

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

Андреев Ю. А.

ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

Учебно–методическое пособие
к курсовой работе
по одноименной дисциплине для студентов
специальности 1–36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин» дневной и заочной форм обучения

Гомель 2016

УДК
ББК

*Рекомендовано научно–методическим советом
Машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол №3 от 09.11.2015г.)*

Рецензент: зам. директора по перспективному развитию
ОАО «САЛЕО–Гомель», канд. тех. наук Е. П. Борисов

Андреев, Ю.А. ЛОПАСТНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ: учеб.–метод. пособие к курсовой работе по одному. дисциплине для студентов специальности 1–36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреев: Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 70 с.

Приведены краткие теоретические сведения и основные расчетные зависимости, необходимые для выполнения курсовой работы в рамках дисциплины «Лопастные машины и передачи».

Для студентов специальности 1–36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

Введение

Целью выполняемой курсовой работы является усвоение основных положений курса «Лопастные машины и передачи», получение навыков гидравлического расчета трубопроводов, подбора насосно-силового оборудования, обеспечения работы системы в заданном режиме путем регулирования подачи насосной установки, пересчета характеристик при изменении вязкости перекачиваемого продукта и пр.

Процесс проектирования насоса, как в любого другого технического объекта, представляет собой творческий интерактивный процесс, в результате которого принимаются обоснованные технические решения, обеспечивающие машине требуемые качества. Обоснование технических решений базируется на анализе результатов различных вариантов сочетаний основных конструктивных и режимных параметров насоса. Применяемые для выполнения таких многовариантных расчетов ЭВМ, особенно в режиме диалога, позволяет резко повысить эффективность проектирования, поскольку проектировщик (студент) может в очень короткий срок проанализировать большое количество вариантов, причем вероятность появления ошибки в расчетах практически равна нулю. Однако, если проектировщик не представляет физики происходящих в насосе процессов, т.е. не усвоил теоретических положений проектирования насосов, то эффективность использования вычислительной техники резко снижается, так как студент не в состоянии правильно и полно проанализировать результаты расчета.

Курсовая работа предусматривает использование ЭВМ в учебном процессе. При этом студент по указанию преподавателя составляет программу, связанную с расчетом характеристики трубопровода, подбором насосов и регулированием подачи. В таком плане курсовое проектирование способствует обобщению знаний, полученных студентами при изучении данного курса, и приобретению практических навыков по гидравлическим расчетам с использованием ЭВМ. Практические навыки будут полезны студентам в инженерной практике при решении вопросов перекачки рабочих жидкостей в различных технологических процессах.

Курсовая работа включает в себя пояснительную записку, выполненную в соответствии с требованиями ЕСКД и общепринятыми рекомендациями [1], объемом 20–40 с. рукописного текста, рисунки, графики и таблицы.

Пояснительная записка должна содержать следующие основные разделы:

1. Задание.
2. Введение.
3. Гидравлический расчет трубопровода.
4. Подбор насосного оборудования.
5. Регулирование подачи насосной установки.
6. Описание устройства и принципа действия насоса.
7. Расчет рабочего колеса центробежного насоса.
8. Заключение.

В конце записки приводится перечень литературных источников, использованных при выполнении курсовой работы, приложения (при необходимости).

При выполнении данного проекта следует руководствоваться следующими Государственными стандартами (ГОСТами) и требованиями Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД):

2.004–88 Основные требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ.

2.104–68 Основные надписи.

2.105–95 Общие требования к текстовым документам.

2.106–96 Текстовые документы.

2.109–73 Основные требования к чертежам.

2.301–68 Форматы.

2.302–68 Масштабы.

2.304–81 Шрифты чертежные.

2.316–68 Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований, таблиц.

7.1–84 Библиографическое описание документов. Общие требования и правила составления.

7.32–91 Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

8.417–81 Единицы физических величин.

Задание

Насос перекачивает жидкость с температурой t °С из приемного резервуара в напорный на высоту h , в количестве Q . Избыточное давление в приемном резервуаре равно p_1 , а в напорном резервуаре равно p_2 . Длина всасывающей линии $l_{вс}$; длина нагнетательной линии $l_{н}$. На всасывающем и нагнетательном трубопроводах имеются местные сопротивления.

Для заданных условий необходимо:

1. Подобрать насос в соответствии с ГОСТом, т. е. произвести следующие расчеты:

а) определить диаметры и подобрать трубопроводы в соответствии с видом перекачиваемой жидкости;

б) определить потребный напор, который должен развивать насос;

в) построить характеристику установки (график потребного напора $H_{потр} = f(Q)$);

г) подобрать центробежный насос по каталогу;

д) построить совместную характеристику насоса и установки;

е) определить рабочую точку насоса и проверить правильность выбора насоса на данную сеть по коэффициенту полезного действия насоса;

ж) определить диаметр обточки рабочего колеса и построить характеристику насоса при обточке рабочего колеса;

з) построить характеристики насосов выбранного типа установленных последовательно или параллельно, если количество выбранных насосов больше одного, и определить рабочую точку.

2. Произвести гидравлический расчет рабочего колеса и профилирование лопастей, т. е. произвести следующие расчеты:

а) описать устройство и принцип действия насоса;

б) определить дополнительные исходные данные для расчета рабочего колеса;

в) определить основные геометрические и кинематические параметры на входе в рабочее колесо;

г) определить основные геометрические и кинематические параметры на выходе из рабочего колеса;

д) выполнить необходимые расчеты для проектирования меридионального сечения рабочего колеса;

е) выполнить чертеж рабочего колеса центробежного насоса.

Вариант задания выдается преподавателем и состоит из номера схемы и номера варианта в таблице исходных данных для данной схемы.

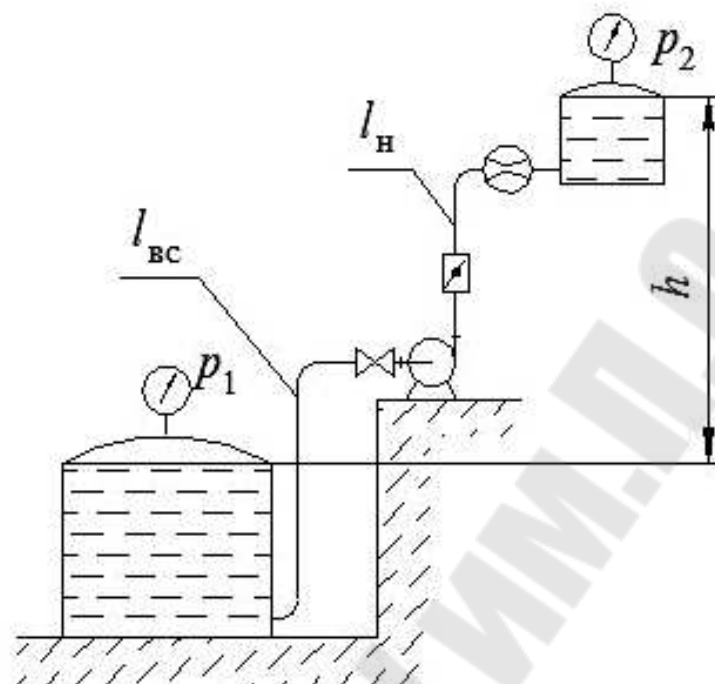


Схема 1. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	$l_{вс}$, м	$l_н$, м	h , м	Θ , град	p_1 , атм.	p_2 , атм.
1	20	3,0	Керосин	1	200	8,2	25	0,8	5,9
2	20	4,0	Бензин автомобильный	2	150	13,6		0,2	4,9
3	20	6,0	Диз. топливо	4	250	10	40	0,3	4,8
4	20	7,0	Нефть легкая	30	400	13		0,4	2,8
5	40	20,0	Нефть легкая	10	500	26,6	50	0,5	2
6	20	30,0	Нефть тяжелая	50	600	8,2		0,6	6
7	40	15,0	Нефть тяжелая	40	800	10,5	60	0,7	4,5
8	20	5,0	Сероуглерод	6	150	15		0,1	2
9	50	45	Масло И-20	7	750	10,4	30	0,2	2,6
10	50	50	Масло И-45	2	350	15,8		0,05	0,44
11	50	40	Масло И-5А	3	450	9,1	10	0,2	2,1
12	50	70	Масло ТП-46	1	550	15,4		0,3	3,5
13	10	80	Масло ТП-22	8	750	10,4	30	0,4	2,5
14	20	100	Масло АУ	5	950	20		0,9	5,5

Обозначения: Θ , град – угол поворота дискового затвора.

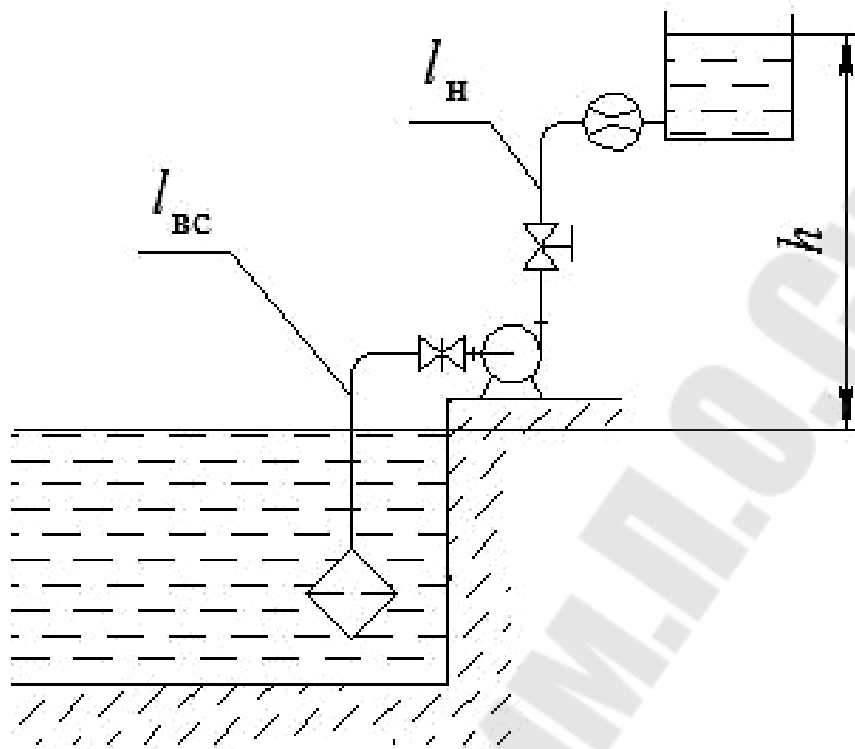


Схема 2. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	l_{BC} , м	l_H , км	h , м	m	P_1 , атм.	P_2 , атм.
1	20	50	Вода морская	5	2,95	17	0,125	0	0
2	20	80		10	2,45	10	0,2	0	0
3	20	100		15	1,96	35	0,3	0	0
4	20	45		7	1,48	12	0,4	0	0
5	5	12	Вода	3	7,96	20	0,5	0	0
6	10	32		6	6,97	8		0,6	0
7	15	50		8	4,98	11	0,7	0	0
8	20	65		20	3,98	25		0	0
9	25	80		12	4,42	28	0,8	0	0
10	30	26		14	4,97	14		0	0
11	35	38		11	3,98	9	0,9	0	0
12	40	94		9	5,97	5		0	0
13	45	60		13	3,97	15	1,0	0	0
14	55	70		16	8,04	30		0	0

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки.

