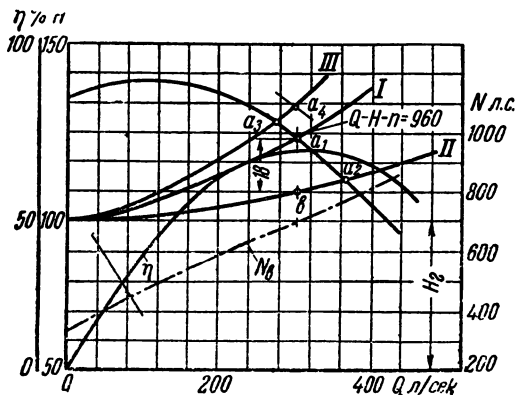
Если в той же системе координат нанести кривую $Q-H$ насоса для числа оборотов n и вспом-



Фиг. 93. К определению рабочего режима насосной установки.

нить, что развиваемый им напор расходуется на преодоление всех существующих сопротивлений, то очевидно, что насос будет работать при режиме, соответствующем точке пересечения a характеристики сети с его характеристикой $Q-H$ при данном числе его оборотов. Всякое изменение в величине сопротивлений и в характеристике насоса повлечет за собой отклонение от этого режима работы. Это может быть при изменении числа оборотов насоса, изменении гидравлических сопротивлений трубопроводов (увеличение или уменьшение диаметра и длины труб, открытие или закрытие напорной задвижки насоса), изменении статической высоты подъема жидкости.

На фиг. 94 представлена характеристика двухступенчатого турбинного насоса для числа оборотов $n = 960$ об/мин. Статическая высота подъема $H_s = 100$ м. Расчетная парабола сопротивлений сети для трубопровода диаметром 400 мм выражается кривой I . Нормальный рабочий режим насоса ориентирован точкой a_1 в пересечении кривой Q_1-H с кривой I . При этом производительность $Q_1 = 300$ л/сек, напор $H = 128$ м, из которого на долю сопротивлений приходится 28 м. Коэффициент полезного действия насоса будет максимальный $\eta_n = 0,75$ при потребляемой мощности $N_c = 700$ л. с. Если в действительности сопротивления при соответствующих подачах окажутся менее расчетных и кривая их будет II , то рабочий режим насоса будет уже определяться точкой a_2 . Как видно из графика, при этом $Q_2 = 374$ л/сек, напор $H = 114$ м, следовательно, на долю сопротивлений придется лишь 14 м. По сравнению с первым режимом работы к. п. д. насоса будет ниже $\eta_n = 0,73$, а потребляемая мощность больше $N_c = 770$ л. с. Если мощность двигателя не позволяет работать



Фиг. 94. Характеристика двухступенчатого турбинного насоса.

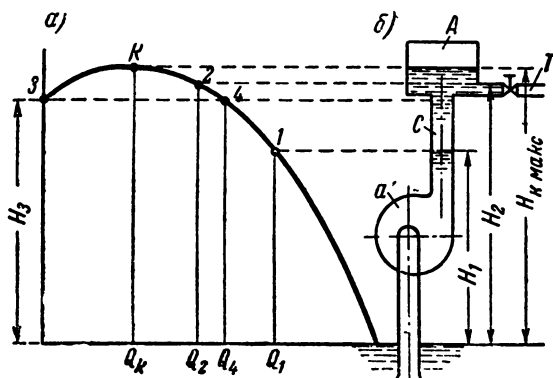
в этой точке и если к тому же это синхронный электромотор, не допускающий регулировки числа оборотов, то необходимо уменьшить производительность до значения хотя бы первоначального $Q_1 = 300$ л/сек. прикрыв напорную задвижку. Тогда мощность на валу попрежнему будет $N_b = 700$ л. с. При этом разница между напорами, развиваемым насосом и определяемым кривой сопротивлений II при данной производительности, т. е. величина $H - (H_c + h_T) = 128 - 110 = 18$ м, будет поглощена задвижкой. Насос при этом опять будет работать с максимальным к. п. д., но к. п. д. установки будет ниже, так как полезная мощность при этом меньше. Излишек создаваемого насосом напора, который приходится поглощать (дросселировать) задвижкой, иногда можно уничтожить путем обрезки колеса на выходе, но не более как на 15% от его первоначального диаметра. При этом в насосах, имеющих направляющие аппараты или уплотнения на внешнем диаметре рабочего колеса, производится срезка только лопаток. В насосах вольного типа вместе с лопатками срезаются и диски рабочих колес.

При обрезке колеса до 15% от его первоначального диаметра в зависимости от его быстроходности n_s (для n_s от 60 до 220) происходит уменьшение к. п. д. в пределах от 1 до 5%: Пользуясь обрезкой, нужно иметь в виду, что подача будет уменьшаться быстрее первой степени отношения диаметров, напор — несколько меньше, чем квадрат отношения диаметров после срезки к первоначальному.

В том случае, если сопротивления в действительности окажутся больше расчетных, т. е. кривая их будет III , то рабочий режим определяется точкой a_3 . Насос при этом подает $Q_1 = 275$ л/сек при напоре $H = 133,5$ м. При этих условиях довести расход до $Q_1 = 300$ л/сек можно либо путем увеличения числа оборотов насоса, если это позволяет мощность двигателя (точка a_4), либо снижением гидростатической высоты подъема H_2 .

При уменьшении подачи насоса напор его увеличивается до максимальной величины в точке K и затем на участке $K-3$ уменьшается одновременно с подачей (фиг. 95,а). Этот участок кривой $Q - H$ отвечает области неустойчивой работы насоса, сопровождающейся иногда шумом и треском.

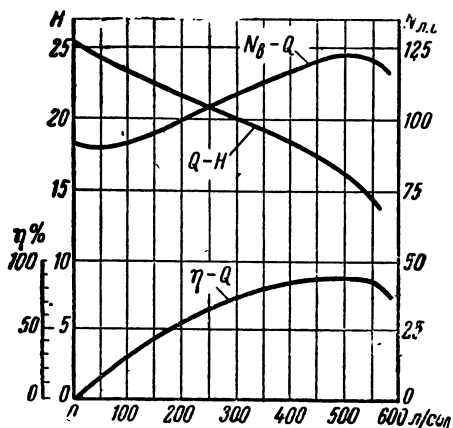
Явление неустойчивой работы насоса может быть рассмотрено на схеме фиг. 95,б, где уровень жидкости в приемном резервуаре совмещен с осью абсцисс (фиг. 95,а). Насос a подает воду по трубопроводу c в резервуар A , откуда она сливается по трубе T . Пренебрегая сопротивлением всасывающего и напорного трубопроводов, находим, что если насос



Фиг. 95 К вопросу о неустойчивой части характеристики центробежного насоса.

перед пуском был залит жидкостью до высоты H_1 , то в момент пуска его в работу он начнет нагнетать расход Q_1 отвечающий точке 1 характеристики $Q - H$. При дальнейшей работе насоса уровень воды в трубопроводе будет повышаться, а насос одновременно будет сокращать подачу. При поднятии уровня воды на высоту H_2 она начнет сливаться через трубопровод T ; при этом насос подает расход Q_2 . Если количество воды Q , уходящее в трубопровод T , меньше расхода Q_2 , то уровень в резервуаре A будет повышаться, а рабочая точка насоса будет смещаться влево, пока не достигнет точки кривой K . Может оказаться, что расход Q_k насоса будет все же больше того количества жидкости, которое может пропустить труба T . При этом уровень воды в резервуаре должен был бы еще повыситься выше того наибольшего напора $H_{k \text{ макс}}$, который может развить насос при данном числе оборотов. Наступает нарушение равновесия системы, насос прекращает подачу, переходя в точку нулевого расхода. Высота напора падает до H_3 , причем насос более не может поддерживать находящийся над ним столб воды и последняя будет течь через него в обратном направлении. Это будет продолжаться до тех пор, пока уровень воды в резервуаре не упадет до высоты, отвечающей напору H_3 насоса. Последний сразу переходит на подачу при этом значении напора (точка 4), а затем явление повторяется. Это явление срыва работы насоса известно под названием помпажа.

Условия работы насоса в области неустойчивой части его характеристики будут несколько благоприятнее при наличии сопротивлений сети. Характеристики насосов, имеющие неустойчивую зону работы, называются лабильными в отличие



Фиг. 96. Стабильная характеристика насоса и кривая мощности, не допускающая перегрузки.

от стабильных характеристик (фиг. 96), где эта зона совсем отсутствует.

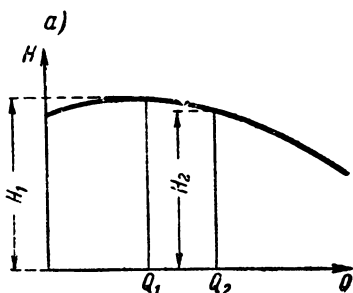
Во всех случаях, когда имеется в виду возможность работы при резких колебаниях нагрузки, с изменением подачи от максимума до нуля, должны применяться насосы, имеющие стабильную характеристику.

Наиболее часто такие условия работы требуются от питательных насосов, которые должны обеспечить вполне устойчивую и бесперебойную подачу воды в котел при любых режимах работы.

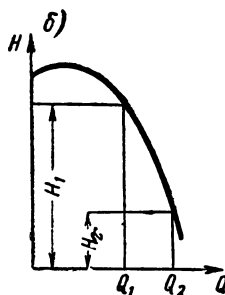
В установках с центробежными насосами имеет значение еще сам характер кривой $Q-H$, т. е. пологая ли она (фиг. 97,а), с незначительными изменениями напора при разных расходах, или крутопадающая (фиг. 97,б), когда при небольшом сравнительно изменении расхода значительно изменяется напор, развиваемый насосом.

Пологие характеристики выгодны в таких установках, где требуется значительное регулирование подачи при помощи задвижки, так как чем меньше будет поглощаемый задвижкой напор, тем больше будет к. п. д. установки. Круто падающие характеристики нужны в установках с значительным колебанием статического напора, если желательно сохранить постоянную подачу.

Примером таких условий работы является подача насо



Фиг. 97,а. Пологая характеристика насоса.



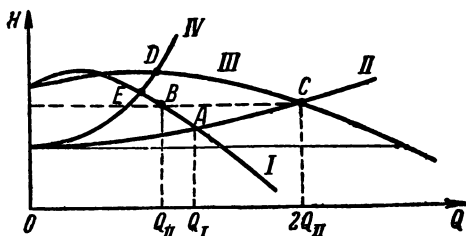
Фиг. 97, б. Крутопадающая характеристика насоса.

сом жидкости на фильтропрессы на химических заводах. По мере загрязнения этих фильтров, очевидно, увеличиваются гидравлические сопротивления, а так как расход через них должен оставаться более или менее постоянным, то в этом случае желательно иметь насос с крутопадающей характеристикой. Следует еще сказать, что с повышением коэффициента быстроходности насоса характеристика, как правило, имеет более крутой вид. Помимо формы кривой $\rho - H$ в некоторых установках немаловажное значение имеет вид кривой $Q - N_e$. Расходная мощность, достигнув максимума (фиг. 96), при дальнейшем увеличении подачи на некотором участке остается постоянной и затем падает. При резком увеличении расхода (внезапное уменьшение разности статических уровней, обрыв напорной магистрали) двигатель, рассчитанный на максимум, будет гарантирован от недопустимой перегрузки.

32. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

При эксплуатации насосных установок зачастую практикуется параллельное и последовательное соединение нескольких насосов для увеличения расхода, подаваемого в общую магистраль, или напора. Ниже приводятся методы определения рабочих режимов при совместной работе центробежных насосов применительно к различным условиям их установки.

а) Параллельная работа насосов с одинаковыми характеристиками. Пусть на фиг. 98 кривая I — характеристика насоса, а кривая II — трубопровода. При работе одного насоса режим его определится точкой A с подачей Q_I . При одновременной работе двух насосов их суммарная рабочая характеристика (кривая III) строится путем удваивания абсцисс для каждой точки кривой I . Точка C пересечения суммарной характеристики III с характеристикой сети II определит рабочий режим насосов при их совместной параллельной работе на данный трубопровод. Как видно, расход не удвоился, так как напор возрос. Мы как бы прикрыли вторым насосом задвижку у первого, т. е. режим

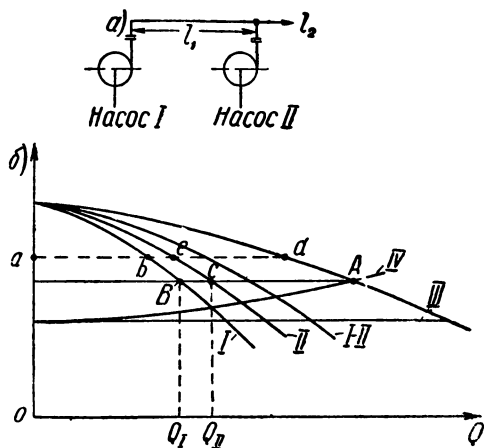


Фиг. 93. Характеристика параллельной работы двух одинаковых насосов.

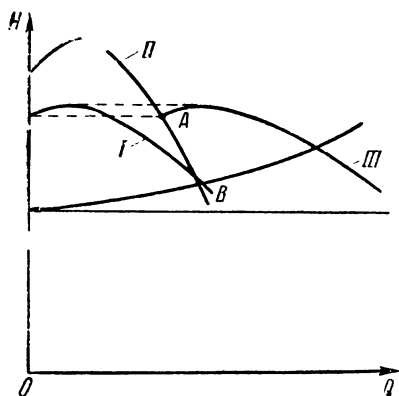
работы каждого насоса определится уже точкой B , лежащей на горизонтали, проведенной из точки C до пересечения ее с характеристикой насоса I . Каждый насос теперь подает количество Q_I (точка B), а два насоса $2Q_{II}$ (точка C). Если бы характеристикой сети была кривая IV , то точка D определяла бы суммарный расход двух насосов, а точка E одного. Из этого следует, что для значительного увеличения производительности при параллельной работе насосов характеристика сети должна быть пологой.

В случае параллельной работы трех и более насосов построение ведется аналогичным способом, т. е. абсциссы утраиваются и т. д. При остановке одного из насосов другой увеличит свою подачу, перейдя в точку A . При этом потребляемая им мощность возрастает, и следовательно, двигатель к насосу следует выбирать с запасом мощности против той, которую он расходует при совместной работе.

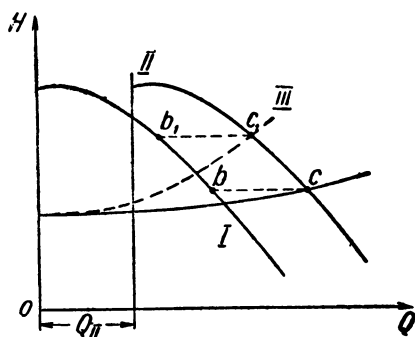
При длинном соединительном трубопроводе между двумя одинаковыми насосами (также если у одного из рядом стоящих насосов прикрыта напорная задвижка) для определения рабочих режимов необходимо учитывать различные в условиях их работы. По схеме фиг. 99,а соединительный трубопровод l_1 является дополнительным сопротивлением для насоса I по отношению к II . В этом случае условная характеристика насоса I (кривая I фиг. 99,б), отнесенная к месту приключения в сеть насоса II , найдется путем вычитания из ординат его характеристики $Q-H$ (кривая $I-II$) величины сопротивления всасывающего трубопровода и участка трубопровода l_1 . Аналогично должна быть построена и условная характеристика насоса II . Суммарная характеристика (кривая III) получается путем сложения абсцисс кривых I и II при одинаковых ординатах. Так, например, для точки d имеем $ad=ab+ae$ и т. д. Если кривая IV будет характеристикой трубопровода l_2 , то точка A определяет рабочий режим при совместной параллельной работе насосов. Проводя через точку A



Фиг. 99. Характеристика параллельной работы двух насосов.



Фиг. 100. Характеристика параллельной работы двух неодинаковых насосов.



Фиг. 101. Характеристика параллельной работы центробежного и поршневого насосов.

горизонталь, найдем точки C и B . Первая определяет режим работы насоса II , вторая — насоса I .

б) Параллельная работа насосов с разными характеристиками. На фиг. 100 кривые I и II — характеристики двух разных насосов. Суммарная характеристика (кривая III) начинается в точке A , а последующие ее точки получают суммированием абсцисс кривой I и участка AB кривой II при равных напорах. На участке CA возможна работа только одного насоса II и от точки A в параллельную работу включается второй насос. В этом случае насосы должны быть подобраны так, чтобы режимы их работы отвечали по возможности максимуму к. п. д. Кроме того, необходимо следить за тем, чтобы развиваемый насосами напор не превосходил максимального напора H_{\max} любого из включенных в параллельную работу насосов.

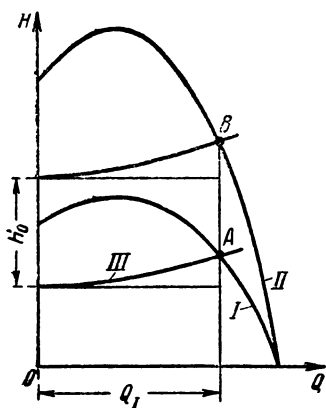
в) Параллельная работа центробежных насосов с поршневыми. На фиг. 101 приведены характеристики насосов: центробежного I и поршневого II , работающих при постоянном числе оборотов. Суммарная характеристика III получается сложением характеристик I и II , т. е. в данном случае путем переноса кривой I вправо на величину $Q_{II} = \text{const}$. При постоянном числе оборотов производительность поршневого насоса постоянна и при совместной работе с центробежным насосом будет изменяться лишь подводимая к нему мощность вследствие увеличения сопротивлений общего трубопровода для больших расходов. Точка c определяет суммарный расход для данного трубопровода. При перемещении ее влево будет изменяться положение точки b ,

определяющей расход центробежного насоса, т. е. все изменение режима по расходу принимает на себя только центробежный насос. С эксплуатационной стороны совместная работа таких насосов, несмотря на различие в принципах их работы, протекает вполне устойчиво.