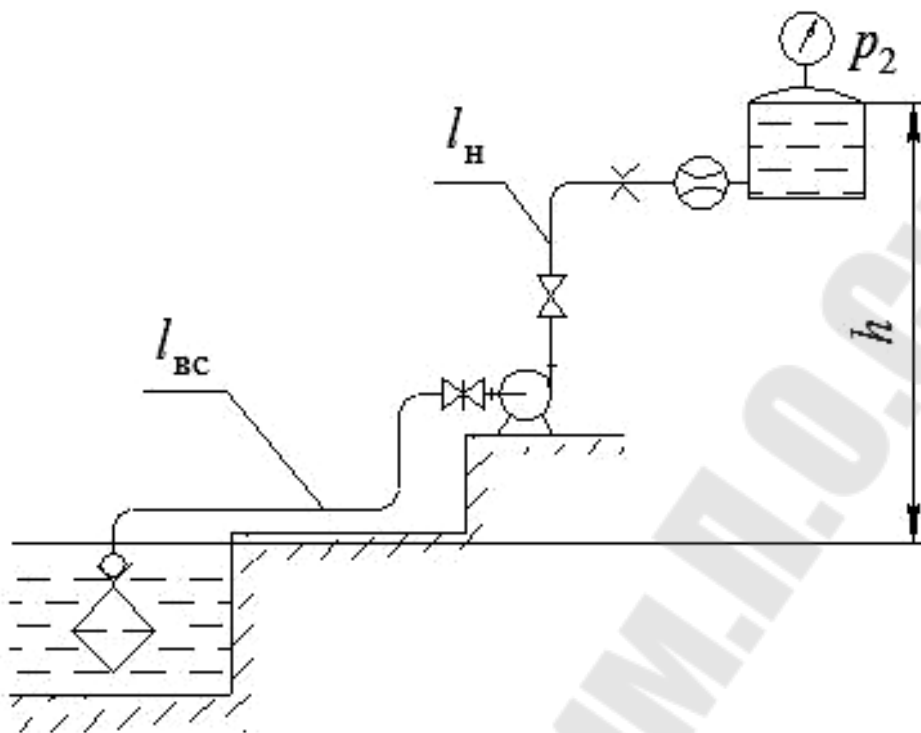


Схема 3. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	l_{BC} , м	l_H , км	h , м	m	k	p_1 , атм.	p_2 , атм.
1	10	25	Вода	20	0,24	10	1,0	0,4	0	3,9
2	20	26		30	0,2	9	0,9		0	2,9
3	20	35	Вода морская	20	0,26	6	0,8	0,1	0	2,3
4	20	40		30	0,15	4	0,7		0	1,3
5	35	45	Вода	20	0,11	7	0,6	0,2	0	0,78
6	15	80		10	1,45	5	0,5		0	4,7
7	20	110	Вода морская	10	0,66	11	0,4	0,3	0	3,3
8	20	60		20	0,48	8		0,4	0	1,5
9	20	90	Вода	20	0,46	15	0,3	0,5	0	1,4
10	25	55		10	0,35	12		0,6	0	0,74
11	20	75	Вода морская	30	0,42	20	0,2	0,7	0	0,59
12	20	100		20	0,97	16		0,8	0	0,8
13	30	95	Вода	10	0,36	25	0,125	0,9	0	0,6
14	45	65		30	1,15	13		1,0	0	1,0

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки;

$k = S_0/S$ – степень сужения трубы при установке дроссельной шайбы (диафрагмы).

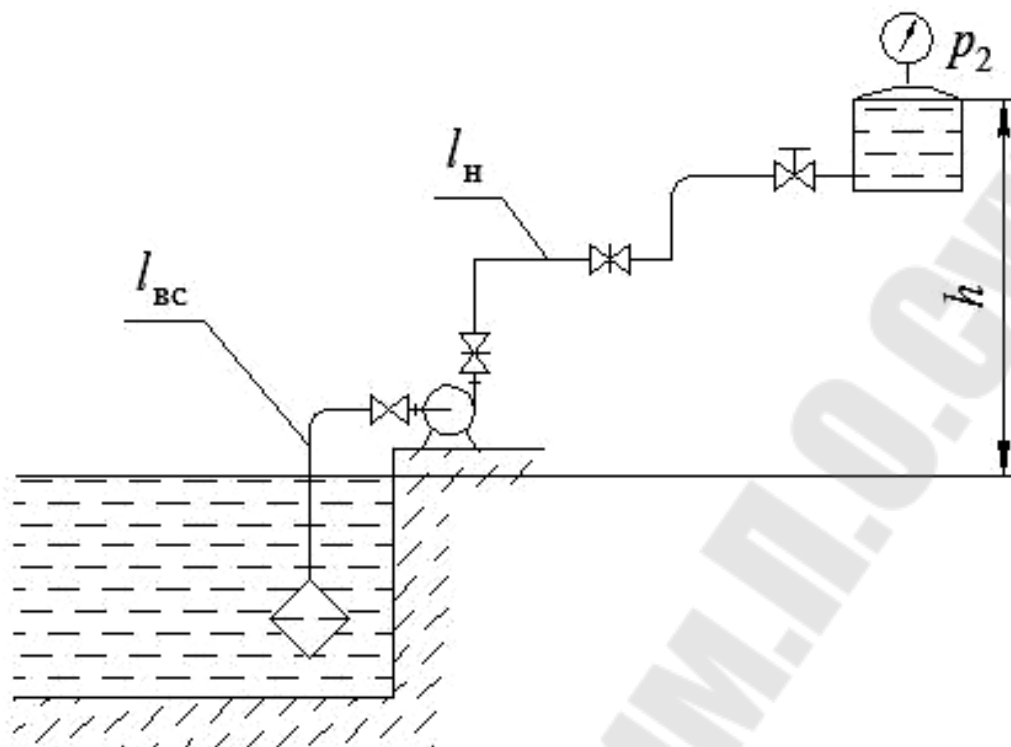


Схема 4. Насосная установка

Номер варианта	$t, ^\circ\text{C}$	$Q_p, \text{л/с}$	Вид жидкости	$l_{\text{вс}}, \text{м}$	$l_{\text{н}}, \text{км}$	$h, \text{м}$	m	$P_1, \text{атм.}$	$P_2, \text{атм.}$
1	20	50	Вода морская	10	0,39	5	0,125	0	5,9
2	20	35		5	0,45	10	0,2	0	4,9
3	10	25	Вода	11	0,25	6	0,3	0	4,8
4	15	12		6	0,65	11	0,4	0	2,8
5	20	45	Вода морская	12	0,75	7	0,5	0	2
6	20	90		7	0,25	12	0,6	0	6
7	40	120	Вода	13	0,61	8	0,7	0	4,5
8	45	80		8	0,57	13		0	2
9	20	75	Вода морская	9	0,99	9	0,8	0	2,8
10	20	40		14	1,2	14		0	0,44
11	20	55	Вода	20	0,34	15	0,9	0	2
12	25	60		16	0,85	20		0	2
13	20	30	Вода морская	22	1,15	16	1,0	0	2,5
14	20	15		17	1,5	21		0	2,5

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки.

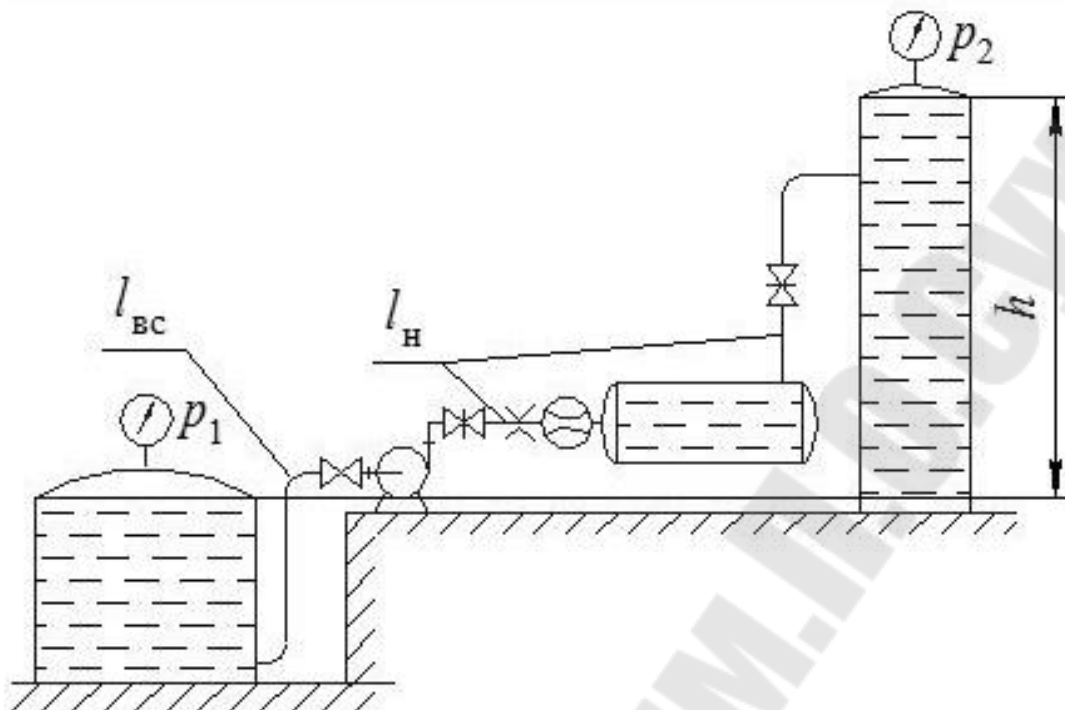


Схема 5. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	$l_{вс}$, м	$l_н$, км	h , м	m	k	P_1 , атм.	P_2 , атм.
1	20	12	Керосин	60	0,24	5	1,0	1,0	0,9	1,9
2	20	25	Бензин автомобильный	50	0,65	25	0,9		1,4	3,9
3	20	13	Диз. топливо	30	0,47	40	0,8	0,9	2,7	4,8
4	20	26	Нефть легкая	50	0,35	15	0,7		1,7	2,8
5	40	55	Нефть легкая	10	0,99	30	0,6	0,8	1,9	2,0
6	20	90	Нефть тяжелая	30	1,17	10	0,5		1,0	2,1
7	40	65	Нефть тяжелая	20	0,88	5	0,4	0,7	0,5	1,5
8	20	14	Сероуглерод	10	1,19	10		0,6	2,7	1,3
9	40	20	Масло И-20	20	0,78	8	0,3	0,5	2,2	1,4
10	50	15	Масло И-45	10	0,89	12		0,4	1,2	0,74
11	20	24	Масло И-5А	10	0,79	22	0,2	0,3	1,4	0,59
12	50	13	Масло ТП-46	100	0,9	16		0,2	1,5	0,8
13	10	12	Масло ТП-30УТ	20	1,08	32	0,125	0,1	0,7	0,6
14	20	25	Масло АУ	20	0,58	14		0,05	2,8	1,0

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки;

$k = S_0/S$ – степень сужения трубы при установке дроссельной шайбы (диафрагмы).