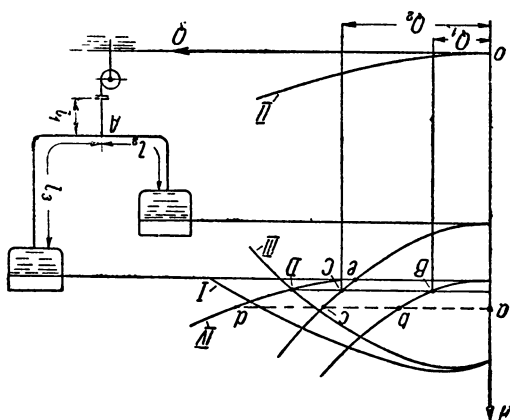
г) Последовательная работа центробежных насосов. Общее назначение таких установок — создание больших напоров. Но в некоторых случаях последовательная работа практикуется для увеличения производительности.

Если для простоты взять два одинаковых насоса, характеристика которых изображена на фиг. 102 (кривая *I*), то в последовательной работе их суммарная характеристика (кривая *II*) строится путем удвоения ординат кривой *I* при одинаковых абсциссах. При заданной характеристике сети (кривая *III*) рабочий режим одного насоса определяется точкой *A*. Предположим, что необходимо повысить давление в напорном резервуаре или увеличить геодезическую высоту подъема на H_0 , сохраняя производительность Q_1 . Включается последовательно второй насос. Рабочий режим теперь определяется точкой *B* кривой *II*, а характеристика сети сместится вверх на высоту H_0 .

д) Работа насоса на разветвленную сеть. При определении расходов в отдельных ветвях трубопровода (фиг. 103) воспользуемся приемами, изложенными в данном параграфе. Весь трубопровод разбиваем на три участка: l_1 —



Фиг. 102. Характеристика последовательной работы двух одинаковых насосов.



Фиг. 103. Характеристика работы насоса на разветвленную сеть.

длина его до места разветвления, l_2 и l_3 — длины отдельных ветвей. Зная размеры каждого отрезка трубопровода, можно построить их характеристики, отнесенные к соответствующим геодезическим высотам. Напоры в узле A при различных режимах работы насоса найдутся, если из ординат характеристики насоса (кривая I) вычтем ординаты характеристики трубопровода l_1 (кривая II). Произведя эту операцию для всех расходов, получим кривую III —условную характеристику насоса, приведенную к узлу A . Суммарная характеристика трубопроводов l_2 и l_3 (кривая IV) строится путем сложения их абсцисс при одинаковых ординатах, так, например, $a^b + ac = ad$ и т. д. Начинается кривая IV , как нетрудно понять, от точки e . Пересечение кривых IV и III определяет рабочий режим системы. Для определения расходов, нагнетаемых в каждой из двух линий трубопровода после разветвления, проводим через точку D горизонталь, которая в пересечении с кривыми трубопроводов l_2 и l_3 в точках B и C определит эти расходы Q_1 и Q_2 .

33. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы выгодно отличаются от других типов насосов свойством саморегулирования и возможностью принудительного регулирования в широких пределах их производительности и напора. Под свойством саморегулирования центробежных насосов понимается самостоятельное изменение их режима работы в связи с изменением сопротивления сети. Этим свойством насосов иногда пользуются при устройстве безбашенных водопроводов, заставляя насос работать прямо в сеть, причем насос сам регулирует расход воды.

Существует несколько способов принудительного регулирования насосов, главные из которых были уже отчасти рассмотрены в предыдущих параграфах. При постоянном числе оборотов насоса регулирование режима его работы производится:

а) Изменением открытия напорной задвижки (после насоса). Этот способ является наиболее простым и поэтому наиболее распространенным, однако экономически несовершенным, так как связан с значительным понижением к. п. д. установки.

б) Изменением открытия всасывающей задвижки (до насоса). По сравнению с предыдущим оказывается несколько выгоднее, но применение такого регулирования возможно только в насосах, работающих с подпором на всасывании, так как, вводя дополнительные сопротивления на всасываю-

щей линии, мы тем самым увеличиваем разрежение на входе, и следовательно, увеличивается опасность кавитации. Им пользуются в тех случаях, когда необходимо поддержать постоянным давление на выходе из насоса.

в) Перепуском жидкости из нагнетания во всасывание, главным образом, как мерой, предупреждающей срыв работы насоса при небольших подачах жидкости, а также для сохранения небольшой циркуляции воды в насосе при закрытой напорной задвижке, вследствие чего устраняется ее нагревание.

г) Впуском воздуха во всасывающую линию насоса. Таким образом можно уменьшить подачу насоса примерно на 30%, а также развиваемое давление и потребляемую мощность. Применение этого метода на практике требует большой осторожности, так как при увеличении количества воздуха появляется опасность срыва.

д) Изменением открытия направляющих аппаратов. Из всех перечисленных выше методов при работе насоса с постоянным числом оборотов последний является наиболее экономичным, так как в этом случае значительно уменьшаются потери. Однако осуществление такого регулирования требует специальной и специальной конструкции насосов.

При возможности изменения числа оборотов насоса регулирование его осуществляется наиболее экономично. Изменяется или число оборотов двигателя или только насоса при неизменном числе оборотов двигателя путем включения между ним и насосом специальной гидромукты. Затруднение, с которым встречается на практике применение этого способа, заключается в том, что большинство насосов работает с приводом от электромоторов переменного тока (синхронных и асинхронных), которые в обычных промышленных установках не допускают регулирования числа оборотов. Оно возможно в случае паровой турбины или электромотора постоянного тока, а также с двигателем внутреннего сгорания. Однако приводы этого рода менее распространены, чем электромоторы переменного тока. Насосные установки с приводом через гидромукту, которым принадлежит большое будущее, в настоящее время еще мало распространены.

34. ПУСК В ХОД, ОСТАНОВКА И УХОД ЗА ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ НАСОСАМИ

Перед пуском насоса следует открыть воздушные кранки и залить корпус насоса и всасывающую линию водой из напорной линии. При наличии эжектора или вакуумнасоса заполнение его водой производится отсасыванием воздуха из

корпуса при закрытой задвижке. Перед пуском же следует проверить сальники. Они должны быть набиты плотно, но не туго. Лучше набивку сальников производить в два или в три приема, т. е., набив один раз, пустить насос, подтянув немного сальники, если окажется сильная течь, затем, остановив насос, добавить набивку и снова пустить его. Нормально сальник должен иметь небольшой пропуск воды. Вообще на сальники должно быть обращено особое внимание, так как при больших скоростях, которые имеют место в центробежных насосах, излишне затянутый сальник способствует скорому износу вала и увеличивает работу трения на валу насоса. Необходимо проверить, есть ли достаточно масла в подшипниках и пяте. Следует обратить внимание на то, чтобы масло было совершенно чистым, для чего его следует профильтровать. Пуск насоса в ход должен происходить при закрытой напорной задвижке и открытой всасывающей. Расход мощности при этом бывает от $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{2}$ от нормальной. Затем немного открывают напорную задвижку, чтобы установился небольшой ток воды через насос, что исключает нагревание воды в нем, и проверяют работу подшипников и сальников.

Во время пуска насоса с электродвигателем необходимо наблюдать за показанием амперметра или ваттметра, а также манометра и вакуумметра. Убедившись в правильности работы насоса, открывают постепенно задвижку совершенно или на требуемую величину в зависимости от условий работы. Без воды насос не следует пускать в ход. Исключение допускается лишь для некоторых специальных конструкций.

Остановка насоса производится выключением двигателя, причем необходимо перед остановкой закрыть напорную задвижку. При продолжительной остановке насос опорожняется от жидкости.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Вследствие каких причин происходит движение жидкости в центробежных насосах?
2. Условия идеального течения жидкости через рабочее колесо.
3. Как строятся треугольники скоростей?
4. От каких факторов зависит развиваемый насосом напор?
5. Диффузорные устройства в насосах и их назначение.
6. Как строятся теоретическая и действительная характеристика насоса?
7. Как изменяется расход, напор и мощность при изменении числа оборотов насоса?
8. От чего зависит всасывающая способность насосов?
9. Причины кавитации и меры к ее устранению.
10. Способы разгрузки осевого давления?
11. Какие применяются способы регулирования насосов?
12. Как нужно пускать в ход центробежный насос?

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

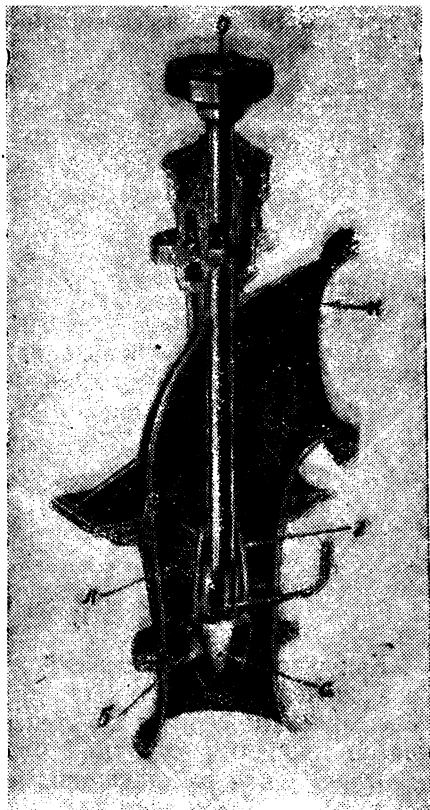
ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ (ОСЕВЫЕ) НАСОСЫ

35. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

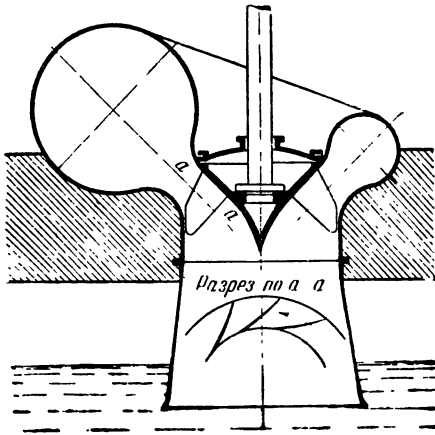
Приведенный в схеме на фиг. 104 насос имеет колесо *a*, по своей форме напоминающее гребной винт, причем жидкость к такому колесу поступает и отводится в направлении оси его вала, вследствие чего эти насосы и называются осевыми, или, учитывая форму лопаток *b*, которая при этом получается, пропеллерными.

Для общего представления о движении жидкости через колесо воспользуемся такой аналогией. Допустим, что лопатки колеса являются частью винтовой поверхности, а гайкой служит окружающая их жидкость. В таком случае при вращении винта (колеса) в направлении, указанном стрелкой, будет поступательно перемещаться гайка, т. е. жидкость, вдоль оси вала насоса снизу вверх. Двигаясь поступательно, жидкость одновременно участвует и во вращательном движении вместе с колесом. При этом лопатки колеса передают вращающий момент от вала жидкости, которая поступает к ним из всасывающей камеры.

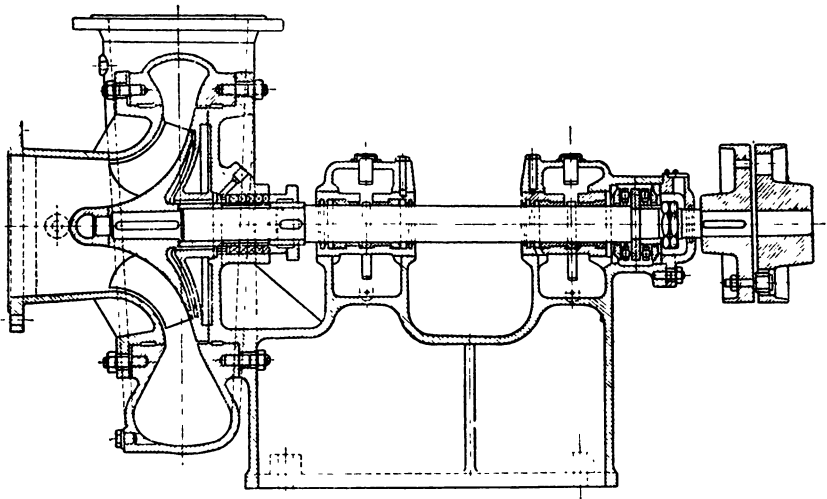
Таким образом, по выходе из колеса жидкость поступательно движется вдоль оси и имеет вращательное движение вокруг оси *oo*. Для устранения последнего ее заставляют пройти через направляющий аппарат *г*, снабженный лопатками *л*, после чего коленом *к* она отводится в напорный трубопровод.



Фиг. 104. Схема пропеллерного насоса.



Фиг. 105. Схема диагонального насоса.

Фиг. 107. Рабочее колесо
винтового насоса.

Фиг. 106. Винтовой насос.

Как уже указывалось в § 26, форма рабочего колеса насоса зависит от степени его быстроходности. В общем ряде колес, расположенных по степени быстроходности (фиг. 67), колеса пропеллерного типа будут наиболее быстроходными, в то время как высоконапорные радиальные колеса (центробежные) наиболее тихоходными. Наряду с этими основными типами существуют еще диагональные колеса, иногда назы-

ваемые также винтовыми, которые по своей форме являются промежуточными между радиальными и пропеллерными. Схема диагонального насоса приведена на фиг. 105. Здесь жидкость поступает к рабочему колесу в осевом направлении, но в дальнейшем получает отклонение в радиальном направлении и выходит из колеса под некоторым углом к его оси.

В этих насосах частично используется действие центробежных сил, а поэтому развиваемые напоры будут выше, чем у пропеллерных насосов, но по способу построения своих лопаток и принципу действия они стоят ближе к последним. В ряде колес, расположенных по степени быстроходности, эти колеса занимают место между пропеллерными и центробежными.

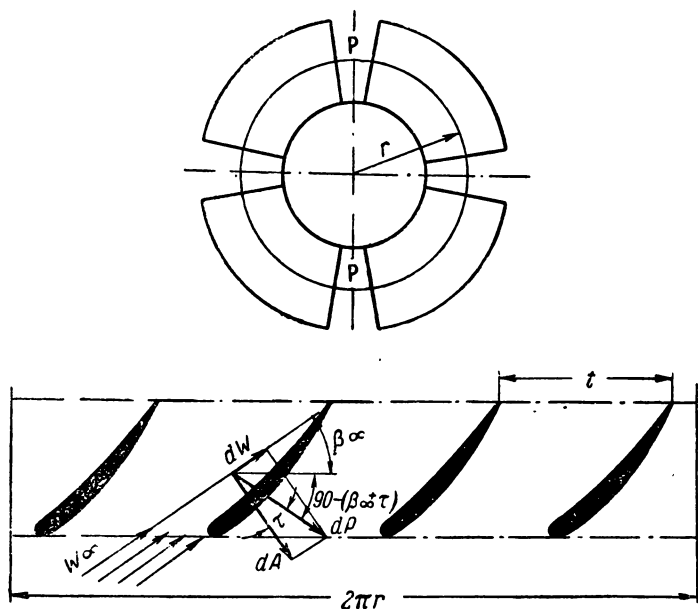
На фиг. 106 приведен разрез винтового насоса завода им. Фрунзе, предназначенного для перекачивания загрязненных и густых жидкостей. Насосы эти строятся производительностью от 1 800 до 15 000 л/мин с напором до 35 м при числе оборотов $n = 1450$ об/мин. Колесо винтовое с быстроходностью $n_s = 185$, открытое, благодаря чему возможность засорения значительно уменьшена, а очистка колеса и насоса производится сравнительно легко снятием всасывающей крышки.

Внешний вид рабочего колеса подобных насосов приведен на фиг. 107.

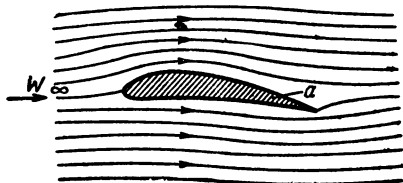
36. ОСНОВЫ ТЕОРИИ КРЫЛА

На фиг. 108 дана развертка на плоскости сечения лопаток пропеллерного насоса цилиндрической поверхностью p — p некоторого радиуса r . В каждом таком сечении тело лопатки имеет законсервную форму, которая называется аэродинамическим профилем. Работа лопатки, состоящей из таких определенным образом подобранных профилей, основана на теории подъемных сил профиля. Этот термин заимствован из авиации. Применительно к лопатке пропеллерного насоса под подъемной силой надо подразумевать то усилие, с которым в направлении, перпендикулярном к направлению движения, жидкость действует на обтекаемую лопатку.

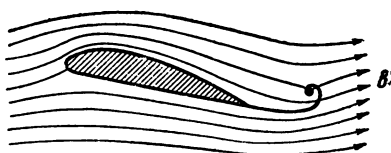
Если в жидкости, движущейся поступательно со скоростью w , поместить крыло с аэродинамическим профилем сечения, то течение жидкости вокруг крыла изменится. На достаточно больших расстояниях от крыла будем считать движение оставшимся без изменения. Таким образом, как говорят в бесконечности, скорость осталась той же. Это обозначают прибавлением к скорости индекса ∞ , т. е. w_{∞} .



Фиг. 108. Развертка сечения колеса цилиндрической поверхностью.



Фиг. 109. Линии тока при обтекании профиля в первый момент после возникновения течения.;

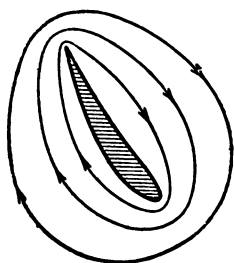


Фиг. 110. Образование начального вихря.

При натекании жидкости на крыло в первый момент движение, образующееся за крылом, имеет вид, показанный на фиг. 109. Но вслед за этим линии тока этого движения также изменяются. За крылом образуется вихрь v (фиг. 110), вскоре отделяющийся от крыла.

Благодаря этому вокруг крыла возникает круговое движение, показанное на фиг. 111, накладывающееся на основное движение обтекания.

Ни один из таких составляющих потоков по фиг. 109 и 111 не может вызвать подъемной силы, действующей на крыло.

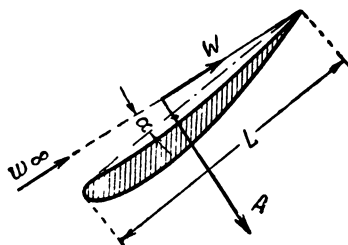


Фиг. 111. Циркуляционный поток вокруг профиля.



Фиг. 112. Распределение давления по профилю.

Если же оба эти движения сложить, то на верхней стороне крыла, где направления обоих течений совпадают, возникнут большие скорости, в то время как на нижней стороне, где скорости потоков противоположны и, следовательно, вычитаются, будут меньшие скорости. Благодаря этому с верхней стороны крыла давление должно быть меньше, чем с нижней.



Фиг. 113. Действие сил на несущую поверхность.

На фиг. 112 приведены кривые распределения давлений вдоль поверхности крыла с нижней и верхней его стороны, получаемые опытным путем. Здесь положительные ординаты кривой *a* означают увеличение давлений против атмосферного на нижней поверхности (повышенное давление), а отрицательные — разрежение на верхней поверхности. Из этой же диаграммы видно, что суммарная подъемная сила образуется, главным образом, за счет разрежения ($\frac{2}{3}$ от общей площади давлений) на верхней поверхности крыла.

Теоретическая формула, определяющая величину суммарной подъемной силы *A*, впервые была дана проф. Н. Е. Жуковским:

$$A = \rho \cdot \omega_{\infty} \cdot b \cdot \Gamma \text{ кг.} \quad (68)$$

Эта сила направлена перпендикулярно к направлению скорости ω_{∞} (фиг. 113); *b* — длина крыла в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа; $\rho = \frac{\gamma}{g}$ — плотность среды; Γ — так называемая циркуляция, характеризующая круговой поток по фиг. 111 вокруг крыла.

Величина [циркуляции Γ определяется по формуле Н. Е. Жуковского:

$$\Gamma = \frac{C_y L \cdot \omega_\infty}{2}, \quad (69)$$

где C_y — коэффициент подъемной силы, величина которого зависит от формы профиля, его положения относительно направления скорости ω_∞ или угла атаки α (фиг. 113) и размаха $\lambda = \frac{L}{b}$ крыла;

L — хорда профиля.

При прочих равных условиях коэффициент C_y будет наибольшим для $\lambda = 0$, т. е. для крыла при $b = \infty$. Значения C_y найдены экспериментально для множества профилей путем их продувки в аэродинамических трубах. О характере изменения C_y от угла α дает представление кривая a фиг. 114. После подстановки значения Γ по уравнению (69) в уравнение (68) получим такое выражение для подъемной силы

крыла в $\kappa\Gamma$:

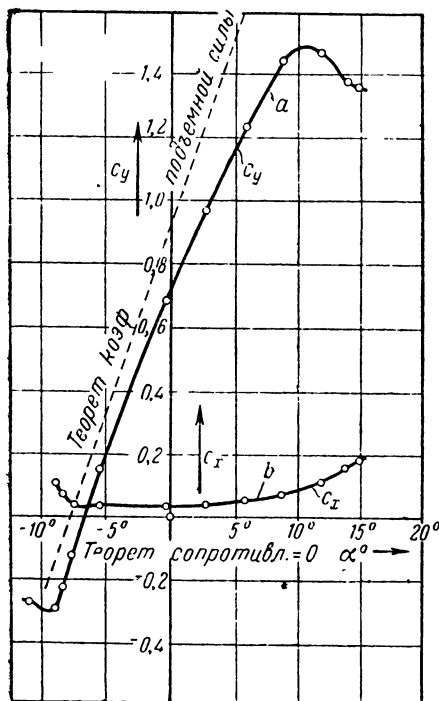
$$A = C_y \cdot \rho \cdot \frac{\omega_\infty^3}{2} \cdot L \cdot b. \quad (70)$$

Наряду с подъемной силой A вследствие вязкости среды возникает сила лобового сопротивления крыла W , действующая в направлении потока (фиг. 113). Ее величина в $\kappa\Gamma$ определяется по уравнению

$$W = C_x \cdot \rho \cdot \frac{\omega_\infty^3}{2} \cdot L \cdot b, \quad (71)$$

где C_x — коэффициент лобового сопротивления, зависящий от тех же условий, что и коэффициент C_y . Изменение его от угла α дается кривой b (фиг. 114).

Применяемый профиль крыла является тем более экономичным, чем меньше его коэффициент скольжения, определяемый отношением



Фиг. 114. Зависимость коэффициентов C_y и C_x от угла α .

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{W}{A} = \frac{C_x}{C_y}, \quad (72)$$

или чем больше обратная этому величина, называемая качеством крыла.

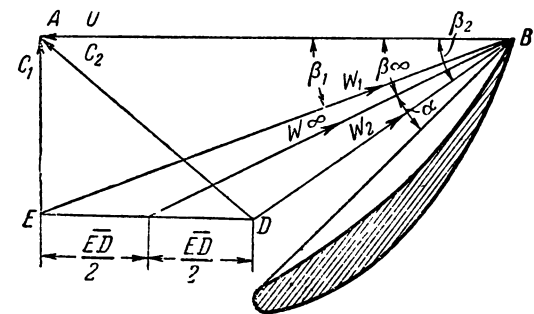
37. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРА И ПОДАЧИ НАСОСА

В пропеллерных насосах при вращении рабочих лопаток в жидкости на нижней их поверхности образуется разрежение, на верхней — избыточное против атмосферного давления. Абсолютное движение частиц жидкости через колесо происходит по сложным траекториям и скорость этого движения может быть найдена геометрическим сложением скоростей u переносного и w относительного движений. Так как абсолютная скорость входа c_1 направлена по оси, то, зная ее величину и окружную скорость u , для каждого сечения лопатки можно построить свой входной треугольник скоростей ABE (фиг. 115). На выходе жидкость получает отклонение от осевого направления в сторону вращения лопаток, при этом выходной треугольник будет ABD (фиг. 115).

Как видно, в этом случае обтекание каждой лопатки осуществляется относительным потоком, скорость которого на входе обозначается через w_1 , на выходе — w_2 .

Для определения подъемных сил, а также напора, создаваемого колесом, нужно знать скорость относительного потока w_∞ перед

лопаткой в „бесконечном“ удалении от нее или иначе скорость невозмущенного потока. По теоретическим данным скоростью w_∞ является средняя геометрическая из скоростей w_1 и w_2 . Способ ее определения приведен на фиг. 115. Лопатки пропеллерных колес конструируются таким образом, что каждый их элемент по радиусу r создает одинаковый напор. Если рассматривать цилиндрическое сечение колеса (фиг. 108), заключенное между радиусами r и $r + dr$, то соответствующая часть мощности, передаваемая жидкости лопатками при числе их Z , может быть определена по формуле



Фиг. 115. Скоростные треугольники пропеллерного насоса.

$$dN = Z \, d\dot{M} \Omega, \quad (73)$$

где dM — момент, создаваемый усилием dP (фиг. 108) относительно оси вращения

$$dM = dP \cos [90 - (\beta_\infty + \tau)] r = dP \cdot \sin (\beta_\infty + \tau) \cdot r.$$

Подставляя в уравнение (73), получим:

$$dN = Z dP \sin (\beta_\infty + \tau) \cdot r \Omega = Z dP \sin (\beta_\infty + \tau) \cdot u. \quad (74)$$

В последней формуле согласно уравнению (70) и фиг. 108

$$dP = \frac{dA}{\cos \tau} = \frac{C_y \rho \omega_\infty^2 L dr}{2 \cos \tau}. \quad (75)$$

Элементарный расход через выделенное кольцевое сечение, пренебрегая толщиной лопаток,

$$dQ = 2\pi \cdot r \cdot dr \cdot c_1 = Z \cdot t \cdot c_1 \cdot dr, \quad (76)$$

где c_1 — осевая скорость;

t — шаг лопаток на соответствующей цилиндрической поверхности, равный $\frac{2\pi r}{Z}$.

Теоретический напор или работа, передаваемая в секунду одному килограмму жидкости, будет:

$$H_T = \frac{dN}{\gamma \cdot dQ}. \quad (77)$$

Подставляя в уравнение (77) значения из (74), (75) и (76), получим:

$$\begin{aligned} H_T &= \frac{Z C_y \rho \omega_\infty^2 L dr \sin (\beta_\infty + \tau)}{\gamma \cdot 2 \cdot Z \cdot t c_1 dr \cos \tau} u = \\ &= \frac{u \cdot C_y \cdot L \omega_\infty}{2 g t} \cdot \frac{\omega_\infty}{c_1 \cos \tau} \cdot \sin (\beta_\infty + \tau). \end{aligned}$$

Имея в виду, что $\frac{C_y L \omega_\infty}{2} = \Gamma$, получим:

$$H_T = \frac{u \cdot \Gamma \cdot \omega_\infty \sin (\beta_\infty + \tau)}{g \cdot t \cdot c_1 \cos \tau}$$

или после преобразований, учитывая, что $\omega_\infty \cdot \sin \beta_\infty = c_1$,

$$H_T = \frac{u \cdot \Gamma}{g \cdot t} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \tau}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right). \quad (78)$$

Последнее уравнение является основным при расчете лопаток пропеллерных насосов. В нем связаны все величины, от которых зависит напор, развиваемый насосом. Очевидно, что теоретический напор H_T можно заменить его выражением,

$H_T = \frac{H}{\eta_2}$, где H — действительный напор, развиваемый насосом, т. е. удельная энергия, воспринимаемая жидкостью, η_2 — гидравлический к. п. д. насоса.

Для ориентировочных подсчетов величин напора H рекомендуется пользоваться уравнением

$$H = \frac{1}{k_u^2} \frac{u^2}{2g}, \quad (79)$$

где k_u — коэффициент напора, находится в зависимости от степени быстроходности n_s насоса. В среднем можно принять $k_u = 0,0244 n_s^{2/3}$, u — окружная скорость на внешнем диаметре колеса.

При определении допускаемой величины напора насоса необходимо обращать особое внимание на кавитационные условия его работы. Как следует из предыдущего, кавитационная устойчивость насосов значительно понижается с повышением степени их быстроходности. А так как для пропеллерных насосов коэффициент n_s имеет значение от 500 до 2000, то в большинстве случаев они работают с отрицательной высотой всасывания, т. е. с подпором, причем залив колеса будет тем больше, чем больше развиваемый насосом напор и степень его быстроходности. Подсчет допускаемой высоты всасывания или подпора производится по уравнениям, приведенным в § 27. В этих насосах кавитационному разрушению наиболее подвержены нижние (со стороны всасывания) поверхности лопаток у наружного края колеса. Вследствие перетока жидкости с значительной скоростью через зазор между внешней окружностью колеса и корпусом насоса возникает так называемая щелевая кавитация.

Подача насоса определится по формуле

$$Q = c_1 \cdot \pi (r_n^3 - r_s^3), \quad (80)$$

где r_n — наружный радиус колеса;

r_s — радиус втулки.

Осевая скорость c_1 находится в зависимости от степени быстроходности и напора насоса и определяется по формуле:

$$c_1 = k_c \sqrt{2g \cdot H}, \quad (81)$$

причем коэффициент скорости $k_c \approx 0,0055 \cdot n_s^{2/3}$.

¹ Акад. А. Ф. Проскура Гидродинамика турбомашин. ОНТИ, 1934 г., гл. X, стр. 269.

Для определения внешнего диаметра колеса в m существует полуэмпирическая формула:

$$D_k = k \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (82)$$

где $k = 5 \div 5,2$;

Q — подача насоса в $m^3/сек$;

n — число оборотов в минуту.

Пример 8. Определить высоту всасывания и диаметр колеса пропеллерного насоса для подачи $Q = 1 m^3/сек$ воды, температурой $t = 20^\circ C$, с напором $H = 7 m$. Насос имеет непосредственный привод от двигателя с числом оборотов $n = 730 об/мин$.

Решение. Наружный диаметр колеса

$$D_k \approx k \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 5,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{730}} = 0,55 m.$$

Коэффициент быстроходности n_s насоса по уравнению (63) § 26

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt[3]{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 730 \cdot \sqrt[3]{1,0}}{7^{3/4}} \approx 620.$$

Напор насоса по уравнению (79) при $k_u = 0,0244$ $n_s^{2/3} = 0,0244 \cdot 620^{2/3} = 1,78$

$$u = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,55 \cdot 730}{60} = 21 m/сек$$

$$H = \frac{1}{k_u^2} \cdot \frac{u^3}{2g} = \frac{1}{1,78^2} \cdot \frac{21^3}{2 \cdot 9,81} \approx 7,1 m.$$

Высота всасывания по уравнению (66) § 27 при коэффициенте кавитации

$$\sigma \approx \left(\frac{n_s}{560} \right)^{4/3} \approx 1,143 \text{ и } \frac{p_t}{\gamma} = 0,2 m$$

$$H_v \approx \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_t}{\gamma} - \sigma \cdot H_n = 10 - 0,2 - 1,14 \cdot 7,0 = 1,8 m.$$

38. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОПЕЛЛЕРНЫХ НАСОСОВ. РЕГУЛИРОВАНИЕ

К числу особенностей пропеллерных насосов следует отнести форму их характеристических кривых, получаемых при испытании. Как видно из графика (фиг. 116), кривая $Q - H$ у них круто падает и имеет перегиб (точка A), причем максимальный напор отвечает расходу $Q = 0$ (закрытая напорная задвижка) и примерно в 1,5—2 раза больше напора при максимальном к. п. д.

Отрезок kc кривой $Q - H$ является нерабочим, так как в насосе при этих режимах наблюдаются сильные гидравличе-

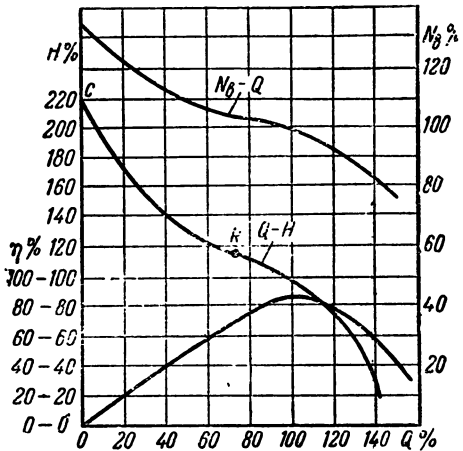
ские удары и сотрясения. Более пологий вид по сравнению с кривой $Q-H$ имеет кривая зависимости потребляемой насосом мощности N_b от расхода Q . Также при закрытой задвижке ($Q=0$) потребляемая мощность достигает максимальной величины и примерно на 20 : 40% больше мощности при максимальном к. п. д.

Кривая к. п. д. имеет довольно быстрое падение по обе стороны от максимума, вследствие чего область оптимальных режимов при работе с постоянным числом оборотов и неизменным положением лопаток небольшая. Такой характер кривых вносит существенные изменения в способы пуска и регулирования пропеллерных насосов.

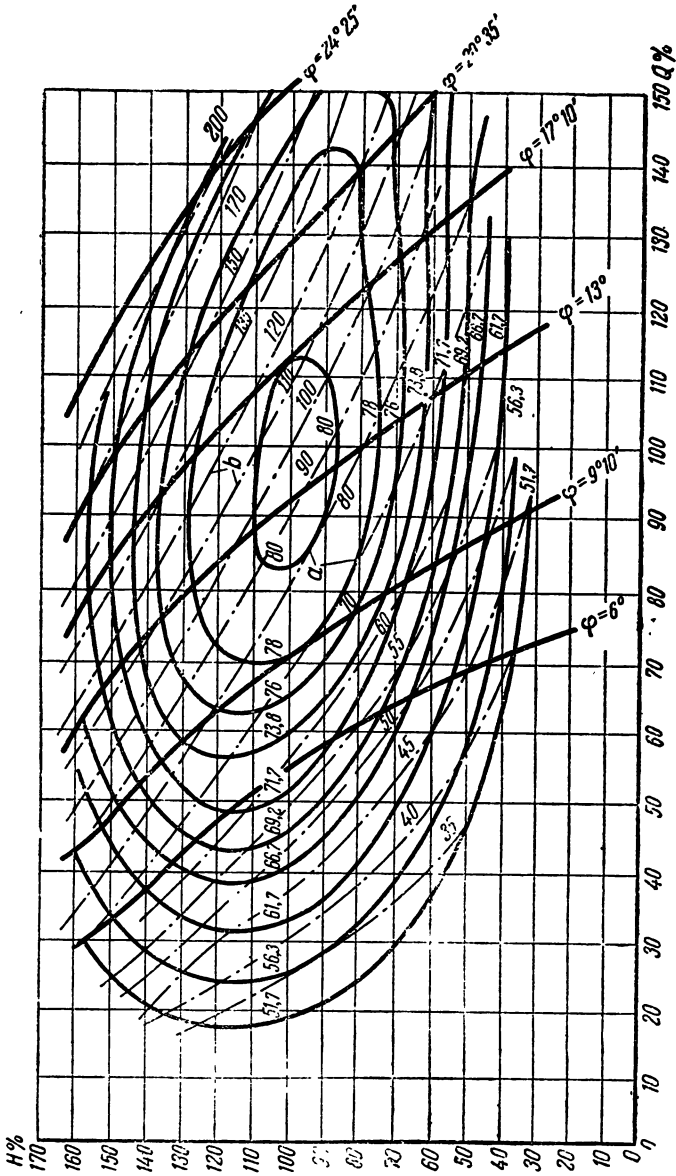
При значительных изменениях подачи и постоянном напоре регулирование задвижкой здесь невыгодно, так как значительно ухудшает к. п. д. установки и требует большого запаса в мощности двигателя.