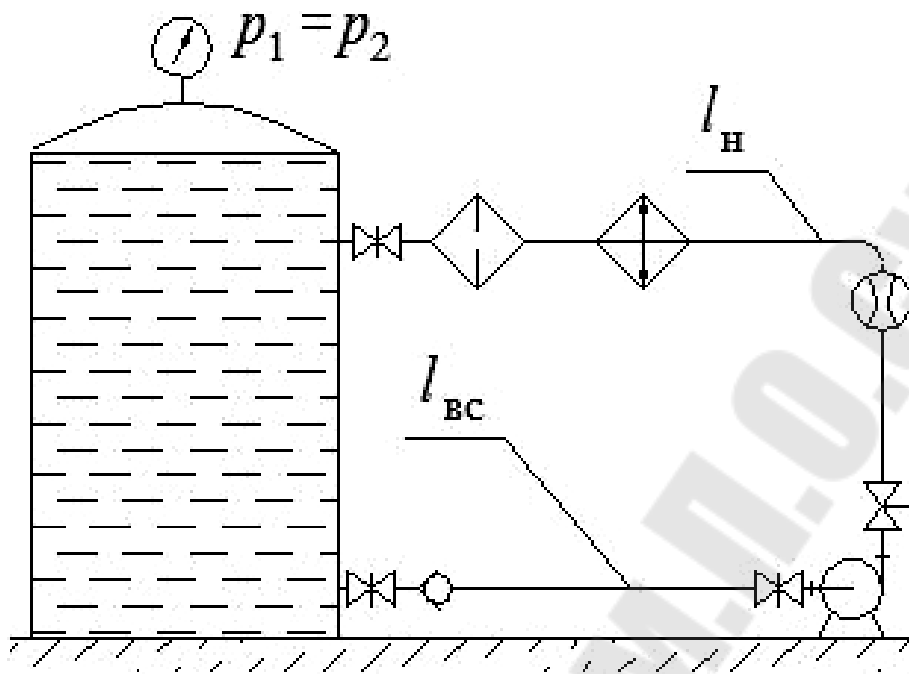


Схема 6. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	$l_{вс}$, м	$l_н$, м	h , м	m
1	20	95	Вода техническая	25	145	0	0,125
2	20	15	Анилин	16	134	0	0,2
3	50	35	Масло АМГ-10	10	120	0	0,125
4	50	12	Масло И-8А	20	160	0	0,4
5	20	65	Вода морская	15	115	0	0,5
6	20	45	Бензин авиационный	6	104	0	0,6
7	20	25	Бензин автомобиль-	8	112	0	0,7
8	20	12	Керосин	12	138	0	
9	20	20	Диз.топливо	22	118	0	0,8
10	50	55	Масло И-20А	18	122	0	
11	20	20	Спирт этиловый без- водный	9	131	0	0,9
12	20	50	Молоко цельное	11	149	0	
13	50	30	Масло И-5А	17	153	0	1,0
14	20	35	Масло АУ	23	127	0	

Обозначения: $p_1 = p_2$;

$m = a/d$ – степень открытия задвижки.

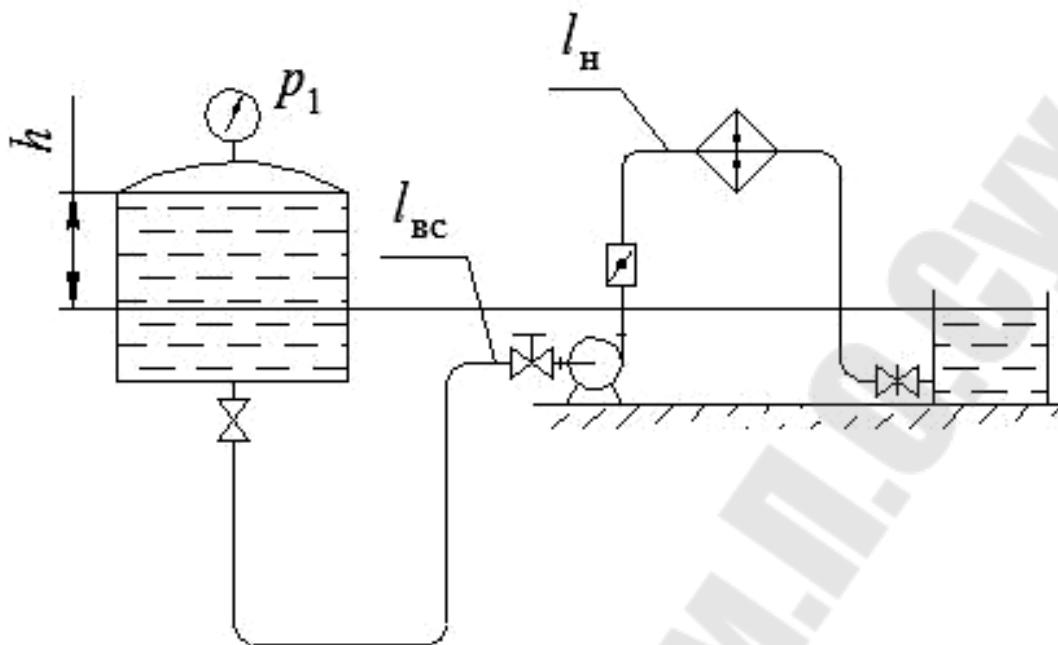


Схема 7. Насосная установка

Номер варианта	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_p, \text{ л/с}$	Вид жидкости	$l_{\text{вс}}, \text{ м}$	$l_{\text{н}}, \text{ м}$	$h, \text{ м}$	m	$\Theta, \text{ град}$	$p_1, \text{ атм.}$	$p_2, \text{ атм.}$
1	20	25	Вода техническая	10	190	3	1,0	25	0,9	0
2	50	12		20	220	1,0	0,9		1,4	0
3	100	60		30	270	4	0,8	40	2,7	0
4	20	28	Нефть легкая	24	326	6	0,7		1,7	0
5	40	15	Нефть легкая	15	185	8	0,6	50	0,09	0
6	20	20	Нефть тяжелая	25	2450	5	0,5		2,1	0
7	40	23	Нефть тяжелая	12	308	1,1	0,4	60	1,5	0
8	25	54	Вода	40	160	7			0,4	2,7
9	15	32		28	202	4,5	0,3	40	4,2	0
10	20	7	Масло И-50	18	302	9			0,3	1,2
11	50	5	Масло И-5А	32	218	5,5	0,2	10	1,4	0
12	20	10	Бензин автомобильный	14	346	2			0,2	1,5
13	20	8	Масло АУ	22	268	3,5	0,125	30	0,7	0
14	20	11	Диз. топливо	12	188	2,5			0,125	3,8

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки;

Θ , град – угол поворота дискового затвора.

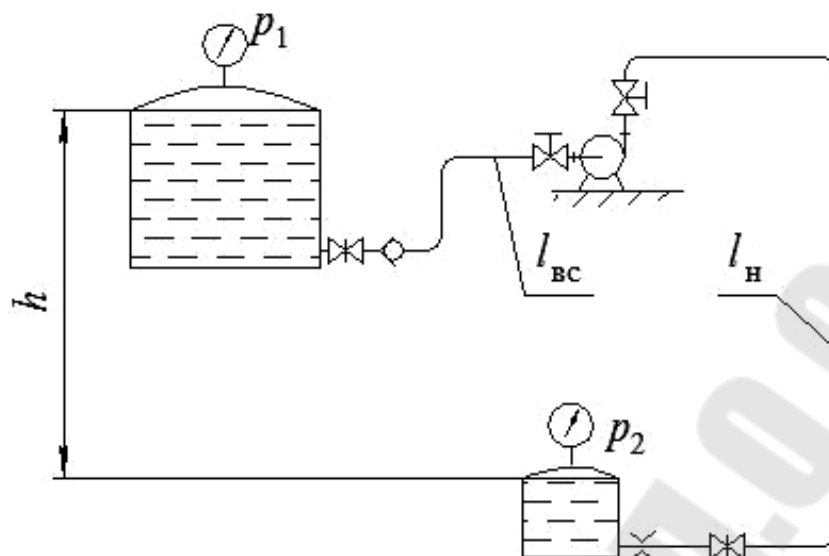


Схема 8. Насосная установка

Номер варианта	t , °С	Q_p , л/с	Вид жидкости	$l_{вс}$, м	$l_{н}$, км	h , м	m	k	P_1 , атм.	P_2 , атм.
1	25	95	Вода техническая	60	0,24	5	0,125	1,0	0,8	2,9
2	20	15	Анилин	50	0,65	25	0,2	0,9	0,2	3,9
3	50	35	Масло АМГ-10	30	0,47	40	0,3	0,8	0,3	1,8
4	50	12	Масло И-8А	50	0,35	15	0,4	0,7	0,4	2,8
5	20	65	Вода морская	10	0,99	30	0,5	0,6	0,5	2
6	20	45	Бензин авиационный	30	1,17	20	0,6	0,5	0,6	2,0
7	20	25	Бензин автомобильный	20	0,88	35	0,7	0,4	0,7	3,5
8	20	12	Керосин	10	1,19	10			0,1	2,4
9	20	20	Диз. топливо	20	0,78	8	0,8	0,3	0,2	2,6
10	50	55	Масло И-20А	10	0,89	3			0,05	2,0
11	20	20	Спирт этиловый безводный	10	0,79	22	0,9	0,2	0,2	2,1
12	20	50	Молоко цель-	100	0,9	16			0,3	3,5
13	50	30	Масло И-5А	20	1,08	32	1,0	0,1	0,4	2,5
14	20	35	Масло АУ	20	0,58	14			0,9	1,5

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки;

$k = S_0/S$ – степень сужения трубы при установке дроссельной шайбы (диафрагмы).

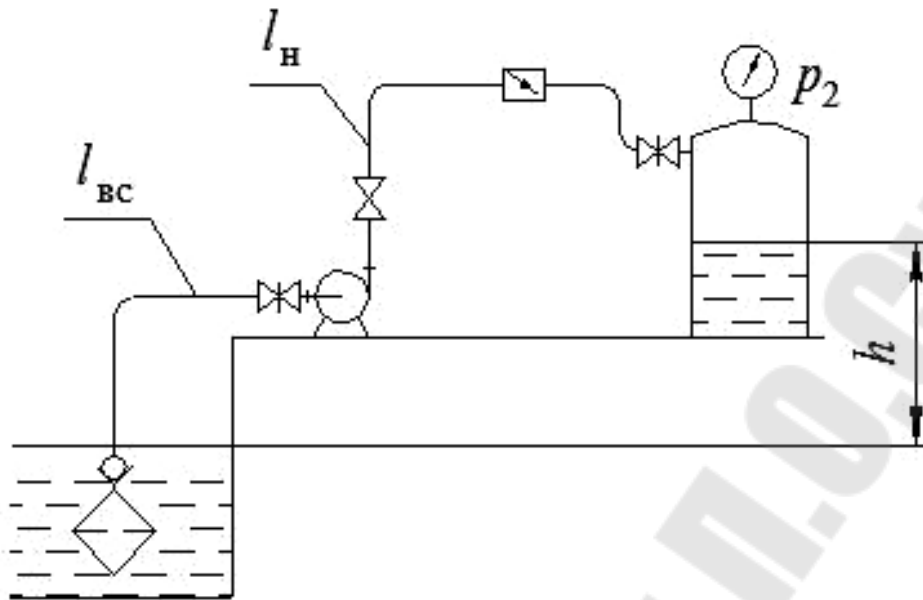


Схема 9. Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	$l_{вс}$, м	$l_{н}$, км	h , м	m	Θ , град	P_1 , атм.	P_2 , атм.
1	20	50	Вода морская	10	0,39	5	0,125	25	0	3,9
2	20	35		5	0,45	10	0,2		0	2,9
3	10	25	Вода	11	0,25	6	0,3	40	0	2,3
4	15	12		6	0,65	11	0,4		0	1,3
5	20	45	Вода техническая	12	0,75	7	0,5	50	0	0,78
6	20	90		7	0,25	12	0,6		0	3,9
7	30	120	Вода	13	0,61	8	0,7	60	0	2,1
8	35	80		8	0,57	13			0	3,5
9	20	75	Вода морская	9	0,99	9	0,8	25	0	2,7
10	20	40		14	1,2	14			0	4,2
11	20	55	Вода	20	0,34	15	0,9	10	0	0,59
12	25	60		16	0,85	20			0	0,8
13	20	30	Вода морская	22	1,15	16	1,0	30	0	0,6
14	20	15		17	1,5	21			0	1,0

Обозначения: $m = a/d$ – степень открытия задвижки;
 Θ , град – угол поворота дискового затвора.

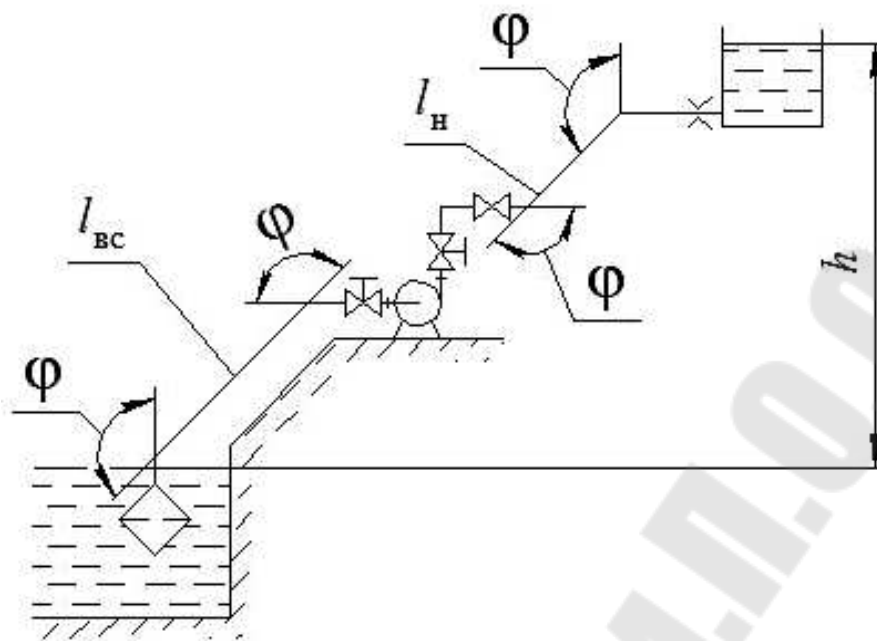


Схема 10 – Насосная установка

Номер варианта	t , °C	Q_p , л/с	Вид жидкости	l_{BC} , м	l_H , км	h , м	k	φ , град	m	p_1 , атм.	p_2 , атм.
1	20	50	Вода морская	5	2,95	17	0,1	90	0,2	0	0
2	20	80		10	2,45	10	0,2	30	0,3	0	0
3	20	100		15	1,96	35	0,3	50	0,4	0	0
4	20	45		7	1,48	12	0,4	40	0,5	0	0
5	5	12	Вода	3	7,96	20	0,5	60	0,6	0	0
6	10	32		6	6,97	8	0,6	80	0,7	0	0
7	15	50		8	4,98	11	0,7	30	0,8	0	0
8	20	65		20	3,98	25		70	0,9	0	0
9	25	80		12	4,42	28	0,8	90	0,8	0	0
10	30	26		14	4,97	14		60	0,7	0	0
11	35	38		11	3,98	9	0,9	50	0,6	0	0
12	40	94		9	5,97	5		70	0,5	0	0
13	45	60		13	3,97	15	1,0	80	0,4	0	0
14	55	70		16	8,04	30		90	0,3	0	0

Обозначения: $k = S_0/S$ – степень сужения трубы при установке дроссельной шайбы (диафрагмы); φ , град – угол резкого поворота трубопровода; $m = a/d$ – степень открытия задвижки.

1. Основные расчетные параметры насосов

Несмотря на многообразие машин для перекачки жидкостей и газов, можно выделить ряд основных параметров, характеризующих их работу: производительность, потребляемая мощность и напор [2].

Производительность (подача, расход) – объем среды, перекачиваемый насосом в единицу времени. Обозначается буквой Q и имеет размерность $\text{м}^3/\text{ч.}$, $\text{л}/\text{с.}$, и т. д. В величину расхода входит только фактический объем перемещаемой жидкости без учета обратных утечек. Однако в современных насосах, благодаря надежной герметизации трубопроводов и соединений, фактическая производительность совпадает с теоретической. В большинстве случаев подбор насоса идет под конкретную систему трубопроводов, и величина расхода задается заранее.

Подача центробежного насоса может быть рассчитана следующим образом:

$$Q_T = \pi b_1 D_1 K_1 v_{m1} = \pi b_2 D_2 K_2 v_{m2},$$

где D_1 и D_2 – диаметры рабочего колеса на входе и выходе;

b_1 и b_2 – ширина рабочего колеса на входе и выходе;

$K_1 = 0,75 - 0,83$ и $K_2 = 0,9 - 0,95$ – коэффициенты стеснения потока на входе и выходе из рабочего колеса;

v_{m1} , v_{m2} – меридиональные скорости (радиальные составляющие абсолютных скоростей) на входе и выходе рабочего колеса.

Для определения действительной подачи насоса необходимо учесть утечки жидкости при помощи объёмного КПД. Действительная подача равна:

$$Q = \pi D_2 b_2 K_2 v_{m2} \eta_{об},$$

где $\eta_{об}$ – объёмный КПД равен: $0,96 - 0,98$ – для крупных насосов; $0,85 - 0,95$ – для средних и малых насосов.

Напор – энергия, сообщаемая насосом перекачиваемой среде, отнесенная к единице массы перекачиваемой среды. Обозначается буквой H и имеет размерность метры. Стоит уточнить, что напор не является геометрической характеристикой и не является высотой, на которую насос может поднять перекачиваемую среду. Чаще всего напор насоса приравнивается к необходимому напору установки $H_{потр}$.

Потребный напор установки определяется по формуле:

$$H_{потр} = \frac{p - p_0}{\rho g} + H_{\Gamma} + \Sigma h_{п},$$

где p, p_0 – давление в приемном и напорном резервуарах установки;
 H_{Γ} – геометрический напор установки;
 Σh_{Π} – суммарные потери в установке.

Первое из слагаемых формулы расчета напора представляет собой перепад давлений, который должен быть преодолен в процессе перекачивания жидкости (рис. 1.1). Возможны случаи, когда давления p и p_0 совпадают, при этом создаваемый насосом напор будет уходить на поднятие жидкости на определенную высоту и преодоление сопротивления.

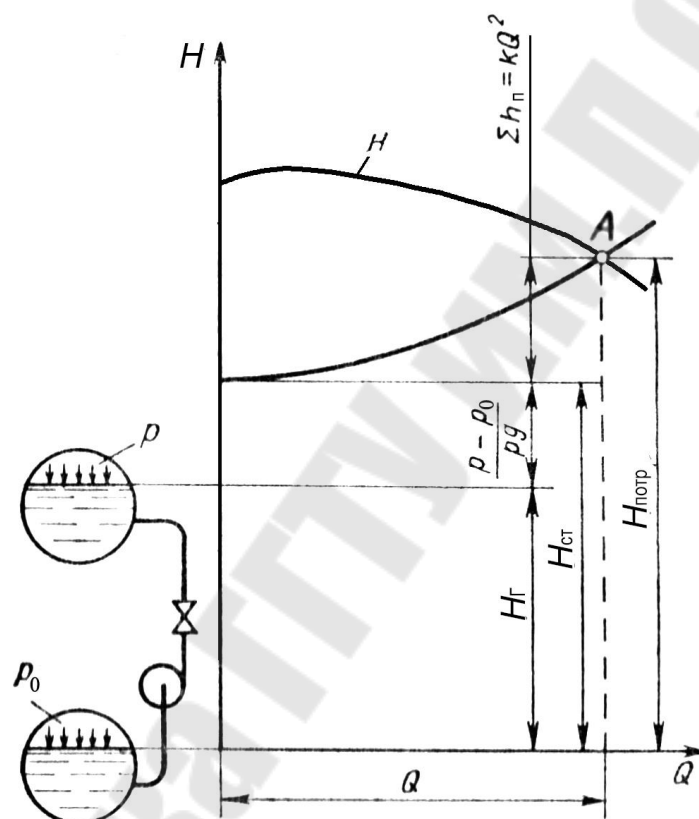


Рис. 1.1. Насосная установка и ее характеристика

Второе слагаемое отражает геометрическую высоту, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Важно отметить, что при определении этой величины не учитывается геометрия напорного трубопровода, который может иметь несколько подъемов и спусков.

Третье слагаемое характеризует снижение создаваемого напора, зависящее от характеристик трубопровода, по которому перекачивается среда. Реальные трубопроводы неизбежно будут оказывать сопротивление току жидкости, на преодоление которого необходимо иметь запас величины напора. Общее сопротивление складывается из потерь на трение в трубопроводе и потерь в местных сопротивлениях, таких как повороты и отводы трубы, вентили, расширения и сужения

прохода и т.д., таким образом, потребный напор установки или напор насоса можно определить по формуле:

$$H_{\text{потр}} = \frac{p - p_0}{\rho g} + H_{\Gamma} + \Sigma h_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + \Sigma h_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + kQ^2,$$

где Q – расход жидкости;

k – сопротивление трубопровода насосной установки.

Потребляемая мощность (мощность на валу) – мощность, потребляемая насосом при работе. Потребляемая мощность отличается от полезной мощности насоса, которая затрачивается непосредственно на сообщение энергии перекачиваемой среде. Часть потребляемой мощности может теряться из-за протечек, трения в подшипниках и т. д. Коэффициент полезного действия определяет соотношение между этими величинами.

Потребляемая мощность насоса N – это энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени:

$$N = M\omega,$$

где M – крутящий момент на валу, Н·м;

ω – угловая скорость рабочего колеса.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос:

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q,$$

где ρ – плотность жидкости.

Мощность насоса больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь в насосе. Эти потери оцениваются КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = N_{\text{п}} / N.$$

2. Методика выполнения курсовой работы

2.1. Исходные данные

Для выполнения гидравлического расчета необходимо знать физические свойства перекачиваемой жидкости, а именно: плотность ρ , кинематический коэффициент вязкости ν .

Эти свойства зависят от температуры жидкости. Для их определения используют справочники [3] – [5] и др., по которым, зная род перекачиваемой жидкости и ее температуру t , определяют расчетные значения плотности, вязкости и давления насыщенных паров.

Данные характеристики различных жидкостей приведены в следующих таблицах.