Не останавливаясь на способе регулирования работы изменением числа оборотов, так как при этом необходимо иметь соответствующий двигатель, допускаяющий это изменение, укажем только, что к пропеллерным насосам в известных пределах целиком применимы законы пропорциональности, изложенные в § 25.

В этих насосах экономически наиболее целесообразным является регулирование поворотом лопаток колеса. К тому же втулка его, обычно значительных размеров, позволяет удобно разместить в ней механизм, управляющий поворотом. На фиг. 117 представлен ряд характеристик $Q-H$ насоса при постоянном числе оборотов, но при различных углах установки $\varphi = (\beta_{\infty} + \alpha)$ лопаток колеса. Здесь же нанесены линии постоянных значений к. п. д. (замкнутые кривые a) и потребляемой мощности (кривые b). Как видно из этого универсального графика, при постоянном напоре можно поворотом лопаток значительно изменить подачу насоса, работая



Фиг. 116. Характеристические кривые для $n = \text{const}$.



Фиг. 117. Универсальная характеристика.

в то же время в области хорошего к. п. д. При постоянной потребляемой мощности таким же способом можно вести регулирование в широких пределах как подачи, так и напора. В некоторых случаях, главным образом, в крупных машинах, поворотные лопатки применяются в целях уменьшения пускового момента.

Нормальный пуск насосов в ход должен производиться при наименьшей потребляемой мощности, в данном случае при открытой напорной задвижке. Однако при включении пропеллерных насосов в параллельную работу или когда их напорный трубопровод заполнен жидкостью, пуск осуществляется в условиях, при которых потребляемая мощность значительно превосходит нормальную. В последнем случае, чтобы не ставить двигатель с большим запасом мощности, выгодно применять насосы с поворотными лопатками. Лопатки колеса можно прикрыть настолько, что их крайние профили займут горизонтальное положение. При этом насос почти прекратит подачу жидкости и, следовательно, потребный пусковой момент будет небольшим. В дальнейшем, раскрывая лопатки, доводят нагрузку двигателя до нормальной.

В насосах небольших размеров бывает уже трудно разместить во втулке механизм поворота лопаток, поэтому здесь для возможности пуска при закрытой напорной задвижке без перегрузки двигателя применяются особые разгрузочные и регулировочные клапаны, перепускные и обводные трубопроводы, а там, где это возможно, двигатели с регулировкой числа оборотов.

39. КОНСТРУКЦИИ ПРОПЕЛЛЕРНЫХ НАСОСОВ И ИХ ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

В настоящее время пропеллерные насосы применяются для подачи жидкости от 0,1 до 30 $\text{м}^3/\text{сек}$ и более при напорах до 20 м. Больше всего они применяются для целей ирригации, для доков, конденсационных установок тепловых централей, создания циркуляции жидкости в выпарных аппаратах, в каналах с принудительным подъемом воды и т. п.

Указанный выше предельный напор пропеллерных насосов является в известной мере условным и относится к двухступенчатому насосу в предположении, что напор каждой его ступени не будет выше 10 м и что в свою очередь по условиям кавитации требуется заглубление рабочего колеса под нижний уровень жидкости примерно на 2,5—3 м. Если имеется возможность без особого удорожания всего сооружения заглубить колесо насоса под уровень жидкости более чем на 2,5 м, то в соответствии с этим несколько повысится и

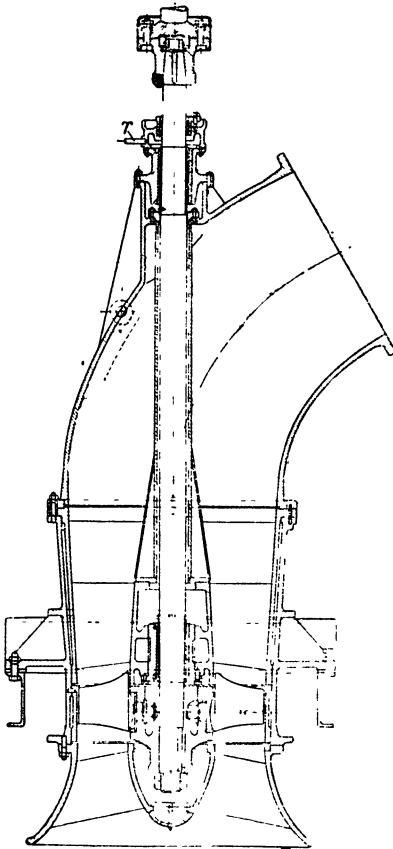
предельный напор для одной ступени, не говоря о том, что число последовательно работающих ступеней может быть и более двух.

Конструкция пропеллерных насосов в большой степени зависит от:

конструкции рабочего колеса (поворотные, отъемные и цельнолитые с втулкой лопатки) и способа его демонтажа; взаимного расположения колес (параллельная или последовательная их работа);

расположения вала насоса (горизонтальное, вертикальное, наклонное).

Лопатки рабочего колеса отливаются из чугуна, бронзы и стали и для удобства обработки выполняются отдельно от втулки.



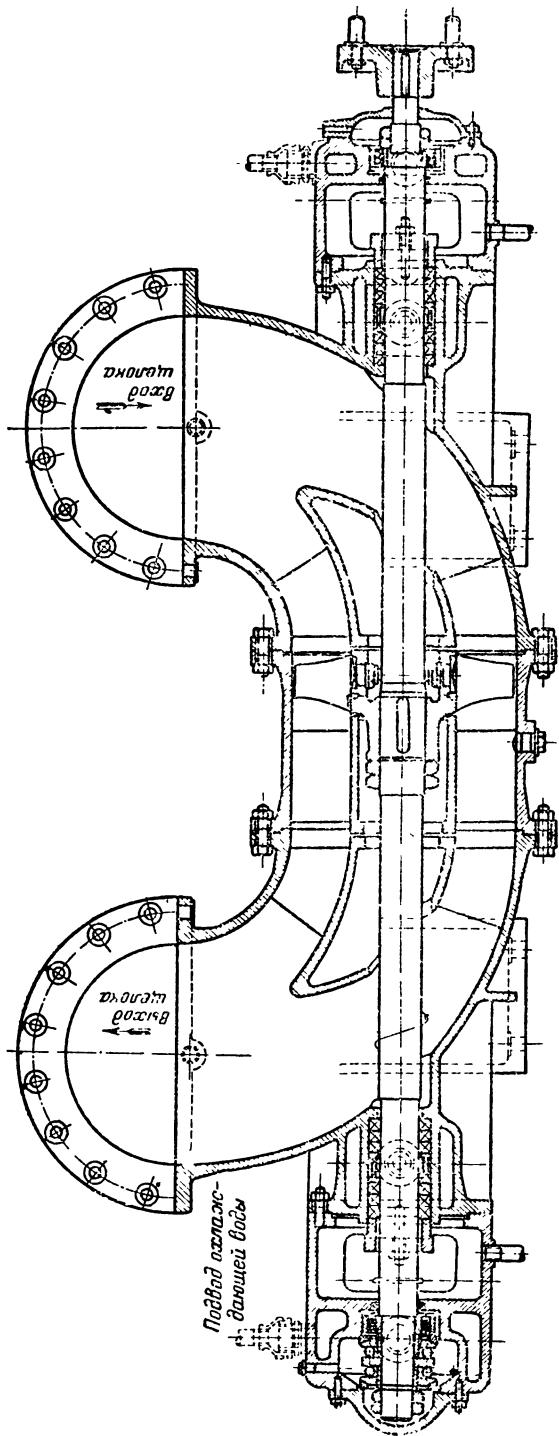
Фиг. 118. Конструкция вертикального пропеллерного насоса.

В небольших насосах, преимущественно низконапорных, особенно при серийном их изготовлении, лопатки отливаются также и заодно с втулкой. Закрепление отъемных лопаток на втулке при неизменном их положении во время работы производится либо гайками, либо при помощи упорных бортов на их цапфе.

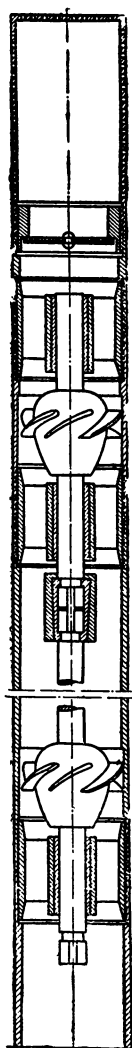
В колесах с поворотными лопатками последние своими цапфами свободно вращаются во втулке помощью рычажного механизма, которым они могут также удерживаться в нужном положении. Рычажный механизм приводится в действие помощью подводимой извне механической или гидравлической энергии.

Нормальный зазор между колесом и корпусом насоса равен 0,001 от внутреннего диаметра последнего.

Возможность демонтажа рабочего колеса вниз через всасывающую камеру насоса, либо вверх через напорное колено, определяет конструкцию направляющего аппарата, который



Фиг. 119 Конструкция горизонтального пропеллерного насоса



Фиг. 120. Пропеллерный насос для буровой скважины.

выполняется в первом случае заодно с корпусом, во втором отъемным. Для этой же цели иногда выполняются разъемными корпус и напорное колено насоса.

Конструкция вертикального одноколесного пропеллерного насоса в исполнении завода «Борец» представлена на фиг. 118. Подобные насосы завод изготовлял на подачу от 0,2 до 4,0 м³/сек с напором до 10 м и непосредственным приводом от электродвигателей при числе оборотов $n=1450 \div 500$. Рабочее колесо имеет четыре стальных отъемных лопатки и закреплено на нижнем конце вала. Вал направляется двумя текстолитовыми подшипниками со смазкой чистой водой, подводимой по трубе *T*. Значительная осевая гидравлическая нагрузка в этих насосах от действующих на их лопатки сил, а также от собственного веса вала и колеса направлена сверху вниз и воспринимается опорными пятнами на электродвигателях.

На фиг. 119 приведена конструкция горизонтального одноколесного пропеллерного насоса того же завода, предназначенная для создания циркуляции горячего щелока (с температурой 140°C) в выпарных аппаратах химической промышленности. Ввиду особых свойств перекачиваемой жидкости подшипники насоса вынесены наружу и имеют специальную систему охлаждения, которая также предусмотрена и для сальников. Для устранения возможности парообразования горячая жидкость в этом случае должна подводиться к рабочему колесу с напором 5 м.

Схема многоступенчатого пропеллерного насоса применительно к условиям его работы в очень узких скважинах дана на фиг. 120. Такие насосы строятся на размер скважины от 100 мм и выше, при этом их производительность будет 20 м³/час при диаметре скважины 100 мм и 100 м³/час при диаметре 150 мм. Более крупные двухступенчатые насосы

с расходом до $6 \text{ м}^3/\text{сек}$ и напором до 20 м изготовлял завод «Борец» для подачи охлаждающей воды в конденсаторы, тепловых станций. Этим же заводом были выполнены пропеллерные насосы для станций канала Москва — Волга.

Каждый из насосов рассчитан на подачу 25 м^3 воды в секунду при напоре $8,5 \div 9 \text{ м}$ и приводится в действие вертикальным синхронным электромотором мощностью 3000 кв с числом оборотов 214 в минуту.

Стальные лопасти рабочего колеса подвижно закреплены в его втулке и могут быть установлены на любой угол открытия, что позволяет в широкой мере регулировать производительность насоса.

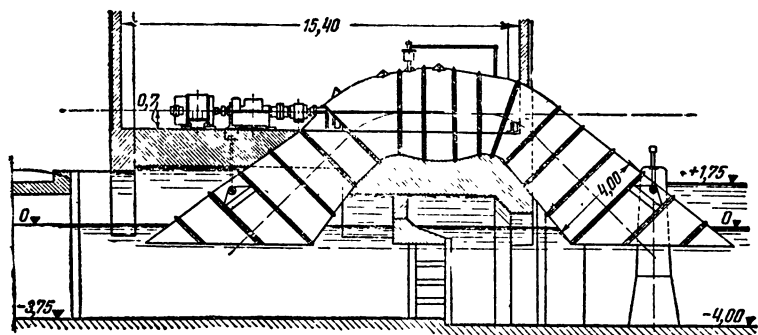
Поворот лопастей осуществляется помощью поршневого масляного сервомотора, расположенного во втулке колеса. Масло под давлением подается к нему по специальным трубам внутри полого сверления вала из распределительной головки, расположенной на верхней части электродвигателя.

Изогнутая всасывающая труба и напорный патрубок насоса выполнены в железобетоне с облицовкой части их листовой сталью.

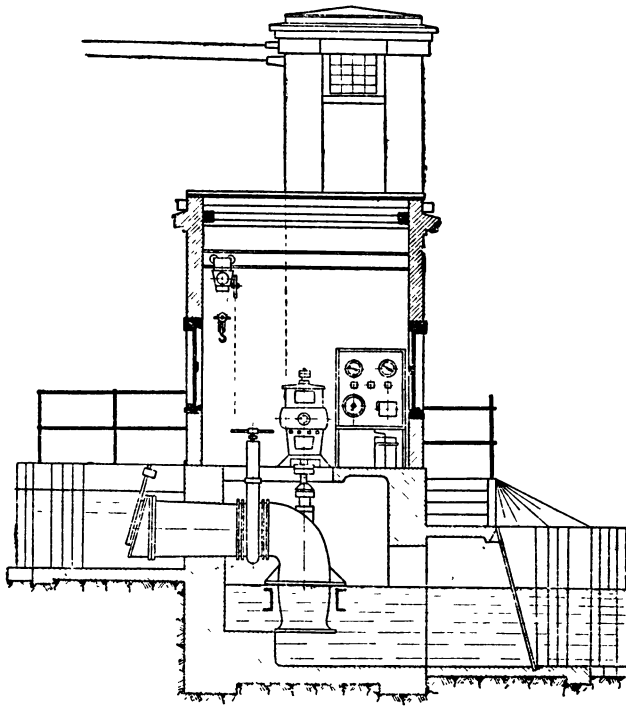
Изготовлению насосов предшествовала длительная исследовательская работа, для чего на заводе была построена специальная модельная установка.

Ниже дается сравнительная оценка трех основных типов установок пропеллерных насосов, приведенных на фиг. 121, 122, 123.

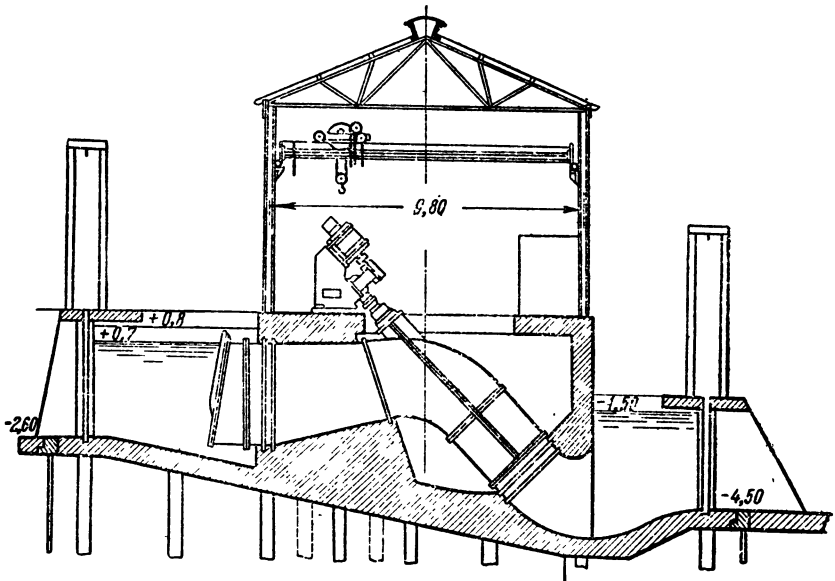
Горизонтально-сифонная установка (фиг. 121) имеет такое расположение, при котором концы трубопроводов вводятся под уровень воды — один в приемной камере, другой в головной части напорного канала, а средняя



Фиг. 121. Горизонтально-сифонная установка насоса.



Фиг. 122 Вертикальная установка насоса с затопленным колесом.



Фиг. 123. Наклонный тип установки насоса.

часть трубопровода, собственно насос, находится выше верхнего уровня последнего. В этом случае насос работает при вакууме, причем для заполнения его жидкостью требуется удалить из него воздух, что вызывает необходимость установки вспомогательного вакуум-насоса или эжектора. Насос рекомендуется пускать в ход без воды, и лишь по достижении полного числа оборотов из него удаляют воздух. Это необходимо, во-первых, для уменьшения потребного пускового момента двигателя, а во-вторых, для устранения возможности обратного тока воды в том случае, если отсутствует обратный клапан. Из этих же соображений вакуум устраняют и перед остановкой насоса.

Вертикальная установка с затопленным колесом (фиг. 122) имеет по сравнению с первым типом установки то преимущество, что рабочее колесо находится ниже уровня воды в приемной камере, а поэтому насос не нужно заливать перед пуском в ход. Кроме того, здесь можно применять более высоконапорные насосы.

Наклонный тип установки (фиг. 123). Она имеет наряду с хорошими условиями для протока воды также постоянную готовность к работе, характерную для вертикальных установок.

40. ВЫБОР ТИПА НАСОСА

При выборе типа насоса на заданные условия работы необходимо иметь в виду:

1) к. п. д. агрегата; 2) полную стоимость агрегата; 3) место, занимаемое установкой; 4) стоимость эксплуатации; 5) особенности в условиях работы насоса.

Если по указанным пунктам произвести сравнение поршневых и центробежных насосов, то преимущество последних прежде всего заключается в:

а) возможности их непосредственного соединения с быстроходными двигателями — паровой турбиной, электромотором; как следствие этого, установка получается компактной, меньшего веса и требует мало площади, чем значительно снижаются капитальные затраты;

б) простоте устройства (отсутствие клапанов) и ухода, что вызывает меньше расходы на текущий ремонт и обслуживающий персонал; существуют насосные станции, оборудованные центробежными насосами, целиком автоматизированные, без обслуживающего персонала;

в) равномерности подачи жидкости, а следовательно, отсутствии инерционных сил; нет надобности в установке воздушных колпаков;

- г) равномерности вращения, благодаря чему требуются менее тяжелые фундаменты;
- д) простоте регулирования количества подаваемой жидкости в широких пределах;
- е) возможности подачи грязной, засоренной жидкости;
- ж) минимальном расходе смазки.

В настоящее время в области средних и крупных подач центробежные насосы совершенно вытеснили собой поршневые устройства, оставив последним некоторые специальные области, преимущественно небольшой подачи и высокого давления (насосы питательные, судовые, нефтяные, для крекинга, для химических жидкостей, гидропрессовые установки). И в этих областях во многих случаях центробежные насосы успешно конкурируют с ними, несмотря на то, что их к. п. д. при малых подачах уступает к. п. д. поршневого насоса. Современные центробежные насосы достигли высокой степени совершенства и при подачах более $200 \text{ м}^3/\text{час}$ их к. п. д. уже не уступает к. п. д. поршневых насосов. А если учесть отсутствие у них передачи, то и в этой части налицо их преимущество.

Современные крупные города, промышленные комбинаты, ирригационные сооружения, доки требуют громадных, исчисляемых миллионами кубических метров, масс воды. Удовлетворение таких потребностей поршневыми устройствами трудно себе представить. А подача десятков кубических метров в секунду одним агрегатом безусловно уже не осуществима в поршневых насосах. В этих случаях конкурируют между собой уже различные типы центробежных насосов: как тихоходные с быстроходными, так и пропеллерные насосы с центробежными в целях достижения максимальной компактности и экономичности.

Опять-таки преимущество при прочих равных условиях остается за более быстроходными типами. В этом отношении наибольший интерес представляют пропеллерные насосы, получившие в последнее время широкое распространение. Они особо пригодны для подачи больших количеств жидкости при сравнительно небольших напорах и в этой области заменяют центробежные и диагональные насосы, благодаря следующим преимуществам:

- а) осевое, прямооточное направление движения жидкости через насос обуславливает уменьшение гидравлических потерь и высокий к. п. д.;
- б) высокое число оборотов приводит к компактной, наиболее легкой и дешевой конструкции как насоса, так и двигателя;

- в) возможность наиболее экономичного способа регулирования нагрузки поворотом лопаток дает исключительное преимущество в установках с переменной высотой подачи;
- г) простота устройства, обслуживания и эксплуатации.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. В чем отличие осевых насосов от радиальных и диагональных?
2. При каких условиях возникает подъемная сила и от каких величин она зависит?
3. Какие величины входят в выражение теоретического напора пропеллерного насоса?
4. Особенности характеристических кривых пропеллерных насосов.
5. Какой наиболее экономичный способ регулирования пропеллерных насосов?
6. Правило туска пропеллерных насосов.
7. Область применения пропеллерных насосов.
8. Типы установок пропеллерных насосов.

ГЛАВА ПЯТАЯ

НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ

41. НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЙ

На современных тепловых электростанциях применяется весьма разнообразное насосное оборудование, по установленной мощности занимающее первое место среди другого вида механизмов, обслуживающих нужды станции.

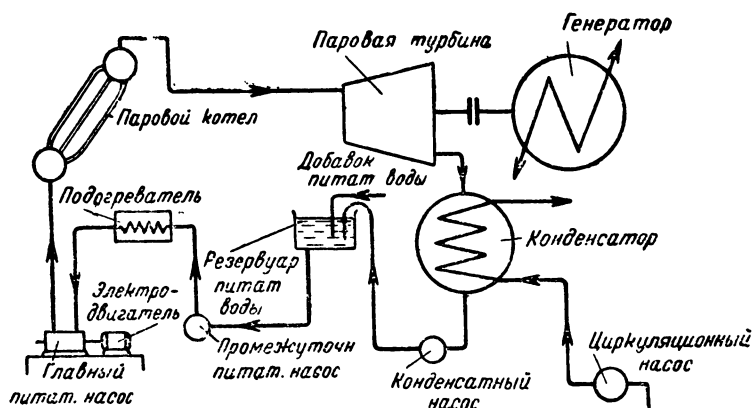
Среди установленных насосов наибольшее применение нашли себе центробежные и отчасти ротационные (зубчатые) насосы.

Поршневые насосы встречаются на старых станциях или при установках высокого давления.

Одни из них являются обычными насосами для воды, температура которой делает возможной работу насоса без каких-либо дополнительных устройств, другие же имеют своеобразную, специально приспособленную к специфическим условиям работы, конструкцию.

Таковы, например, насосы конденсатный и питательные, показанные на приведенной в простейшем ее виде схеме (фиг. 124) включения насосов основного цикла работы электростанции¹. Конденсатный насос подает конденсат из конденсатора паровой турбины в резервуар питательной воды.

¹ Различные схемы питания см. книгу А. М. Казанского, Вспомогательное оборудование турбинных установок, 1941 г.



Фиг. 124. Схема включения насосов электростанции.

Так как конденсатный насос работает в условиях значительного вакуума в паровом пространстве конденсатора, из нижней части которого и отводится конденсат, то при наличии у него сальников со стороны всасывания должны быть приняты тщательные меры против проникновения через них в насос воздуха. Кислород воздуха энергично поглощается конденсатом, а содержание его в питательной воде котельных установок строго регламентируется.

Попадание в насос воздуха ухудшает кроме того его кавитационные свойства, так как он работает при значительном вакууме во всасывающей камере, хотя и располагается, как правило, ниже уровня воды в конденсаторе.

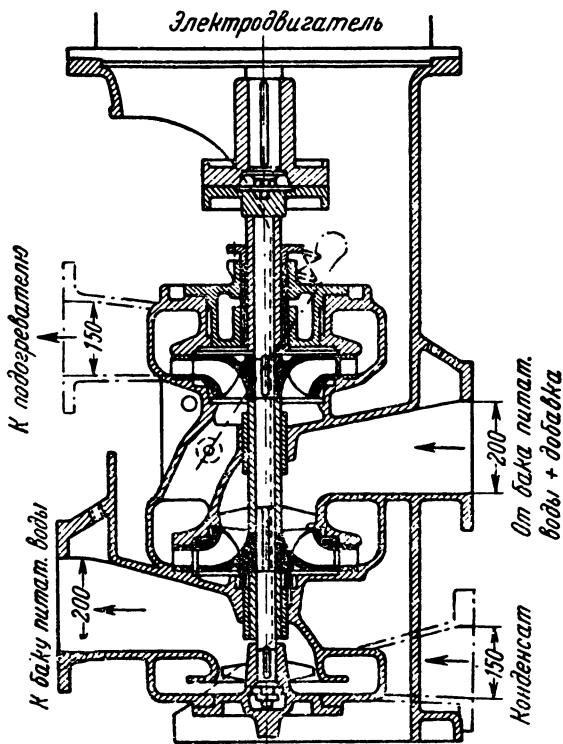
ЛМЗ им. Сталина в своих конструкциях конденсатных насосов устраняет проникновение воздуха внутрь насоса устройством специальных гидравлических затворов в камерах перед сальниками и в самих сальниках, куда подается вода из напорной камеры насоса.

Для отсоса образовавшихся паров верхняя часть всасывающей камеры присоединяется к паровому пространству конденсатора.

Выполняются эти насосы также с двумя параллельно соединенными колесами с односторонним входом, причем вход жидкости осуществлен в середине насоса, так что сальники распложены в этом случае на напорной стороне.

На фиг. 125 приведена конструкция вертикального конденсатного насоса завода Балке в комбинации с двухступенчатым питательным насосом¹. Конденсатный насос здесь вы-

¹ Ф. П. Товстолес, «Гидравлика и насосы», ч. III.



Фиг. 125. Конденсатный насос в комбинации с питательным.

полнен в виде одноколесного пропеллерного насоса. Как видно, агрегат имеет лишь один сальник с напорной стороны питательного насоса.

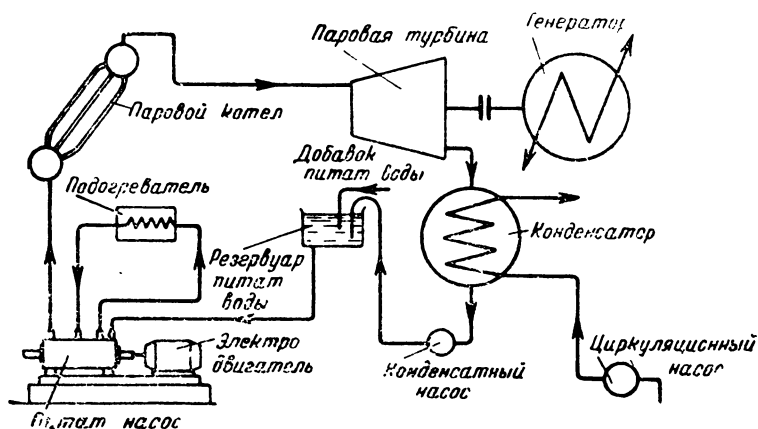
К этому же типу насосов относятся насосы подъемносливные и конденсатно-бойлерные, откачивающие конденсат из подогревателей и бойлеров в общий коллектор конденсата.

В некоторых случаях от обычных центробежных насосов они отличаются наличием охлаждения сальников и подшипников. То же следует сказать и о дренажных насосах.

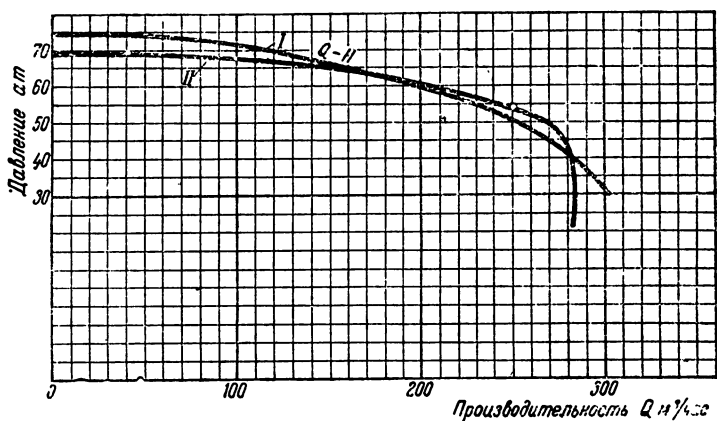
Типовые конструкции и особенности питательных насосов для подачи горячей воды в паровые котлы были уже рассмотрены в § 30, б (фиг. 80, 81, 82 и 83).

Насос по фиг. 80 в схеме отвечает случаю установки его отдельно от промежуточного питательного насоса, подающего конденсат в систему подогревателей.

В конструкции насоса по фиг. 82 промежуточный и основ-



Фиг. 126. Схема с объединением промежуточного и основного питательных насосов в одном агрегате.



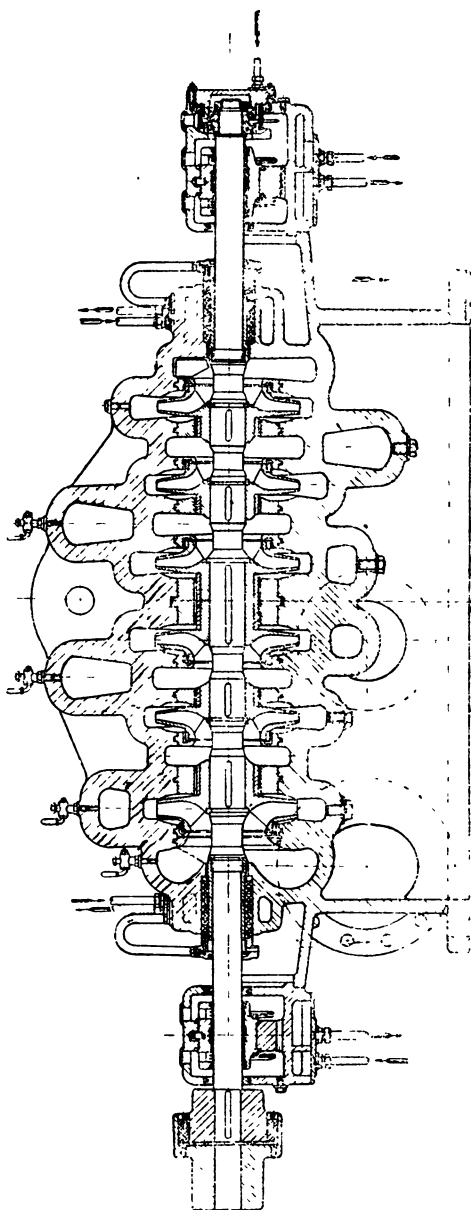
Фиг. 127. Характеристика питательного насоса.

ной питательные насосы соединены в один агрегат. Питательная схема для этого случая показана на фиг. 126.

Для обеспечения устойчивой работы питательного насоса при всех его режимах характеристика его должна иметь стабильную форму (§ 31, фиг. 96), т. е. не иметь неустойчивой зоны.

Такая же характеристика показана на фиг. 127; она относится к питательному насосу завода им. Фрунзе, общий вид которого в разрезе локазан на фиг. 128.

Насос шестиступенчатый, производительностью $200 \text{ м}^3/\text{час}$



фиг. 128. Питательный насос

воды с температурой до 115°C . Развиваемое давление 60 ат. Привод непосредственно от электромотора мощностью 515 кв при числе оборотов 2950 в минуту.

В конструктивном отношении насос волютного типа, без направляющих аппаратов, с горизонтальным разъемом, снабжен охлаждаемыми сальниками и подшипниками.

Литье колес и корпуса — сталистый чугуи.

Современные установки питательных насосов снабжаются обычно автоматическим регулированием питания, а также автоматическим пуском резервных турбонасосов на случай прекращения подачи электроэнергии¹.

Мощность в одном агрегате встречается до 1000 кв, а при котлах очень высоких давлений и выше.

Давление, развиваемое насосом, достигает значений в 100—200 ат, а иногда и больше.

Чтобы это давление получить при небольшом сравнительно числе ступеней, необходимо иметь более высокие значения окружных скоростей, при которых литые из чугуна или бронзы рабочие колеса оказываются недостаточно прочными. В этом случае они изготовляются кованными из стали. Корпуса насосов—стальное литье.

Число оборотов часто значительно превышает 3000 об/мин, а потому в случае привода насоса от электромотора включается повышающая число оборотов зубчатая передача.

При гидравлическом золоудалении для перекачки гидрозоловой смеси ставятся багерные насосы. Конструкция такого насоса приведена на фиг. 86. Там же в достаточной мере описаны особенности подобных насосов.

Предназначенные к перекачке смеси горячих шлаков и воды подобные насосы должны быть поставлены в условия, устраняющие явление кавитации, т. е. высота расположения насоса относительно наинизшего уровня в приемнике должна быть выбрана с учетом температуры и удельного веса массы.

К насосам, не имеющим каких-либо конструктивных особенностей в силу их работы в системе теплостанций, можно отнести: циркуляционные насосы для охлаждения конденсаторов паровых турбин, маслоохладителей, воздухоохладителей; сетевые теплофикационные насосы для циркуляции воды в отопительных системах; питательные насосы для подачи сырой воды в испаритель; промежуточные питательные насосы; насосы для охлаждения обмуровки котлов; дренажные насосы для откачки дренажа подогревателей и паропроводов; пожарные и хозяйственные насосы; насосы для подачи

¹ Л. С. Шмугляков, Современные питательные насосы, ОНТИ, 1934 г.

жидкого горючего, для охлаждения трансформаторов (масляные или водяные), для питания системы регулирования.

Для большей части этих целей ставятся одноколесные центробежные насосы типа фиг. 74, имеющие колесо с двухсторонним входом и спиральный отвод.

В качестве циркуляционных насосов кроме центробежных находят применение пропеллерные насосы (§ 39).

Мощность установленных на современных тепловых станциях циркуляционных насосов доходит до 1 000 кв в одном агрегате при производительности до 10—15 тыс. м³ воды в час.

Для подачи масла преимущественно ставят зубчатые и винтовые насосы, описанные в главе шестой.

Довольно значительным распространением на теплоэлектростанциях пользуются струйные эжекторы и элеваторы, вкратце описываемые в главе шестой книги. Они находят себе применение для отсоса воздуха из насосов для целей их запуска, из конденсаторов паровых турбин, дегазеров, в качестве тепловых насосов в системах водоподготовки (испарители), а также для транспортировки по трубам золы и шлаков при гидравлическом золоудалении.

Различные конструкции их, расчет и схемы установок приводятся в курсах оборудования турбинных и котельных установок¹.

42. НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТОРФОРАЗРАБОТОК

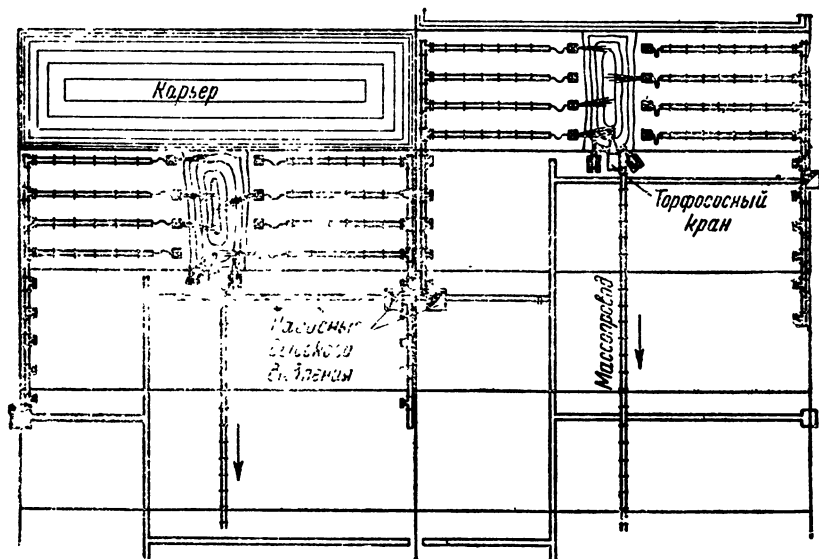
Насосы особой конструкции применяются на предприятиях Гидроторфа.