Таблица 1

Физические константы воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\rho_{\sigma}, \text{МПа}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\rho_{\sigma}, \text{МПа}$	$\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$
1	1000,0	0,00066	1,7890	130	935,1	0,27009	0,2180
5	1000,0	0,00087	1,5150	135	931,1	0,31289	0,2120
10	1000,0	0,00123	1,3060	140	926,3	0,36130	0,2060
15	999,1	0,00171	1,1420	145	921,7	0,41550	0,2020
20	998,2	0,00233	1,0060	150	917,2	0,47660	0,1980
25	997,1	0,00317	0,8965	155	912,4	0,54330	0,1940
30	995,7	0,00495	0,8048	160	907,6	0,61790	0,1900
35	994,1	0,00562	0,7246	165	902,5	0,70070	0,1850
40	992,2	0,00737	0,6583	170	897,3	0,79210	0,1810
45	990,0	0,00952	0,6015	175	892,9	0,89240	0,1770
50	988,1	0,01233	0,5561	180	886,6	1,00250	0,1730
55	985,7	0,01574	0,5139	185	881,8	1,12290	0,1700
60	983,2	0,01990	0,4779	190	875,0	1,25480	0,1660
65	980,6	0,02560	0,4445	195	870,3	1,39820	0,1640
70	977,8	0,03115	0,4154	200	862,8	1,55430	0,1600
75	974,9	0,03854	0,3891	210	850,0	1,90720	0,1540
80	971,8	0,04733	0,3658	220	837,0	2,31910	0,1490
85	968,7	0,05779	0,3446	230	823,0	2,79680	0,1450
90	965,3	0,07008	0,3258	240	809,0	3,34630	0,1410
95	961,9	0,08451	0,3099	250	794,0	3,97520	0,1370
100	958,4	0,10130	0,2942	260	779,0	4,69120	0,1350
105	955,1	0,12077	0,2790	270	765,0	3,50100	0,1330
110	951,0	0,14324	0,2550	280	750,0	6,41370	0,1310
115	947,0	0,10903	0,2440	290	720,0	7,43920	0,1290
120	943,5	0,19850	0,2350	300	700,0	8,59120	0,1280
125	939,0	0,23206	0,2260	310	680,0	9,87660	0,1280

Таблица 2

Характеристики некоторых жидкостей при давлении 0,1 МПа

Жидкость	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельный вес $\gamma, \text{Н/м}^3$	Относительная плотность δ
1	2	3	4	5
Аммиак	-34	684	6710	0,684
Анилин	15	1004	9849	1,004
Ацетон	20	792	7770	0,792
Бензин:				
– авиационный	20	739–780	7250–7652	0,739–0,780
– автомобильный	20	712–761	6980–7470	0,712–0,761
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5
Вода:				
– дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
– морская	20	1020–1030	10006–10104	1,02–1,03
Керосин (ГОСТ 4753–68)	20	790–860	7770–8240	0,79–0,86
Мазут	15	890–940	8731–9221	0,89–0,94
Дизельное топливо	20	831–861	8150–8450	0,831–0,861
Масло:				
– автотракторное	20	925–930	9070–9120	0,925–0,93
– веретённое АУ (ГОСТ 6794–75)	50	888–896	8711–8790	0,888–0,896
– для гидравлических систем АМГ–30 (ГОСТ 6794–75)	50	850	8340	0,85
Масло индустриальное общего назначения без присадок (ГОСТ 20799–75)				
– И–5А	50	890	8731	0,89
– И–8А	50	900	8829	0,90
– И–12А	50	880	8633	0,88
– И–20А	50	885	8682	0,885
– И–25А; И–30А	50	890	8731	0,89
– И–40А	50	895	8780	0,895
– И–50А; И–70А	50	910	8927	0,91
– И–100А	50	920	9025	0,92
Масло:				
– касторовое	20	960	9418	0,96
– кокосовое	15	930	9123	0,93
– турбинное 22; 30; 46; (ГОСТ 32–74)	50	900	8829	0,90
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760–900	7456–8829	0,76–0,90
Сероуглерод	20	1260–1290	12360–12650	1,26–1,29
Спирт:				
– метиловый	15	810	7946	0,81
– этиловый безводный	20	789	7740	0,789

Таблица 3

Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
1	2	3
Анилин	20	0,0430
Бензин	18	0,0065
Глицерин:		
– 50%-й водный раствор	20	0,0598
– 86%-й водный раствор	20	1,0590
– безводный	20	8,7000
Дизельные топлива (ГОСТ 305–82)	20	0,018–0,060
Керосин	18	0,025
Мазут топочный (ГОСТ 10585–75)	80	0,438–1,18
Масло:		
– авиационное МС, МК, (ГОСТ 21743–76)	100	0,14–0,22
– веретённое АУ (ГОСТ 1642–75)	20	0,49
– промышленное (ГОСТ 20799–75):		
– И–5А	50	0,04–0,05
– И–8А	50	0,06–0,08
– И–12А	50	0,10–0,14
– И–25А	50	0,24–0,27
– И–30А	50	0,28–0,33
– И–40А	50	0,35–0,45
– И–70А	50	0,65–0,75
– И–100А	50	0,90–1,18
– касторовое	20	10,02
– турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):		
– ТП–30	50	0,28–0,32
– ТП–46	50	0,44–0,48
Молоко цельное	20	0,0174
Нефть:		
– лёгкая	18	0,250
– тяжёлая	18	1,400
Сероуглерод	20	0,0029
Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Эфир	20	0,0039

Таблица 4

Кинематическая вязкость некоторых масел при разных температурах

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с, при температуре t , °С					
	100	50	10	0	-5	-10
Автотракторное АК-15	0,50	1,24	40,8	155,2	450,0	1047
Веретенное АУ (ГОСТ 1642-75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
Для гидравлических систем АМГ-10 (ГОСТ 6794-75)	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
Индустриальное (ГОСТ 20799-75):						
– И-20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
– И-45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,5	59,9
– И-50 (машинное СУ)	0,085	0,50	8,33	22,9	41,7	83,8
Трансформаторное с присадкой ионол	0,03	0,09	0,50	0,89	1,24	1,77
Турбинное (ГОСТ 32-74; 9972-74):						
– ТП-22	0,06	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
– ТП-22 (из сернистых нефтей)	0,05	0,21	1,72	3,75	5,68	25,3
– ТП-30УТ	0,06	0,42	3,59	8,63	14,4	33,1

Таблица 5

Зависимость плотности ρ и кинематического коэффициента
вязкости ν некоторых жидкостей от температуры

Вид жидкости	ρ , кг/м ³ при t °С		$\nu \cdot 10^{-4}$ м ² /с при t °С			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998	–	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть легкая	884	–	0,25	0,15	–	–
Нефть тяжелая	924	–	1,4	1,2	–	–
Бензин	745	–	0,0073	0,0059	0,0049	–
Керосин Т-1	808	–	0,025	0,018	0,012	0,010
Диз. топливо	846	–	0,38	0,12	–	–
Глицерин	1245	–	9,7	8,3	0,88	0,25
Ртуть	13550	–	0,0016	0,0014	0,0010	–
Масла:						
– трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
– АМГ-10	–	850	0,17	0,11	0,085	0,65
– веретенное АУ	–	892	0,48	0,19	0,098	0,059
– индустриальное 12	–	883	0,48	0,19	0,098	0,059
– индустриальное 20	–	891	0,85	0,33	0,14	0,08
– индустриальное 30	–	901	1,8	0,56	0,21	0,11
– индустриальное 50	–	910	5,3	1,1	0,38	0,16
– турбинное	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088

2.2. Гидравлический расчет трубопровода

2.2.1. Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линии

В зависимости от рода перекачиваемой жидкости, ее агрессивности по справочнику [6] выбирают материал труб и с учетом средней скорости перекачки, определяют диаметр трубопровода.

Рекомендуемые скорости перекачки для трубопроводов НПЗ могут быть выбраны в соответствии с табл. 6.

Таблица 6

Рекомендуемые скорости движения жидкости в трубопроводе

Транспортируемая жидкость	Скорость, м/с
Жидкости, движущиеся самотеком (конденсат и др.)	0,1–0,5
Маловязкие жидкости – вода, бензин, керосин и др. в нагнетательном трубопроводе	1,0–3,0
Вязкие жидкости – легкие и тяжелые масла, растворы солей и др. в нагнетательном трубопроводе	0,5–1,0
Нефти и нефтепродукты в магистральных трубопроводах	до 3,0
Маловязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,8–1,2
Вязкие жидкости во всасывающем трубопроводе	0,2–0,8
Жидкости, движущиеся в полиэтиленовых трубах диаметром:	
– до 300 мм	0,5–0,8 м/с
– больше 300 мм	0,9–1,5 м/с

Рассчитать, затем выбрать по справочным данным внутренний расчетный диаметр трубопровода. Диаметр труб определяется заданным расходом Q_p и допустимыми скоростями движения жидкости по трубопроводу (табл. 6):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}}, \text{ м.}$$

Полученные значения диаметров округляют до ближайших расчетных d_p по ГОСТу [6] (таблица 7–12) в соответствии с заданной жидкостью, таким образом, чтобы скорости перекачки оставались в рекомендуемых пределах. После этого определяют действительные скорости перекачиваемой жидкости в трубопроводах.

Рекомендации по выбору материала трубы

Материал труб, из которого выполняется водоотводящая сеть, должен удовлетворять особым требованиям обеспечения долговечной и надежной эксплуатации.

В настоящее время при устройстве трубопроводов гидравлических сетей различного назначения (водоснабжение, отопление, канализация, нефтетранспортирование и т.п.) применяются трубы из следующих конструкционных материалов [7]:

- стальные трубы используют в основном для водоводов и нефтепроводов, в теплосетях и отоплении, в которых внутреннее давление может превышать 10 МПа, а также в условиях, где требуется хорошая сопротивляемость труб динамическим нагрузкам и изгибающим усилиям:
 - а) водогазопроводные с наружным диаметром от 10 до 160 мм и стальные электросварные с наружным диаметром от 70 до 1600 мм (таблица 7) [6];
 - б) стальные бесшовные холоднодеформируемые трубы по ГОСТ 8734–75 с наружными диаметрами 5–250 мм (табл. 8) [6] и стальные бесшовные горячекатаные трубы (ГОСТ 8732–78) с наружными диаметрами 25–820 мм (табл. 9) [6];
- металлопластиковые трубы с наружным диаметром от 14 до 110 мм (табл. 10) [8] используют для нефтепроводов, могут применяться как трубы отопления и трубы водоснабжения, для транспортировки самых разнообразных веществ: уксусной кислоты, молока, воды, бензина, дизельного топлива и т.д.;
- чугунные напорные трубы с внутренним условным проходным диаметром от 60 до 1000 мм с антикоррозионным покрытием (табл. 7) [9], используют в основном для водоводов и нефтепроводов при давлении 1,0 – 2,5 МПа независимо от температуры, отличаются большой прочностью;
- напорные полиэтиленовые трубы изготавливают диаметром до 1200 мм (табл. 11) [10], отличаются коррозионной устойчивостью, гидравлической гладкостью внутренних стенок, также малой прочностью, прочностные свойства снижаются со временем, используют при давлении до 1,6 МПа, не применяются при температуре рабочей жидкости больше 20 °С, в основном применяются для наружных сетей водоснабжения, канализации и газоснабжения, для внутренних систем канализации, водопровода, горячего водо-