Процесс торфодобычи гидравлическим способом в общих чертах сводится к следующему².

Из ближайшего водоема (реки, озера) насосная станция подает воду на разрабатываемый торфяной участок; на самом участке из канавы или лунки вода забирается насосом высокого давления, установленным на железнодорожной платформе. Иногда эта установка бывает стационарной. Насос высокого давления качает воду по разветвленному переносному трубопроводу, каждая ветвь которого заканчивается гидромонитором, направляющим струю воды в торфяную залежь, которая размывается и превращается в кашеобразную

¹ А. М. К а з а н с к и й, Конденсационные устройства, ГОНТИ, 1938 г. и его же, Вспомогательное оборудование турбинных установок, Госэнергоиздат, 1941 г.

² Н. Н. Г л ы б о в с к и й, Машины Гидроторфа и его же, Руководство для мотористов на торфососном и пенъевом кранах.



Фиг. 129. Схема разрабатываемого торфяного участка.

гидромассу; гидромасса засасывается торфососом и подается затем в растиратель, где несколько перерабатывается и помощью вмонтированного в него центробежного насоса направляется затем по массопроводу в аккумулятор.

Растиратель иногда отсутствует, и в аккумулятор гидромасса подается непосредственно торфососом повышенного давления.

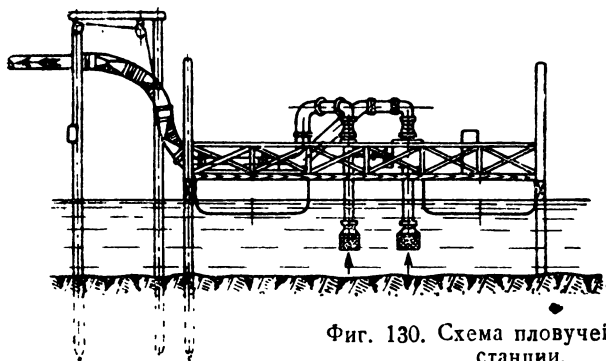
Торфосос и растиратель монтируются на специальных торфососных кранах.

Общее представление о разрабатываемом участке дает схема на фиг. 129. На ней показаны разрабатываемые карьеры, торфососные краны и насосные станции высокого давления.

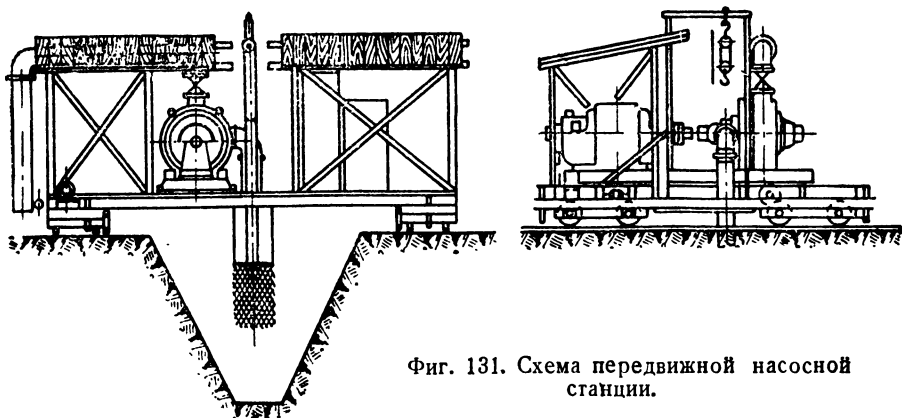
Из аккумулятора гидромасса помощью торфонасоса подается уже на поля сушки, где происходит операция формовки, сушки и уборки торфа.

Для подачи воды из ближайшего водоема на торфяной участок применяются обычно одноколесные центробежные насосы, подобные изображенному на фиг. 74, имеющие колесо с двухсторонним входом. Потребный напор в этом случае определяется удаленностью расположения насосной станции от участка и не превышает величины 80—100 м.

Если условия водоснабжения торфяной разработки сильно меняются в связи с ежегодным перемещением торфо-



Фиг. 130. Схема пловучей насосной станции.



Фиг. 131. Схема передвижной насосной станции.

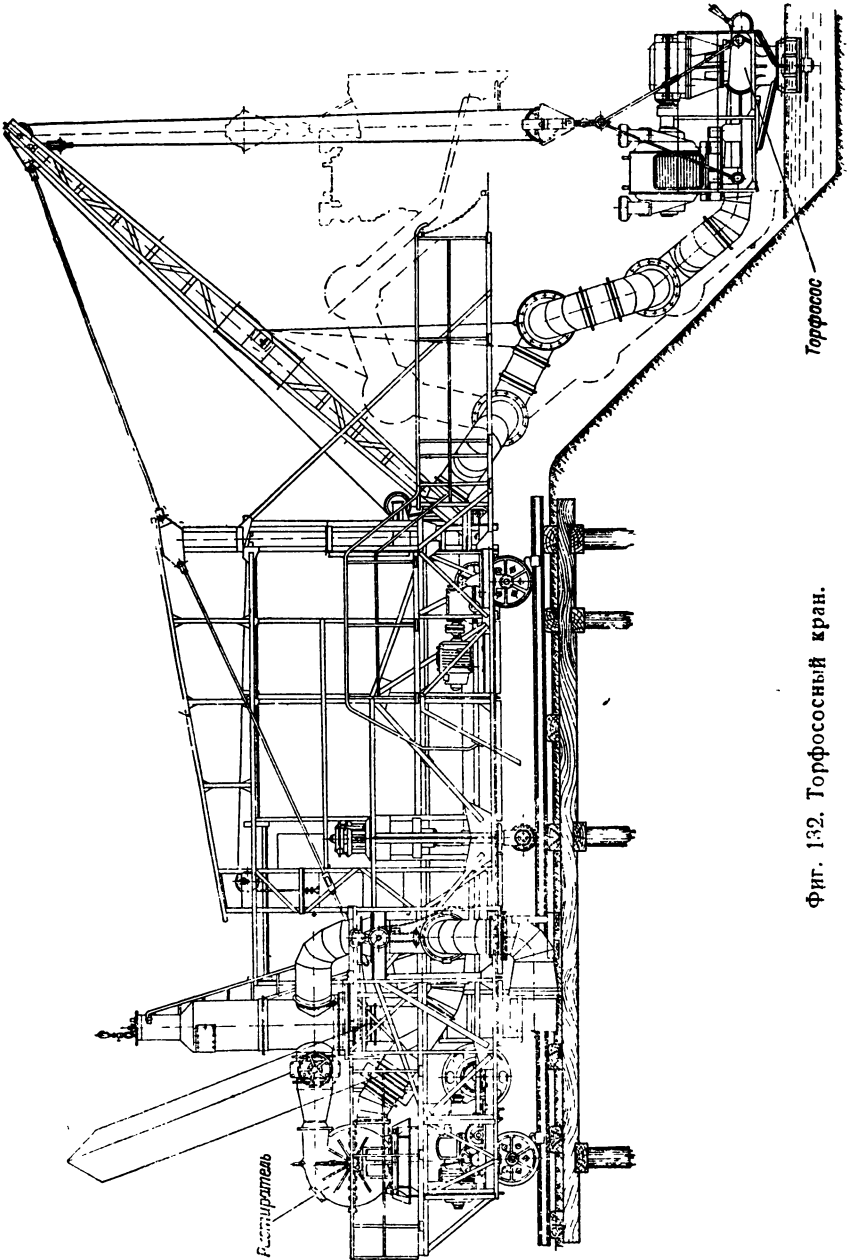
добывающих машин, то насосные станции строятся преимущественно дешевого и легкого типа, деревянными на свайных основаниях. Они строятся чаще всего на торфяных озерах, лесных речках, старых торфяных карьерах.

В тех случаях, когда колебания уровня по временам года слишком велики, прибегают к устройству пловучих насосных станций.

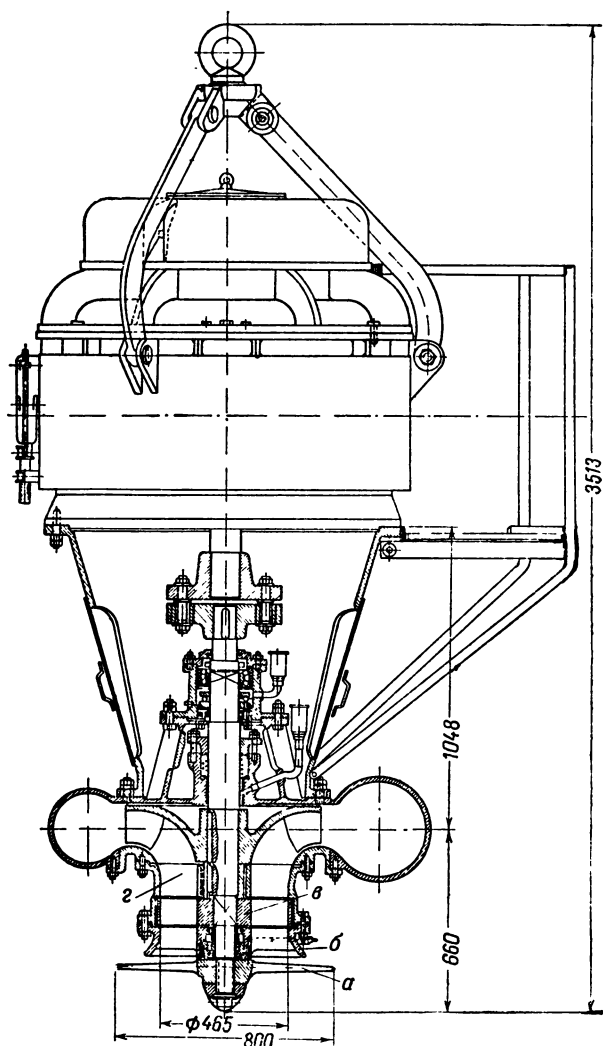
Схема такой пловучей станции показана на фиг. 130.

Она представляет собой две баржи, связанные общим помостом, на котором смонтировано насосное оборудование.

Для водоснабжения торфоразработок очень крупного масштаба из больших и значительно удаленных источников строят уже фундаментальные насосные станции. В некоторых случаях они бывают шахтного типа и могут быть оборудованы вертикальными насосами (фиг. 75) с приводом их через длинный вал вертикальными электромоторами.



Фиг. 132. Торфососный кран.



Фиг. 133. Торфосос.

Насосы высокого давления, питающие водой гидромониторы, как указывалось выше, монтируются преимущественно на двух спаренных железнодорожных узкоколейных платформах.

Потребное давление насосов 15—20 ат, поэтому здесь применяются уже многоступенчатые центробежные насосы типа фиг. 76 и 77, соединенные непосредственно с электромотором.

Схема такой передвижной насосной станции изображена на фиг. 131.

Как уже указывалось выше, размытая гидромониторам торфяная масса забирается из карьера торфососом, смонтированным на специальном подвижном кране.

На фиг. 132 показан общий вид такого крана, на стреле которого подвешен торфосос завода «Металлист», а на площадке установлен растиратель, связанный с торфососом шарнирным трубопроводом, позволяющим производить подъем торфососа.

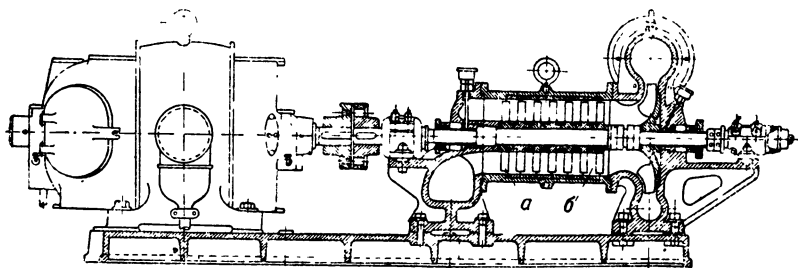
Как торфосос, так и растиратель относятся к так называемому новостандартному типу с производительностью 500—600 $m^3/час$ гидромассы. Торфосос обычно развивает напор 10—12 м вод. ст. и приводится в действие от электромотора мощностью 65 кв при числе оборотов 730 в минуту через коническую зубчатую передачу. Для его обслуживания он снабжен специальной площадкой.

Растиратель развивает напор до 16 м и соединен непосредственно с электромотором в 100 л. с. при числе оборотов 580 в минуту.

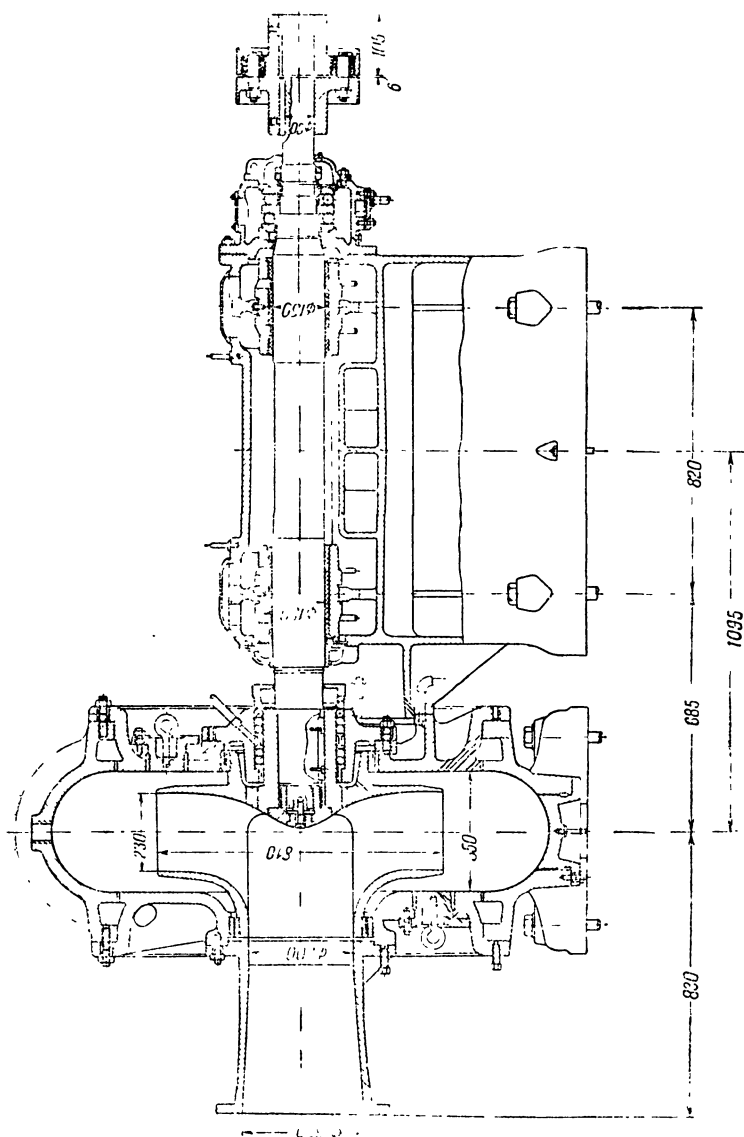
Производительность агрегата во многом зависит от состояния торфяной массы или ее вязкости, а также от состояния рабочих органов насоса и растирателя.

На фиг. 133 изображена конструкция так называемого сверхстандартного торфососа повышенного давления. Он предназначен для работы без растирателя с подачей массы непосредственно в аккумулятор. Производительность его до 1 200—1 300 $m^3/час$. Рассчитан он на напор до 20 м столба воды. Приводится в действие вертикальным электромотором мощностью 160 кв при числе оборотов 580 в минуту. Мотор снабжен специальным устройством для подвешивания агрегата на кране и площадкой для обслуживания.

Представляя собой обычный одноколесный центробежный насос с колесом открытого типа и спиральным отводом,



Фиг. 134. Растиратель.



Фиг. 135. Торфонасос.

торфосос снабжен еще целым рядом устройств в силу специфических условий его работы.

В целях устранения возможности забивки всасывающего патрубка плавающими в карьере пнями и обломками корневищ торфосос снабжен отражателем пней *a*, выполненным в виде стального двухлопастного пропеллера, закрепленного на конце вала.

Для переработки поступающей в него гидромассы, очень неоднородной, с кусками плавающего торфа, очесов и пеньков, торфосос снабжен ножом *b*, осевым колесом *в* и направляющим аппаратом *г*, имеющими острые режущие кромки. Так как эти детали работают в очень тяжелых условиях, они изготавливаются из стального литья, а режущие кромки наплавляются твердым сплавом—сталлином или сармайтотом.

На фиг. 134 показана конструкция растирателя.

Он представляет собой также обычный одноколесный центробежный насос с колесом открытого типа и спиральным стводом. Переработка в нем торфяной массы производится рядом вращающихся ножей *a*, закрепленных на валу, и неподвижных *б*, закрепленных в корпусе.

Растиратель соединен непосредственно с электромотором помощью упругой муфты.

Подача торфяной массы из аккумуляторов на поля сушки производится уже торфонасосами без каких-либо дополнительных устройств в нем, при наличии лишь колеса специальной формы и сменных уплотнений.

Такой торфонасос в исполнении завода им. Калинина показан на фиг. 135.

Насос выполнен с консольно посаженным на вал колесом, сменными уплотнениями и гидравлическим затвором сальника чистой водой. Для осмотра и очистки насоса корпус его снабжен люками. Насос рассчитан на подачу до $1800 \text{ м}^3/\text{час}$ и напор 27 м. Привод непосредственно от электромотора мощностью 250 кв при числе оборотов 580 в минуту.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

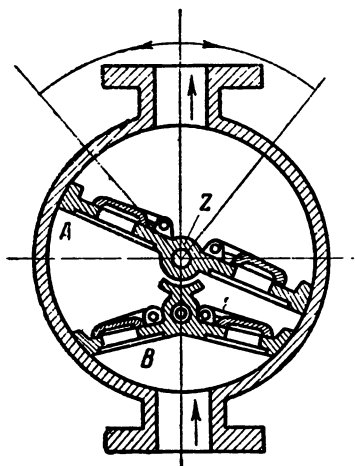
1. В чем заключаются основные особенности конструкции питательных и конденсатных насосов?
2. Какие виды насосов могут встречаться на современных теплоэлектростанциях?
3. Какие виды насосов применяются при гидравлическом способе добычи торфа?
4. В чем заключаются конструктивные особенности торфососов?