- снабжения, водяного отопления, для нефтепроводов, для закрытых оросительных систем, внутрипочвенного полива и т.д.;
- асбестоцементные трубы с условным проходным диаметром от 50 до 500 мм (табл. 12) [11], применяются для газоснабжения, транспортировки технической и питьевой воды (холодной и горячей), вентиляции, мелиорации и т.д.;

Таблица 7

Значения диаметров для водогазопроводных, электросварных и чугунных труб, мм

Трубы стальные							Трубы чугунные напорные, ГОСТ 5525 – 61 и ГОСТ 9583 – 61				
водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262 – 62			электросварные, ГОСТ 10704 – 63				класс ЛА		класс А		
наружный диаметр d_H	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p	наружный диаметр d_H	толщина стенки δ	внутренний диаметр при данной толщине стенки d	расчетный внутренний диаметр d_p	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p	внутренний диаметр d	расчетный внутренний диаметр d_p	
10,2	6,2	5,2	70	2,5	65	64	52,6	51,6	–	–	
13,5	9,1	8,1	76	2,5	71	70	–	–	–	–	
17,0	12,6	11,6	89	2,5	84	83	–	–	–	–	
21,3	15,7	14,7	102	3,0	96	95	83,6	82,6	–	–	
26,8	21,2	20,2	121	3,0	115	114	103	102	–	–	
33,5	27,1	26,1	140	3,0	134	133	128,2	127,2	–	–	
42,3	35,9	34,9	168	4,5	159	158	153,4	152,4	–	–	
48,0	41,0	40,0	180	4,5	171	170	–	–	–	–	
60,0	53,0	52,0	219	4,5	210	209	203,6	202,6	–	–	
75,5	67,5	66,5	273	6,0	261	260	254	253	–	–	
88,5	80,5	79,5	325	7,0	311	311	304,4	304,4	–	–	
101,3	93,3	92,3	377	7,0	363	363	–	–	352,4	352,4	
114,0	105,0	104,0	426	6,0	414	414	–	–	401,4	401,4	
140,0	131,0	130,0	480	7,0	466	466	–	–	450,6	450,6	
165,0	156,0	155,0	530	7,0	516	516	–	–	500,8	500,8	
–	–	–	630	7,0	616	616	–	–	600,2	600,2	
–	–	–	720	7,0	706	706	–	–	699,4	699,4	
–	–	–	820	8,0	804	804	–	–	799,8	799,8	
–	–	–	920	8,0	904	904	–	–	899,2	899,2	
–	–	–	1020	8,0	1004	1004	–	–	998,4	998,4	
–	–	–	1220	9,0	1202	1202	–	–	1199,2	1199,2	
–	–	–	1420	10,0	1400	1400	–	–	–	–	
–	–	–	1520	10,0	1500	1500	–	–	–	–	
–	–	–	1620	10,0	1600	1600	–	–	–	–	

Таблица 8

Значения наружного диаметра и толщины стенок для стальных бесшовных холоднодеформируемых труб по ГОСТ 8734–75, мм

Наружный диаметр* ¹	Толщина стенки* ²	Наружный диаметр* ¹	Толщина стенки* ²	Наружный диаметр* ¹	Толщина стенки* ²
5	0,3–1,5	25–28	0,4–7,0	140	1,6–22
6	0,3–2,0	30–36	0,4–8,0	150	1,8–22
7–9	0,3–2,5	38; 40	0,4–9,0	160	2,0–22
10–12	0,3–3,5	42	1,0–9,0	170	2,0–24
13–15	0,3–4,0	45; 48	1,0–10	180	2,0–24
16–19	0,3–5,0	50–76	1,0–12	190	2,8–24
20	0,3–6,0	80–95	1,2–12	200–220	3,0–24
21–23	0,4–6,0	100–108	1,5–18	240; 250	4,5–24
24	0,6–6,5	110–130	1,5–22	–	–

*¹ В указанных пределах брать из ряда: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 25; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68–70; 73; 75; 76; 80; 83; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210 220 мм

*² В указанных пределах брать, из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,6; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 20; 22; 24 мм

Таблица 9

Значения наружного диаметра и толщины стенок для стальных бесшовных горячекатанных труб по ГОСТ 8732–78, мм

Наружный диаметр* ¹	Толщина стенки* ²	Наружный диаметр* ¹	Толщина стенки* ²
25–38	2,5–4; (4,5–8)	140; 146	4,4–36
42	2,5–6; (7–10)	152; 159	4,5–8; (9–14); 16–36
45	2,5–7; (8–10)	168–194	5–8; (9–14); 16–45
50	2,5–8; (9; 10)	203; 219	6–8; (9–14); 16–50
54–76	3–8; (9–11)	245; 273	7; 8; (9–14); 16–50
83	3,5–18	299–351	8; (9–14); 16–75
89–102	3,5–22	377–426	(9–14); 16–75
108–121	4–28	450	9–75
127	4–30	480–530	9–14; 25–75
133	4–32	560–820	9–14

*¹ Диаметры, указанные в пределах, брать из ряда: 25; 28; 32; 38; 54; 57; 60; 63,5; 68; 70; 73; 76; 89; 95; 102; 108; 114; 121; 180; 299; 325; 351; 377; 402; 426; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 720; 820 мм.

*² Толщины стенок, указанные в пределах, брать из ряда: 2,5; 2,8; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 70; 75 мм.

Таблица 10

Значения наружного диаметра и толщины стенок для металлопластиковых труб по ГОСТ Р 53630–2009, мм

Номинальный наружный диаметр	Наружный диаметр	Минимальным внутренним диаметром
14	14	10
16	16/17	11
20	18/20	14
2S	25/26	20
32	32	2S
40	40	32
50	50	40
63	63	50
75	75	60
90	90	73
110	110	90

Таблица 11

Значения наружного диаметра и толщины стенок для полиэтиленовых труб из полиэтилена ПЭ 100 при максимальном рабочем давлении воды 1,6 МПа при 20° С по ГОСТ 18599–2001, мм

Средний наружный диаметр	Толщина стенки	Средний наружный диаметр	Толщина стенки
32	3,0	200	18,2
40	3,7	225	20,5
50	4,6	250	22,7
63	5,8	280	25,4
75	6,8	315	28,6
90	8,2	355	32,2
110	10,0	400	36,3
125	11,4	450	40,9
140	12,7	500	45,4
160	14,6	560	50,8
180	16,4	630	57,2

Таблица 12

Значения наружного диаметра и толщины стенок для асбестоцементных труб марки ВТ12 при максимальном рабочем давлении воды 1,2 МПа при 20° С по ГОСТ 539–80

Условный проход	Внутренний диаметр	Условный проход	Внутренний диаметр
100	96	300	270
150	135	350	312
200	181	400	356
250	228	500	441

Если в справочных таблицах не указывается расчетный диаметр, то его необходимо определить по наружному диаметру d_n и принятой толщине стенки δ по формуле:

$$d_p = d_{\text{нар}} - 2 \cdot \delta, \text{ мм.}$$

Определить скорость движения жидкости по трубопроводу при расчетном значении подачи Q_p и принятом расчетном внутреннем диаметре d_p :

$$v = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_p^2}, \text{ м/с.}$$

2.2.2. Построение графика потребного напора

Расчетные уравнения для определения потребного напора можно получить, записав уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 с учетом источника энергии (напоров насоса H) (рис. 2.1).

Насосная установка (рис. 2.1) состоит из насоса, всасывающего и нагнетательного трубопроводов. Насос перекачивает жидкость из питающей емкости Б1 в приемную емкость Б2, преодолевая гидравлическое сопротивление системы, противодействие $(p_2 - p_1)$ и геометрическую высоту $H_{\Gamma} = H_B + H_H$.

Геометрическая высота нагнетания насосной установки H_H определяется расстоянием от оси насоса до максимального уровня жидкости в приемном резервуаре.

Геометрическая высота H_B – это превышение оси насоса над минимальным уровнем жидкости в питающей емкости.

В зависимости от варианта задания на проектирование схемы имеют некоторые отличия. Например, жидкость к насосу может подаваться с напором ($-H_B$). Наличие и характер местных сопротивлений могут быть различными.

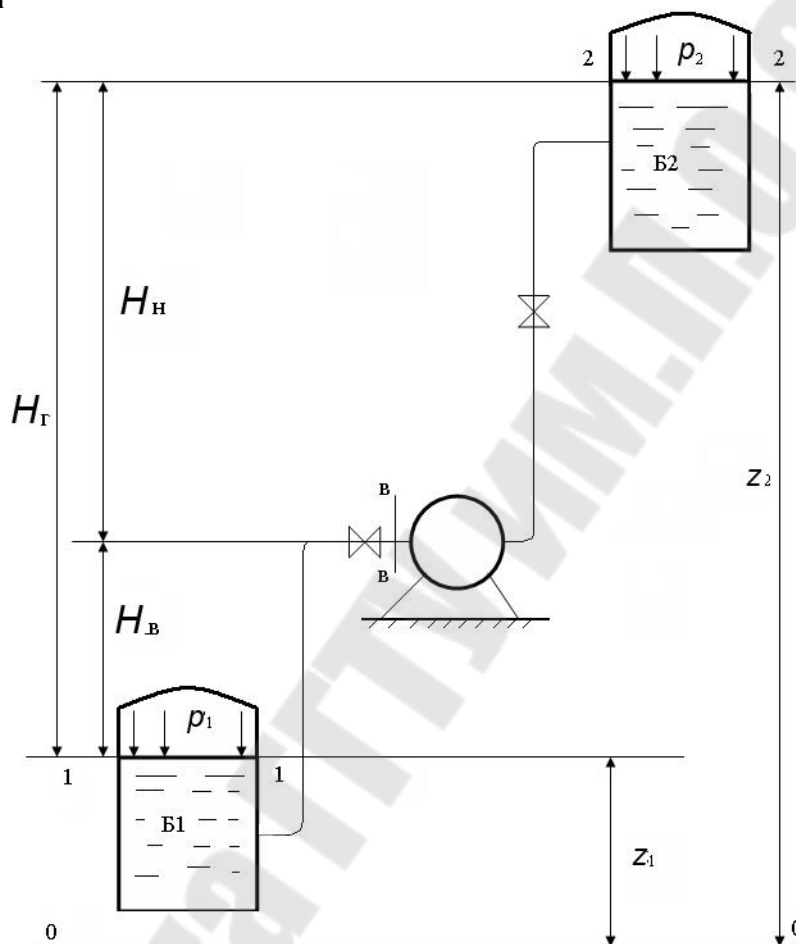


Рис. 2.1. Принципиальная схема насосной установки

С учетом обозначений, принятых на рис. 2.1, пренебрегая разностью скоростных напоров (в виду малости по отношению к напору статическому), получаем потребный напор:

$$H_{\text{потр}} = H + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \Sigma h_{\text{п}},$$

где $H = H_G$ – разность уровней жидкости в приемном и напорном резервуарах, м;

p_2 и p_1 – давление на выходе и на входе в насос, Па;

$\Sigma h_{\text{п}} = \Delta h_{\text{п.вс}} + \Delta h_{\text{п.нап}}$ – суммарные потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах, м.

Для определения суммарных потерь напора выполняют гидравлический расчет трубопроводов.