ГЛАВА ШЕСТАЯ ДРУГИЕ ВИДЫ НАСОСОВ

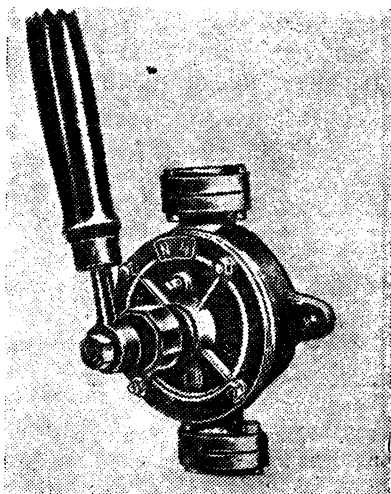
43. КРЫЛЬЧАТЫЕ НАСОСЫ

По принципу своего действия крыльчатые насосы во всем подобны поршневым. Всасывание и нагнетание жидкости у них осуществляется колебательным движением крыла в неподвижном цилиндрическом корпусе, к стенкам которого это крыло плотно пригнано. Как и у поршневого насоса, распределение здесь осуществляется помощью клапанов. Существует довольно много конструкций крыльчатых насосов, но наиболее простыми из них и в значительной мере распространенными являются насосы двойного действия с двойным крылом.

Схема такого насоса представлена на фиг. 136. Двойное крыло *A*, снабженное двумя откидными клапанами, сидит на валу *Z*, который проходит через крышку цилиндрического корпуса и уплотняется сальником. Всасывающие откидные же клапаны сидят на вставной трехсторонней перегородке *B*, которая двумя гранями плотно прилегает к стенкам корпуса, а третьей к ступице крыла и крепится болтами к задней стенке корпуса. На фиг. 137 показан внешний вид подобного насоса, который известен под названием насоса Альвейлера.



Фиг. 136. Схема крыльчатого насоса.



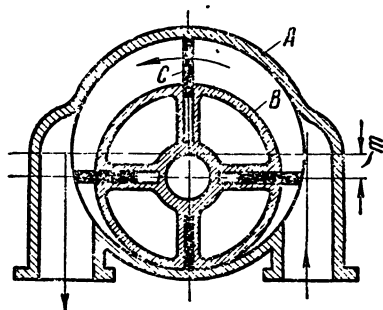
Фиг. 137. Насос Альвейлера.

Для густых жидкостей у крыльчатых насосов шарнирные откидные клапаны заменяются шаровыми металлическими или резиновыми. Крыльчатые насосы строятся преимущественно с ручным приводом и находят себе большое применение для целей подкачки масла, нефти и других жидкостей в котельных и силовых установках, а также на химических предприятиях. Для тех же целей применяются ручные поршневые насосы, которые иногда предпочитают крыльчатым, так как последние довольно трудно поддаются хорошему уплотнению.

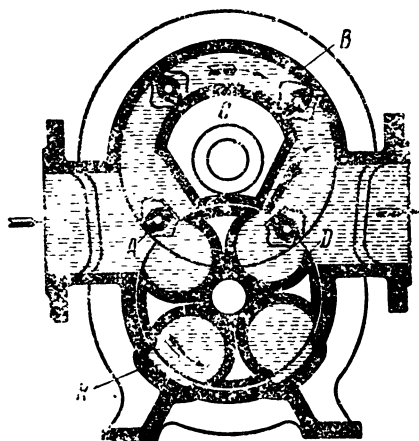
44. РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Эти насосы можно рассматривать как насосы с вращающимися поршнями, выгодно отличающиеся от поршневых отсутствием возвратно-поступательного движения. Как следствие этого, подача их равномерна, они не требуют установки воздушных колпаков, не имеют клапанов и допускают непосредственное соединение с двигателями, в частности, с электромотором.

На фиг. 138 схематически изображен ротационный пластинчатый насос. В точном цилиндрическом корпусе *A* эксцентрично вращается сидящий на валу барабан *B*. В радиальных пазах барабана свободно пригнаны пластины *C*, которые под действием центробежной силы инерции, возникающей при вращении барабана, скользят в своих пазах, прижимаясь к поверхности цилиндра *A*, чем создается необходимое уплотнение при разделении камер всасывания и нагнетания. Конструктивно другой тип ротационного насоса схематически представлен на фиг. 139. На верхнем из двух



Фиг. 138. Схема ротационного пластинчатого насоса.



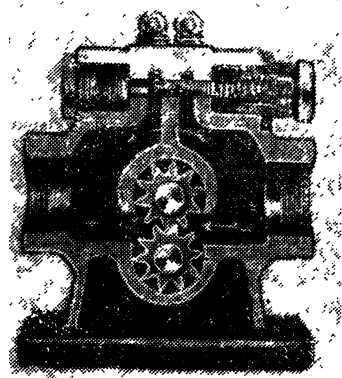
Фиг. 139. Ротационный насос с двумя валами.

параллельных валов сидит диск, снабженный с каждой стороны четырьмя поршнями *A*. При вращении вала поршни движутся в кольцеобразном пространстве, образуемом корпусом насоса *B* и полым телом *C* внутри него. При указанном на фиг. 139 направлении вращения жидкость поступает в насос слева и нагнетается справа. На нижнем валу, получающем вращение от верхнего вала помощью зубчатой передачи, вынесенной обычно за пределы корпуса, сидит распределительный поршень *D*. Назначение его — отделять всасывающее и нагнетательное пространства. В его выемы вступают рабочие поршни при переходе их со стороны нагнетания к стороне всасывания. Форма сердечнику *C* придается такая, чтобы при вступлении рабочего поршня в камеру распределительного поршня *D*, а равно при выходе его на стороне всасывания жидкость могла бы проходить свободно, избегая потерь от сильного ее сжатия и возможного удара поршневого вала. Выемка *K* в стенке корпуса сообщается с напорным пространством и служит для разгрузки вала от одностороннего на него давления.

В подобной схеме насосы с вращающимися поршнями встречаются довольно разнообразных конструкций.

К числу ротационных насосов относятся также весьма распространенные зубчатые насосы. Такой насос показан на фиг. 140. Он имеет две цилиндрические шестерни, ведущую и ведомую, заключенные в общий кожух. Вал ведущей шестерни, пройдя сальник, соединяется муфтой с валом двигателя. Ведомая шестерня своими концами свободно лежит на двух опорах. Шестерни прилегают к стенкам корпуса с возможно минимальными зазорами. Во время вращения зубчатых колес всасывание жидкости происходит с той стороны, где зубья выходят из зацепления. Жидкость заполняет пространство между зубьями и в направлении вращения шестерен переносится в напорную камеру.

Количество жидкости, которое теоретически за один оборот подается ротационным насосом, можно определить по его чертежу. Практически же подача насоса будет меньше теоретической, так как уплотнения вращающихся частей по линиям или



Фиг. 140. Общий вид зубчатого насоса.

плоскостям несовершенны и часть жидкости перетекает из нагнетательного пространства во всасывающее.

Отношение действительной подачи к теоретической здесь также называется объемным к. п. д. или коэффициентом подачи

$$\eta_V = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - Q_y}{Q_T} = 1 - \frac{Q_y}{Q_T} = 1 - \frac{60Q_y}{V \cdot n}.$$

При $Q_T = \frac{V \cdot n}{60}$, где V — теоретический объем подаваемой жидкости за один оборот в m^3 ; n — число оборотов в минуту.

Как видно, объемный к. п. д. насоса тем больше, чем больше число оборотов. С другой стороны, с увеличением числа оборотов растут потери гидравлические и механические, вследствие больших скоростей, а последние, кроме того, с увеличением нагрузки насоса, т. е. с высотой подачи. Величина напора оказывает также существенное влияние на коэффициент подачи; с увеличением напора перетекающее обратно количество жидкости увеличивается, вследствие чего η_V уменьшается. Помимо этого при больших скоростях увеличивается износ, особенно в случае пластинчатых насосов. Поэтому каждый из рассмотренных типов насосов имеет свои наиболее благоприятные условия работы, отвечающие максимуму к. п. д., определяемому формулой

$$\eta_{in} = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{75 \cdot N_g} = \frac{N_n}{N_g}.$$

Величина к. п. д. подобных насосов в значительной мере определяется степенью совершенства его конструкции и исполнения и зависит от размеров насоса, колеблясь примерно в пределах $\eta = 0,6-0,8$.

Количество подаваемой жидкости может регулироваться или изменением числа оборотов или посредством специальных клапанов, перепускающих часть жидкости во всасывающую камеру насосов.

Ротационные насосы могут применяться для подачи различных жидкостей, легких и тяжелых, содержащих даже всевозможные примеси, а потому они имеют довольно большое распространение. Особенно широко они применяются для подачи масла в системах самых разнообразных агрегатов и станков. Для жидкостей, содержащих твердые частицы, как например песок, ротационные насосы не пригодны ввиду быстрого износа и вызываемого этим падением производительности.

45. ВИНТОВЫЕ НАСОСЫ

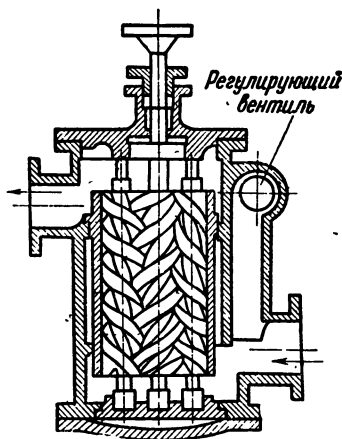
Рабочий механизм насоса состоит из трех винтов, вращающихся в корпусе соответственной формы: одного (среднего) ведущего и двух (боковых) ведомых. Последние служат для уплотнения и вращаются давлением жидкости. В схеме такой насос представлен на фиг. 141. Всасывающий патрубок расположен в нижней части корпуса (в случае вертикальной конструкции), напорный патрубок — в верхней.

При вращении насоса жидкость поступает в нарезку винта. Замкнутый между витками винтов объем жидкости перемещается в напорную часть корпуса.

При работе насоса возникает осевое усилие, действующее сверху вниз. Это усилие уравновешивается разгрузочным диском, сидящим на валу ведущего винта, так что на долю опорной пяты приходится незначительная часть давления. Для разгрузки же винта от одностороннего давления, а также для подачи смазки под давлением к опорным пятам винты снабжены осевыми отверстиями. В подшипник верхней части ведущего винта смазка подается также из напорной камеры посредством специальных отверстий.

Насос снабжен перепускным предохранительным клапаном, который позволяет перепускать жидкость из камеры нагнетания в камеру всасывания при повышении давления.

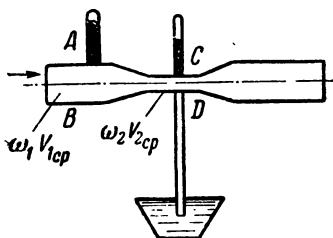
Винтовые насосы удобны для подачи масла и других нефтяных продуктов в тех случаях, когда требуются компактность установки и равномерная подача при переменном давлении.



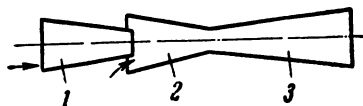
Фиг. 141. Схема винтового насоса.

46. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

В этих насосах подъем жидкости осуществляется за счет энергии пара или жидкости, подаваемой к аппарату с известным давлением. Если по трубе с суженным сечением [схема водомера Вентури (фиг. 142)] пустить жидкость и в сечениях AB и CD , поставить пьезометры, то пьезометр в сечении CD покажет давление $\frac{p_2}{\gamma}$, меньшее $\frac{p_1}{\gamma}$, которое пока-



Фиг. 142. Схема водомера Вентури.



Фиг. 143. Схема струйного прибора.

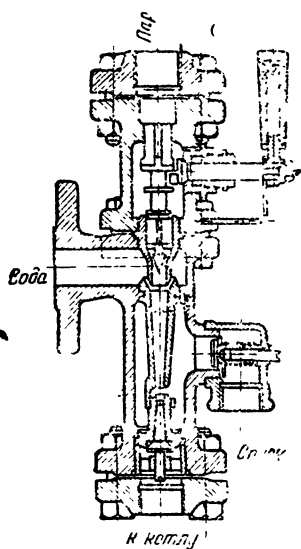
зывает пьезометр в сечении AB , за счет большей скорости. Это следует из уравнения Бернулли, которое для рассматриваемого случая, если пренебречь потерями энергии, может быть представлено в виде

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

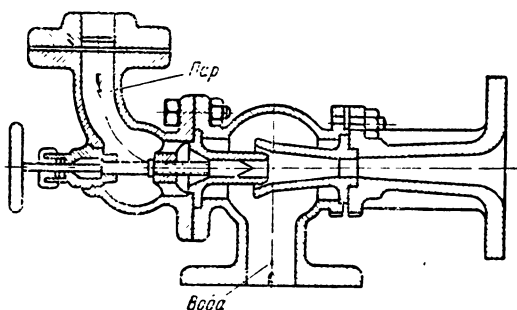
Сечение ω_2 можно подобрать так, что давление — будет меньше атмосферного. Если при этом в месте сужения сделать отверстие, то из него жидкость вытекать не будет, а наоборот, будет просасываться воздух и уноситься в трубу. Присоединив к отверстию трубку, опущенную в резервуар с водой, получим движение воды из резервуара по трубке и дальше в трубу под действием атмосферного давления. Ничего по существу не изменится, если трубу разрезать в сечении CD и раздвинуть обе части, введя промежуточный сходящийся насадок. Это и будет схемой струйного аппарата (фиг. 143). Он состоит обыкновенно из двух сходящихся насадков 1 и 2, в зазор между которыми присасывается жидкость, и одного расходящегося 3, в котором скорость преобразуется в давление. То же получится, если по насадку 1 пропускать не жидкость, а пар; явление только усложнится конденсацией пара.

На фиг. 144 показан паровой инжектор «Рестартинг» заводов Главармалита. Он служит для питания водой паровых котлов. Инжекторы применяются для всасывания на высоту до 2 м и действуют при давлении от 2 до 13 кг/см², присасывая воду температурой до 40° С.

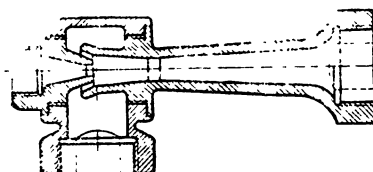
Паровой эжектор или элеватор (фиг. 145) применяется для подъема, откачки и подачи холодной или подогретой жидкости на расстояние помощью пара. Благодаря простоте устройства, сравнительной экономичности и надежности дей-



Фиг. 144. Паровой инжектор
„Рестартинг“.



Фиг. 145. Паровой эжектор или элеватор.



Фиг. 146. Водоструйный эжектор.

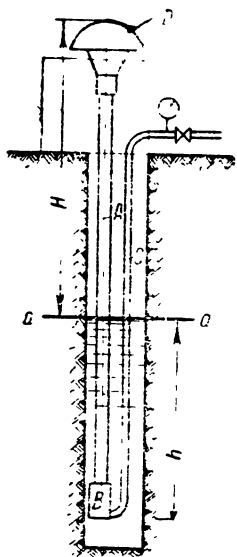
ствия элеваторы находят себе очень большое применение для наполнения резервуаров и баков, подъема сточных и грунтовых вод, а также в качестве пожарных насосов. Применимы они на всасывание до 4 м при высоте нагнетания от 5 до 16 м, в зависимости от расхода и давления пара, а также температуры жидкости.

Водоструйный эжектор (фиг. 146) применяется, главным образом, для откачки чистых и загрязненных жидкостей из подвалов и котлованов при наличии воды с давлением в 3—4 кг/см², достаточным для их действия. Общая высота подъема их не превышает 10 м при высоте всасывания до 2 м и при значительном расходе напорной воды.

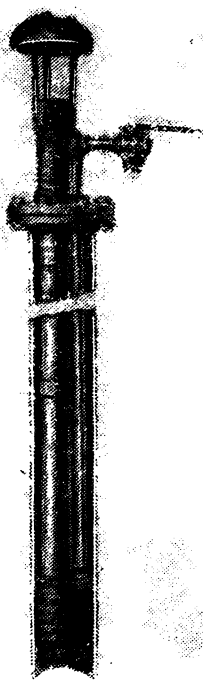
47. ЭРЛИФТЫ

Действие эрлифта или мамут-насоса основано на физическом законе равновесия жидкостей в сообщающихся сосудах.

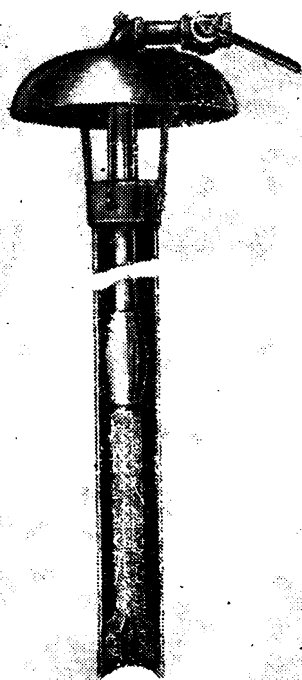
На фиг. 147 схематически изображена скважина с эрлифтом. Подъемная труба А погружается в скважину со статическим горизонтом воды *a—a*. Уровень воды в трубе А по закону сообщающихся сосудов будет на той же высоте. Если в трубу А через особое устройство — башмак В — вдуть по трубе С воздух, то образующаяся в трубе А смесь воды



Фиг. 147. Схема эрлифта.



Фиг. 148. Эрлифт с наружным подводом воздуха.



Фиг. 149. Эрлифт с внутренним подводом воздуха.

и пузырьков воздуха будет значительно легче воды, поэтому эта смесь будет подниматься по трубе *A* и сливаться на поверхности земли в резервуар. Выходящую из подъемной трубы *A* воздушно-водяную смесь освобождают от воздуха помощью укрепленного на ней сепаратора зонтичного типа. Из резервуара вода может поступать или непосредственно к месту потребления или к насосам. Сжатый воздух по трубе *C* подается от специальной установки компрессора. В случае газлифта может быть использовано естественное давление газа. На фиг. 148 показан в общем виде эрлифт с баушком и сепаратором, с воздушной трубкой, идущей снаружи водяной трубы. На фиг. 149 дан общий вид эрлифта с внутренним подводом воздуха. Глубина погружения эрлифта h под уровень при необходимой высоте подъема H с учетом неизбежного понижения уровня $a-a$ в период работы, количество и давление потребного воздуха, а также размеры труб

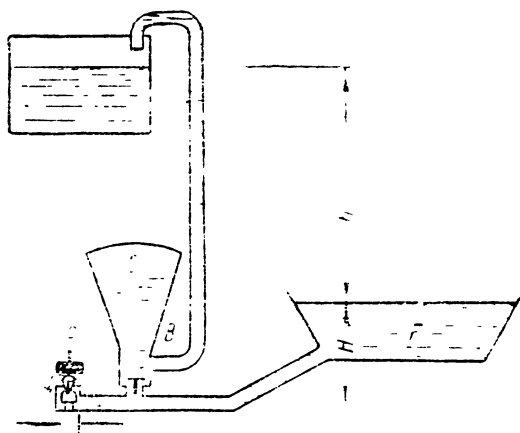
устанавливаются рядом теоретических соображений и практических данных¹.

Надежность в работе эрлифта, почти не требующего ухода, и простота его устройства обеспечили ему очень широкое применение, особенно в случае скважин малого диаметра. Но по сравнению с насосами они имеют значительно более низкий к. п. д. (0,20—0,35). Подъем обычно происходит только до поверхности, так как передача по горизонтальному направлению невыгодна и неудобна.

48. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

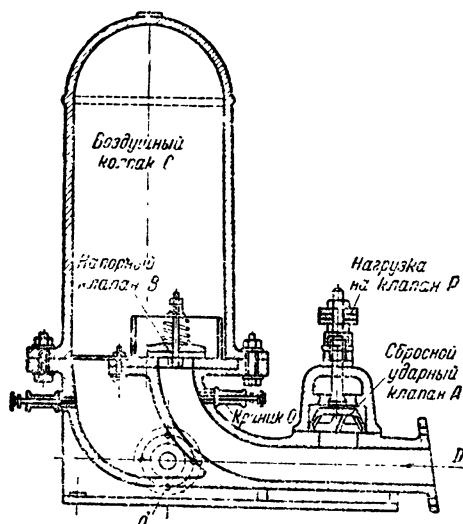
В гидравлическом таране подъем воды осуществляется энергией гидравлического удара. Таран применим там, где имеется запас воды, значительно больший того, который требуется поднять, и где представляется возможность расположить таран несколько ниже уровня источника. На фиг. 150 представлена схема гидравлического тарана.

При заполненном водой таране ударный клапан *A*, снабженный грузом *P*, держится закрытым гидростатическим давлением из резервуара *F*. При открытии его нажатием руки вода из резервуара *F* пойдет по трубопроводу *D* и будет изливаться через открытый клапан *A*. Увлекаемый потоком вытекающей воды клапан *A* закроется. При внезапной остановке



Фиг. 150. Схема гидравлического тарана.

¹ См. «Насосы и насосные станции» под редакцией проф. Лагозского, ОНТИ, 1933 г.



Фиг. 151. Конструкция тарана.

движущейся массы воды возникает явление гидравлического удара. Давление в системе быстро возрастает, напорный клапан *В* открывается, и часть воды переходит в колпак *С* и трубопровод *d*. Вследствие этого давление под клапанами *А* и *В* несколько падает, что вызывает закрытие напорного клапана *В* и открытие ударного клапана *А* под действием его веса. Через открытый клапан *А* вода вновь устремляется из резервуара *F* и явление повторяется.

Остановить таран можно закрытием ударного клапана. Пуск тарана производится многократным повторным открытием ударного клапана вручную.

Отношение подаваемой тараном воды q к расходуемой Q зависит от отношения $\frac{h}{H}$, от числа ударов клапана, от длины и диаметра питательной трубы. От этого же отношения зависит и к. п. д. тарана. Так, таран, изображенный на фиг. 151, с 75-мм трубой при отношениях $\frac{h}{H}$ от 2 до 20 может обеспечить $\frac{q}{Q}$ в пределах $0,3 \div 0,04$ и к. п. д. в пределах $0,9 \div 0,23$.

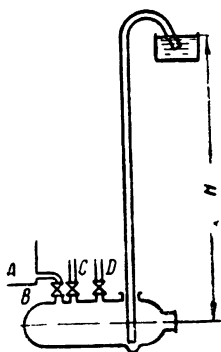
Для него напор H выбирается в зависимости от местных условий в пределах от 2 до 10 м.

Для указанного тарана экономический предел высоты подачи $h = 80$ м.

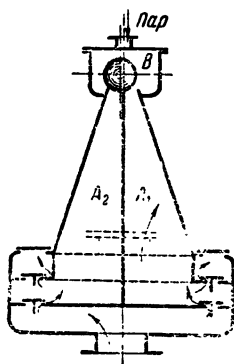
Тараны при соответствующих природных условиях могут быть с успехом использованы для водоснабжения мелких строений, совхозов и колхозов. Они имеют то преимущество, что, будучи приведены раз в действие, работают, не требуя никакого ухода.

49. МОНТЕЖЮ

Во многих случаях практики подъема жидкости на небольшую сравнительно высоту, когда эта жидкость химически воздействует на материал насоса, пользуются прибором „монтежю“. Подача жидкости этим прибором (фиг. 152) происходит периодически давлением какого-либо нейтрального газа. Жидкость заполняет сосуд, изготовленный из специального материала, из резервуара *A* через клапан *B* при закрытом газовом клапане *C*. Клапан *D* при этом служит для выпуска остатков газа. После закрытия клапанов *B* и *D* открывается клапан *C*, через который подводится сжатый газ, вытесняющий жидкость из сосуда по трубе вверх.



Фиг. 152. Схема монтежю.



Фиг. 153. Схема пульсометра.

50. ПУЛЬСОМЕТР

В пульсометре для подъема жидкости используется принцип непосредственного действия на нее пара. Схематически пульсометр представлен на фиг. 153. Аппарат состоит из двух расположенных рядом камер A_1 и A_2 , к которым присоединена клапанная коробка с всасывающим и нагнетательным клапанами. Клапанная коробка снабжена всасывающим и нагнетательным патрубками. Рабочий пар поступает сверху. Его количество регулируется вентилем. Распределительный клапан *B* впускает пар то в камеру A_1 , то в камеру A_2 . При впуске пара в камеру A_1 давление на свободную поверхность воды понижает ее уровень, одновременно вытесняя ее через нагнетательный клапан в напорный патрубок. При соприкосновении с холодной водой пар начинает конденсироваться. В камере создается разрежение и туда всасывается



Фиг. 154. Внешний вид пульсометра.

вода через всасывающий патрубок. Одновременно клапан *B* прикрывает доступ пара в камеру *A*₁ и открывает впуск пара в камеру *A*₂, где происходит аналогичный описанному процесс. Для усиления конденсации пара и ускорения процесса всасывания в соответствующей камере в нее впрыскивается в конце нагнетания особым приспособлением часть воды из другой камеры, а для уменьшения толчков и ударов через воздушные клапаны в период конденсации подсасывается воздух. На фиг. 164 показан внешний вид такого пульсометра.

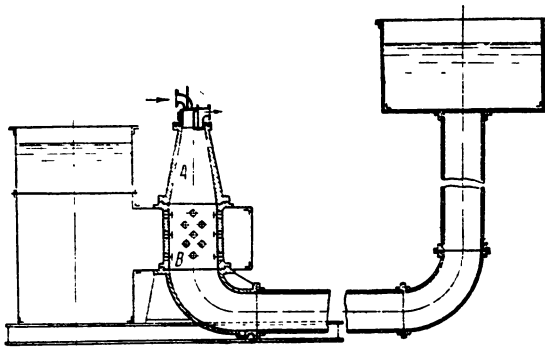
Эти приборы широко применяются для подъема воды на фабриках, в прачечных, банях, при откачке из котлованов, и т. д. Их достоинством является отсутствие изнашивающихся ча-

стей, кроме клапанов, а равно частей, требующих смазки и уплотнения. Они не требуют ухода, устройства фундамента, легко перемещаются с места на место. Недостатком их является значительный расход пара. Давление его должно быть больше на 1,5—2 ат высоты нагнетания. Для нормальной работы прибора высоту всасывания не следует брать больше 3—3,5 м.

51. НАСОСЫ ГЭМФРИ

Эти насосы работают как газовые машины внутреннего сгорания. Поршень здесь заменяется движущимся в трубопроводе столбом воды. Схематически насос Гэмфри представлен на фиг. 155.

В камере *A* происходит сгорание смеси газа и воздуха. В крышке этой камеры располагаются особым образом управляемые клапаны для впуска воздуха и газа и для выпуска отработавших газов; там же расположено и зажигание. Ниже располагается камера *B*, снабженная всасывающими клапанами и окруженная кольцевой камерой, которая соединяется с нижним резервуаром. От камеры *B* котеном отводится на-



Фиг. 155. Схема насоса Гэмфри.

порная труба. Действие насоса происходит следующим образом: при сгорании горючей смеси столб воды в нагнетательной трубе получает движение в направлении верхнего резервуара. В камере *A* при этом создается разрежение, так как столб воды продолжает некоторое время двигаться в силу инерции, после того как газы расширятся до атмосферного давления. Происходит всасывание воды в камеру *B*, которая частью заполняет и камеру *A*. Открывается выпускной клапан, через который поступает воздух для продувки. Столб воды начинает обратное движение. Отработавшие газы выталкиваются вместе с поступившим для продувки воздухом, вода доходит до выпускного клапана и закрывает его. Часть воздуха сжимается в верхней полости камеры до момента, когда его давление станет больше статического давления, определяемого уровнем в верхнем резервуаре. Инерция воды будет при этом поглощена сжатием этого воздуха, и столб воды опять получает движение в сторону напорного резервуара. В камере *A* при этом опять создается разрежение с момента, когда вода опустится ниже отверстия выпускного клапана, и туда через впускной клапан поступит смесь воздуха и газа. Обратным движением вода сжимает эту смесь. При зажигании ее процесс повторяется.

Таким образом полный цикл работы насоса составляется из четырех периодов:

1. Первый прямой ход во время вспышки и расширения газов, при чем происходит нагнетание воды, затем ее всасывание и частичное выталкивание продуктов горения.
2. Первый обратный ход, во время которого выталкиваются продукты горения.

3. Второй прямой ход, уже более короткий, чем первый, во время которого происходит выпуск газовой смеси.

4. Еще более короткий второй обратный ход для сжатия газовой смеси. После этого процесс начинается сначала.

Первый пуск насоса в ход производится сжатым воздухом, который быстро впускается через открываемый от руки выпускной клапан. Это приводит столб воды в колебания, которые достаточны для всасывания горючей смеси.

Подобные насосы находят себе применение при оросительных установках для подачи значительных объемов воды на небольшую высоту. Они очень экономичны при наличии дешевого естественного газа или твердого топлива, из которого газ может быть получен в специальной газогенераторной установке.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое крыльчатые насосы и как они работают?
2. Какие существуют виды ротационных насосов и каков их принцип действия?
3. Что собой представляют винтовые насосы?
4. Какие существуют виды струйных приборов и на чем основан принцип их работы?
5. Что такое эрлифт или мамут-насос?
6. На чем основан принцип действия гидравлического тарана?
7. В каких приборах подъем жидкости осуществляется непосредственным воздействием на ее уровень пара или газа?

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Альвейлера насос 173
 Артезианский насос 61, 114
- Багерный насос 122, 164
 Бах 9
 Бере 9, 35, 48, 51, 61, 69
 Быстроходность насосов 97
- Вал центробежного насоса 108
 Вестфаль 9, 49
 Вестфалья закон 49
 Винтовые насосы 141, 177
 Внутренний к. п. д. насоса 15
 Водокольцевой насос 125
 Водоструйный эжектор 179
 Воздушный клапан
 Воздушные колпаки 29, 56
 Волотные насосы 73, 112, 162
 Всасывание (в насосе) 19, 31, 71, 99
 Всасывающая способность 32, 101, 103
 Выбор поршневого насоса 66, 157
 — пропеллерного насоса 157
 — центробежного насоса 127, 131, 157
 Высота всасывания поршневого насоса 38
 — — центробежного насоса 102
- Гидравлическая пята 106
 Гидравлические уплотнения 56, 109, 110
 Гидравлический к. п. д. насоса 14
 — таран 181
 Графики подач приводных насосов 26
 Гэмфри насос 184
- Двигатели насосов 17
 Детали поршневых насосов 48
 — центробежных насосов 107
 Диагональный насос 140
 Диаграмма движения поршня насоса 17
 Диафрагмовый насос 57
 Диффузоры в центробежных насосах 82
- Жуковского формула 143, 144
- Законы пропорциональности насосов 94
 Заливка центробежного насоса 71
 Зубчатые насосы 175
- Индикаторная диаграмма насоса 43
 Индикаторный к. п. д. насоса 15
 Инжекторы 178
- Иордан (Jordan) 9*
- Кавитация 99
 Качество крыла 145
 Керамиковый кислотный насос 57, 123
 Кислотные насосы 57, 122
 Клапанов работа 48
 Клапаны 50
 Кольцевой диффузор 82
 Кольцевые клапаны 51
 Консольный насос 110
 Конструкции поршневых насосов 56
 — пропеллерных насосов 151
 — центробежных насосов 110
 Конусный диффузор 84
 Корпус поршневого насоса 53
 — центробежного насоса 109
 Коэффициент быстроходности 97
 Коэффициент кавитации 102
 — — наполнения 14
 — напора 88
 — неравномерности подачи насоса 28
 — — полезного действия насоса 15
 — — скольжения 144
 — стеснения 86
 Кривые пропорциональности 96
 Крыльчатые насосы 173
- Лопатки рабочего колеса 71, 74, 79
- Механический к. п. д. насоса 15
 Многопоточные схемы насоса 73
 Многоступенчатые центробежные насосы 72
 Мокровоздушные насосы 125
 Монтежо 183
- Нагнетание 41
 Напор насоса 10
 Направляющий аппарат насоса 82
 Насосов классификация 8, 19, 72
 Насосы Гэмфри 185
 — Дау 65
 — двойного действия 20
 — дифференциального действия 21
 — — одинарного действия 20
 — тройного действия (трехкратные) 22

- Насосы четвертного действия 22
 — Эльмо 126
 Неравномерность подачи 28
 Облицовка в насосах 53, 122
 Обратные лопатки 120
 Обратный клапан 52
 Объемный к. л. д. насоса 14
 Однокорпусный центробежный насос 73
 Однопоточный центробежный насос 72
 Осевое давление 105
 Основное уравнение 76
 — — центробежного насоса
 Остановка поршневого насоса 69
 — центробежного насоса 138
 Откидные клапаны 52
Папин 9
 Параллельная работа насосов 132
 Паровой инжектор 178
 — эжектор 178
 Питательные насосы 67, 116
 Плунжерные насосы 19
 Плунжеры 55
 Подача поршневого насоса 23
 — пропеллерного насоса 145
 — ротационного насоса 174
 — таранов 182
 — центробежного насоса 73
 Подшипники 109
 Поршневые насосы 18
 — — конструкции 56
 Поршни 54
 Последовательная работа центробежных насосов 135
 Привод поршневого насоса 20
 Приводы поршневые насосы 19
 Производительность насосов
 — поршневых насосов 23
 Пропеллерные насосы 139
 Процесс всасывания 31
 — магнетания 41
 Прямодействующие поршневые насосы 19, 64
 Пульсометр 183
 Пуск поршневого насоса 69
 — центробежного насоса 137
 Рабочее колесо центробежного насоса 107
 Работа центробежного насоса 127, 132, 135
 Регулирование поршневых насосов 67
 — пропеллерных насосов 148
 — центробежных насосов 136
Рейнольдс 10
 Ротационные насосы 174
 Сальники 55, 108
 Самовсасывающие центробежные насосы 125
 Секционные центробежные насосы 73
 Скальчатые насосы — см. Плунжерные насосы (19)
 Скважинные насосы 61, 114
 Спираль насоса 82
 Спиральные центробежные насосы 73
 Струйные насосы 177
 Тарельчатые клапаны 50
 Теория
 — крыла 141
 Термосиликоновый насос 123
 Течение в рабочем колесе 74
 Трехскальчатые насосы 62
 Турбинные центробежные насосы 73
 Удельный насос 97
 Универсальная характеристика 94
 Уплотняющие кольца 110
 Уравнение центробежного насоса 76
 Уравновешивание осевого усилия 105
 Уход за поршневым насосом 69
 — — центробежным насосом 137
 Феррариса кислотные насосы 58
 Характеристика пропеллерного насоса 148
 — трубопровода 127
 — центробежного насоса 88
 Центробежные насосы 71
 — — для водоснабжения 110
 — — горячей воды 116
 — — загрязненных и густых жидкостей 120
 — — химических жидкостей 121
 Циркуляция 143
 Черпательные машины 7
 Шаровой клапан 52
 Шахтные насосы 111
 Штанговые насосы 61
 Щелевая кавитация 147
 Эжекторы 178
Эйлер 9, 78
 Элеваторы 178
 Эльмо-насос 125
 Эрлифты 179