Как правило, диаметр всасывающего трубопровода насоса больше диаметра нагнетательного. Поэтому гидравлический расчет для каждого трубопровода выполняется отдельно. При этом рекомендуется следующий порядок действий:

1) Определить режим течения жидкости в трубопроводе по числу Рейнольдса Re по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d_p}{\nu},$$

где v – уточненная средняя скорость движения жидкости, м/с;

d_p – принятый расчетный внутренний диаметр, м;

ν – кинематический коэффициент вязкости заданной жидкости, m^2/s .

2) Определить зону гидравлического сопротивления и по соответствующим формулам коэффициент гидравлического сопротивления λ .

В общем случае λ зависит от двух параметров: числа Re и относительной шероховатости $\frac{K_\varepsilon}{d_p}$. Величину эквивалентной шероховатости K_ε можно определить по таблице 13 [5] в зависимости от выбранного трубопровода.

Таблица 13

Значения эквивалентной шероховатости труб

Материал труб	K_ε , мм
Новые тянутые трубы из стекла и цветных материалов	0,005
Новые бесшовные стальные трубы	0,03
Бесшовные стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,2
Новые стальные сварные трубы	0,05
Стальные сварные трубы с незначительной коррозией после очистки	0,15
Новые оцинкованные стальные трубы	0,15
Новые чугунные трубы	0,25

Обыкновенные водопроводные чугунные трубы, бывшие в употреблении	1,0
Новые асбестоцементные трубы	0,085
Асбестоцементные трубы, бывшие в эксплуатации	0,6
Полиэтиленовые трубы с диаметром:	
– до 200 мм	0,01
– больше 200 мм	0,05

При проектировании трубопроводных сетей рекомендуется коэффициент эквивалентной шероховатости принимать для новых труб (особенно это относится к чугунным трубам). Однако в процессе эксплуатации происходит износ стенок трубопроводов, что приводит к увеличению коэффициента эквивалентной шероховатости, а, следовательно, к изменению потерь при движении жидкости, поэтому в расчетах допускается коэффициент эквивалентной шероховатости принимать для труб, бывших в эксплуатации (кроме труб из чугуна).

Определить режим течения жидкости и рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления λ по формулам:

а) при ламинарном режиме движения жидкости:

$$Re < 2320; \quad \lambda = \frac{64}{Re};$$

б) при турбулентном режиме движения жидкости выделяют следующие области:

– область гидравлически гладких труб:

$$2320 < Re < \frac{10d_p}{K_s}; \quad \lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$$

– докватратичная область сопротивления:

$$\frac{10d_p}{K_s} < Re < \frac{500d_p}{K_s}; \quad \lambda = 0,11 \left(\frac{K_s}{d_p} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25};$$






– квадратичная область сопротивления:


$$Re > \frac{500d_p}{K_s}; \quad \lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{d_p}{2K_s} \right)^2}.$$

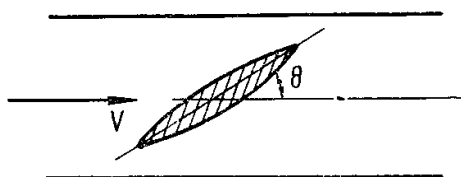
3) Определить коэффициенты местных сопротивлений $\zeta_{\text{мест}}$ определяются по табл. 14 [5] и др. в зависимости от вида местных сопротивлений.

Таблица 14


Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений

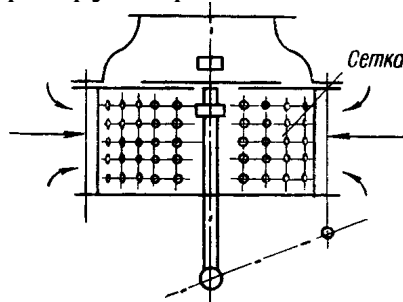
Местное сопротивление	$\zeta_{\text{мест}}$
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скругленными кромками	0,05–0,2
Вход в трубу, снабженный приемной сеткой и клапаном	5–10
Внезапное расширение трубы ($d_2 > d_1$)	$(1 - S_1/S_2)^2$
Внезапное сужение трубы ($d_2 < d_1$)	$0,5 \cdot (1 - S_1/S_2)$
Переходный расширяющийся конус ($d_2 \approx 2 \cdot d_1$)	5
Переходный сужающийся конус ($d_2 \approx 0,5 \cdot d_1$)	0,10
Выход из трубы под уровень	1,0
Выход из трубы свободный из прямой трубы	0,04–0,06
Резкий поворот трубы (колесо) на 90°	1,10
Плавный поворот трубы (отвод) на 90°	0,15
Задвижка при полном открытии 	0,15
Дисковый затвор при полном открытии	0,10
Вентиль с прямым затвором при полном открытии 	5
Обратный клапан шарикового типа 	45–62
Расходомер–счетчик 	8–12
Теплообменный аппарат 	35–100

а) дисковый затвор на трубе круглого сечения () и значения коэффициентов в зависимости от угла поворота затвора.




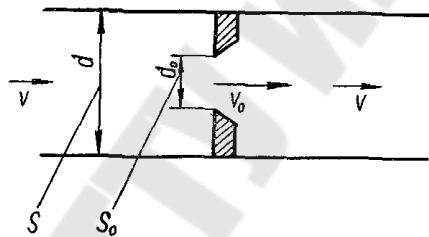
Θ , град	5	10	15	20	25	30	40	50	60	65	70	90
$\zeta_{\text{д.з.}}$	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	∞

б) вход во всасывающую трубу, снабженный приемной сеткой и приемным клапаном () и значения коэффициентов в зависимости от диаметра трубопровода.




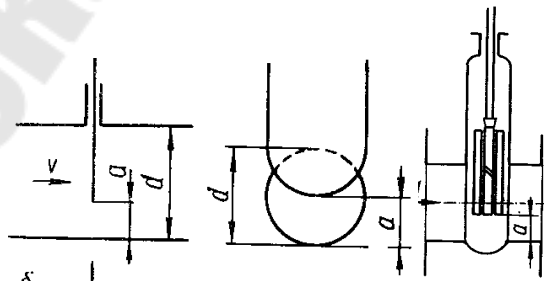
$d, \text{мм}$	40	50	75	100	150	200	300	500	700
$\zeta_{\text{п.с.}}$	12	10	8,5	7	6	5,2	3,7	2,5	1,6

в) диафрагма (дроссельная шайба) в трубе постоянного сечения () и значения коэффициентов в зависимости от степени сужения трубы $k = S_0/S$.



S_0/S	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\text{д}}$	1050	245	51,5	18,2	8,25	4,0	2,0	0,97	0,42	0,13	0

г) простая задвижка на трубе круглого сечения () и значения коэффициентов в зависимости от соотношения $m = a/d$.



a/d	0	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ_3	∞	97,8	35,0	10,0	4,6	2,06	0,98	0,77	0,17	0,06	0

д) резкий поворот круглой трубы и значения коэффициентов в зависимости от угла поворота.

$\varphi, \text{град}$	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta_{\text{р.п.}}$	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,9	1,1

4) Определить потери напора отдельно во всасывающем и напорном трубопроводах как сумму потерь на трение и местные сопротивления по формулам:

$$\Delta h_{\text{п.вс}} = \left(\lambda_{\text{вс}} \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{р.вс}}} + \sum \zeta_{\text{вс}} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}, \text{ м}$$

$$\Delta h_{\text{п.нап}} = \left(\lambda_{\text{нап}} \frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{р.нап}}} + \sum \zeta_{\text{нап}} \right) \frac{v_{\text{нап}}^2}{2g}, \text{ м}$$

где $l_{\text{н}}$ и $l_{\text{вс}}$ – длина нагнетательного и всасывающего трубопровода, м;
 $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений для всасывающего и напорного трубопроводов, соответственно, определяется в зависимости от схемы установки и задания.

Характеристика трубопровода (установки) представляет собой график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе $H_{\text{потр}} = f(Q)$ при изменении расхода от $Q=0$ до Q_{max} . За Q_{max} следует принимать увеличенный на 10–15 л/с заданный по условию задачи расход $Q_{\text{р}}$. Выбрать в зависимости от Q_{max} значение шага ΔQ , чтобы при расчете получить около 7–10 точек.

Результаты расчета оформить следующим образом:

- 1) вид жидкости;
- 2) плотность $\rho = \underline{\hspace{2cm}}$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости $\nu = \underline{\hspace{2cm}}$ м²/с;
- 3) статический напор $H_{\text{ст}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м;
- 4) длина трубопроводов $l_{\text{нап}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м, $l_{\text{вс}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м;
- 5) допустимая скорость движения жидкости во всасывающем и напорном трубопроводе $v_{\text{доп.вс}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с, $v_{\text{доп.нап}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с;
- 6) внутренний расчетный диаметр трубопровода во всасывающем и напорном трубопроводах $d_{\text{р.вс}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м, $d_{\text{р.нап}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м;
- 7) вид материала трубопровода;
- 8) принятый внутренний диаметр трубы во всасывающем и напорном трубопроводах $d_{\text{р.вс}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м, $d_{\text{р.нап}} = \underline{\hspace{2cm}}$ м;
- 9) коэффициент эквивалентной шероховатости $K_{\text{э}} = \underline{\hspace{2cm}}$ мм;
- 10) сумма коэффициентов местных сопротивлений во всасывающем и напорном трубопроводах $\sum \zeta_{\text{вс}} = \underline{\hspace{2cm}}$, $\sum \zeta_{\text{нап}} = \underline{\hspace{2cm}}$;
- 11) остальные расчеты представить в виде табл. 15.

Результаты расчетов характеристики установки

Q , л/с	$v_{вс}$, м/с	$Re_{вс}$	$\lambda_{вс}$	$\Delta h_{п.вс}$, м	$v_{нап}$, м/с	$Re_{нап}$	$\lambda_{нап}$	$\Delta h_{п.нап}$, м	$H_{потр}$, м
0									
...									
Q_p									
...									
Q_{max}									

Выполнив графические построения в координатах $Q-H$ (на миллиметровой бумаге), отмечают точку A , т.е. точку, соответствующую проектной подаче Q_p и потребному напору $H_{потр}$ (рис. 2.2). По параметрам режимной точки производят подбор насоса.

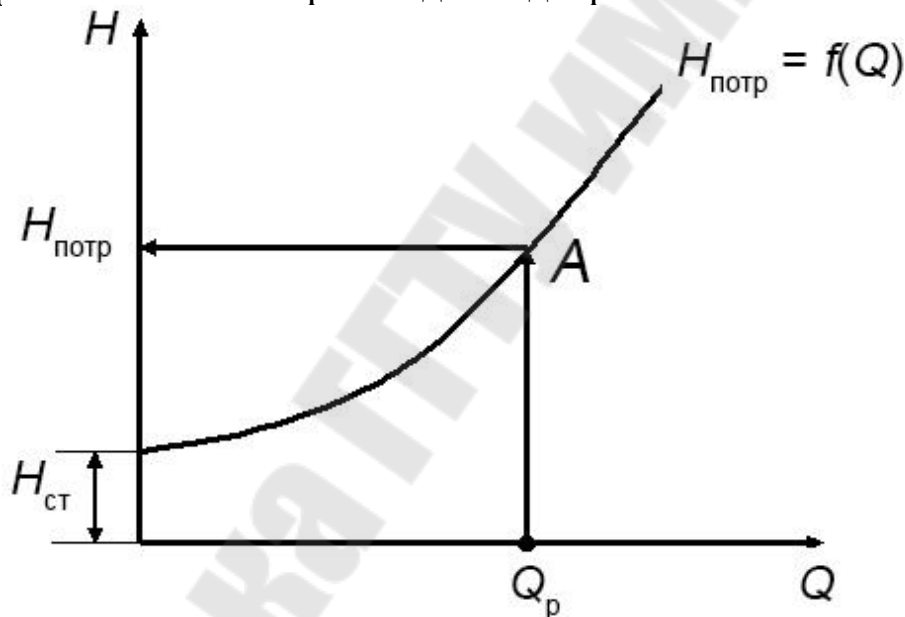


Рис. 2.2. Характеристика трубопровода

2.3. Выбор типоразмера и подбор по каталогу марки насоса

2.3.1. Основные принципы подбора насосов

Выбор насосного оборудования – ответственный этап, от которого будут зависеть как технологические параметры, так и эксплуатационные качества проектируемой установки. При выборе типа насоса можно выделить три группы критериев:

- 1) технологические и конструктивные требования;
- 2) характер перекачиваемой среды;
- 3) основные расчетные параметры.

В некоторых случаях выбор насоса может диктоваться какими-либо строгими требованиями по ряду конструктивных или технологических параметров. Примером определяющих конструктивных требований может служить использование погружных насосов в тех случаях, когда необходимо или единственно возможно расположить насос ниже уровня перекачиваемой жидкости.

Характеристики перекачиваемой среды часто становятся определяющим фактором в выборе насосного оборудования. Различные типы насосов подходят для перекачки самых разнообразных сред, отличающихся по вязкости, токсичности, абразивности и множеству других параметров. Коррозионные свойства перекачиваемой среды определяют материальное исполнение выбираемого насоса, а токсичность – уровень его герметизации.

Требованиям по эксплуатации, предъявляемым различными отраслями, могут удовлетворять несколько типов насосов. В такой ситуации предпочтение отдается тому типу насосов, который наиболее применим при конкретных значениях основных расчетных параметров (производительность, напор и потребляемая мощность). Ниже приведены таблицы, в общих чертах отражающие границы применения наиболее распространенных типов насосов [12].

Таблица 16

Области применения (подбора) насосов по создаваемому напору

Напор	до 10 м	от 10 до 100 м	от 100 до 1 000 м	От 1 000 до 10 000	От 10 000 м и более
Вид насоса	Одноступенчатые центробежные		—	—	—
	—	—	Многоступенчатые центробежные	—	—
	Осевые (напор до 20–30 м)		—	—	—
	—	Поршневые		—	—
	—	Винтовые		—	—
	—	—	—	Плунжерные	
	Вихревые		—	—	—

Таблица 17

Области применения (подбора) насосов по производительности

Подача	до 10 м ³ /ч	от 10 до 100 м ³ /ч	от 100 до 1 000 м ³ /ч	от 1 000 до 10 000 м ³ /ч	от 10 000 м ³ /ч и более	
Вид насоса	Одноступенчатые центробежные			—	—	
	—	—	Многоступенчатые центробежные		—	
	—		Осевые			
	Поршневые			—	—	
	Винтовые			—	—	
	Плунжерные	—	—	—	—	
	—	Вихревые	—	—		

Только соответствующий всем трем группам критериев насос может гарантировать длительную и надежную эксплуатацию.

При правильном подборе насоса обеспечивается режим работы самого насоса с максимально возможным КПД.

При выборе типа насоса необходимо учитывать:

- характер перекачиваемого продукта (его вязкость, летучесть, огнеопасность, токсичность, химическую агрессивность);
- наличие в нем взвешенных твердых частиц и т.д.;
- температурный режим;
- надежность и экономичность работы насоса в данных условиях;
- удобство и безопасность обслуживания.

Например, центробежные насосы целесообразно применять для перекачки сравнительно маловязких жидкостей. Центробежные насосы экономичны при перекачке больших количеств жидкости при относительно низких напорах. Они лучше, чем какие-либо другие, приспособлены для перекачки суспензий и загрязненных жидкостей. Они просты в эксплуатации, компактны и дешевле других типов такой же мощности.

Кроме того, центробежные насосы быстроходны, что позволяет соединять их непосредственно с электродвигателями без редуктора. Существенным преимуществом центробежных насосов является их саморегулируемость.

Основными исходными данными для подбора насосов служат требуемая суммарная подача и напор, по которым находится оптимальный вариант насосного оборудования (типоразмеры, количество).

После выбора типа насоса по заданным Q и H по каталогу ([18] – [23] или др.) подбирается марка насоса. Для выбора марки насоса удобны сводные графики (рис. 2.3), на которых нанесены рабочие поля отдельных насосов.

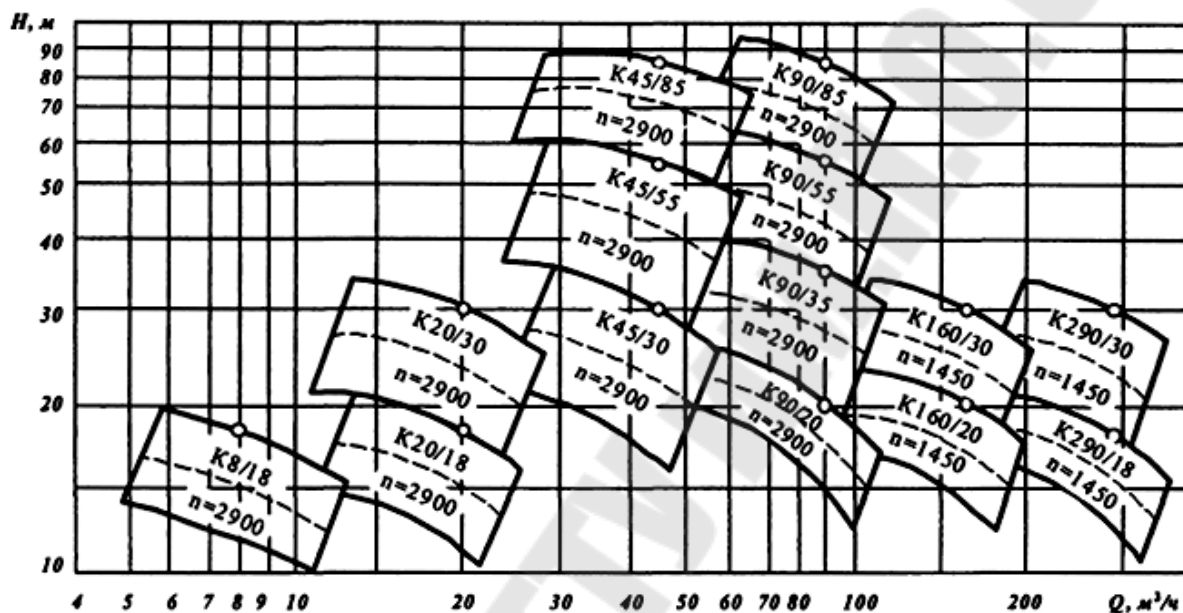


Рис. 2.3. Сводный график полей консольных насосов

На рис. 1.1. справа изображена характеристика насосной установки с насосом, слева – схема установки. Уровень в приемном резервуаре совмещен с осью Q . Характеристика насосной установки представляет собой суммарную характеристику трубопроводов $\Sigma h_{\text{тр}} = kQ^2$, смещенную вдоль оси напоров на величину статического напора $H_{\text{ст}}$.

Имея характеристику установки и напорные характеристики насосов, можно приступить к подбору насоса для установки.

Насос данной установки работает на таком режиме, при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки ($H_{\text{потр}}$) равна энергии, сообщаемой жидкости насосом ($H_{\text{н}}$). Определение рабочего режима насосной установки производится совмещением на одном графике (рис. 1.1) в одинаковых масштабах характеристики насоса с характеристикой насосной установки. Равенство напоров получается для режима, определяемого точкой A пересечения характеристик, которая называется *рабочей точкой*.

Насос выгодно эксплуатировать только в области высоких КПД и малых кавитационных запасов, поэтому используется не вся характеристика насоса, а только ее часть. Желательно, чтобы отклонения КПД насоса, выбранного для заданного режима работы (положение рабочей точки A), составляли не более 5–7%.

Для каждого вида насосов предусматривается выпуск определенного ряда типоразмеров, соответствующих требуемому диапазону параметров, который и представляет собой *номенклатуру* насосов. Номенклатуры насосов в форме сводных полей $Q - H$ (рис.2.3), на которых показаны области всех предусмотренных типоразмеров насосов данного вида, приводятся в соответствующих каталогах и справочниках, где обычно даются их характеристики и необходимые размеры насосов.

При отсутствии насоса с необходимыми характеристиками устанавливают два и более меньших по параметрам насосов последовательно или параллельно.

Рабочее поле центробежного насоса (рис. 2.4) ограничивается рабочими участками характеристик $Q-H$ при максимальном (AB) и минимальном (CD) диаметре рабочего колеса. Насос надо подбирать таким образом, чтобы заданные Q_p и H_p находились в пределах рабочего поля насоса.

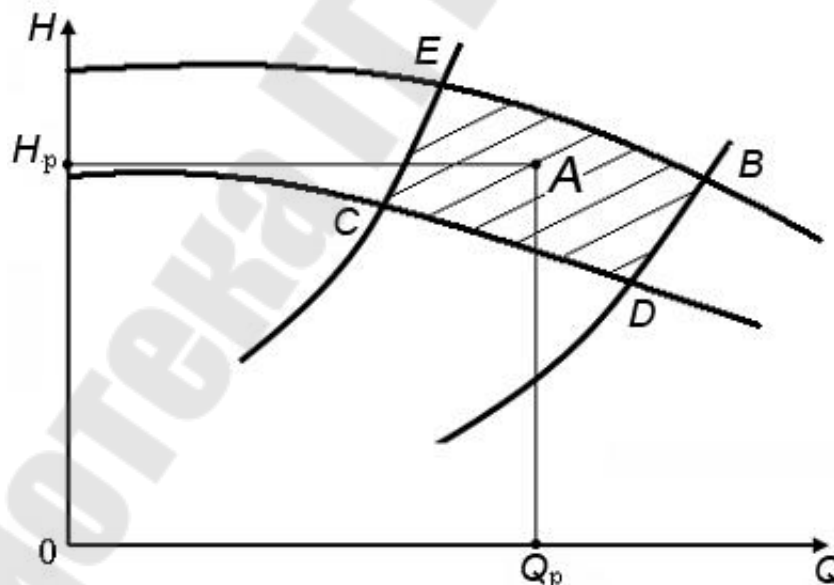


Рис. 2.4. Рабочее поле центробежного насоса

Если режимная точка попадет на поля нескольких насосов, то нужно выбрать тот насос, для которого данный режим ближе к оптимальному (при наибольшем диаметре рабочего колеса и максимальном КПД).

Если рабочая точка не попадет ни в одно из рабочих полей центробежных насосов, то выбирают *несколько совместно работающих насосов*. При этом соединяют их последовательно, если рабочая точка ложится выше рабочего поля, и параллельно, если она оказывается правее. Количество требуемых насосов определяется в процессе построения кривой требуемого напора и суммарной характеристики насосов.

Параметры рабочей точки при этом должны быть:

$$Q_n \geq Q_p \text{ и } H_n \geq H_p.$$

Рекомендуется при подборе насоса (насосов) использовать сводный график центробежных насосов нормального ряда для нефтей и нефтепродуктов.

2.3.2. Определение рабочей точки

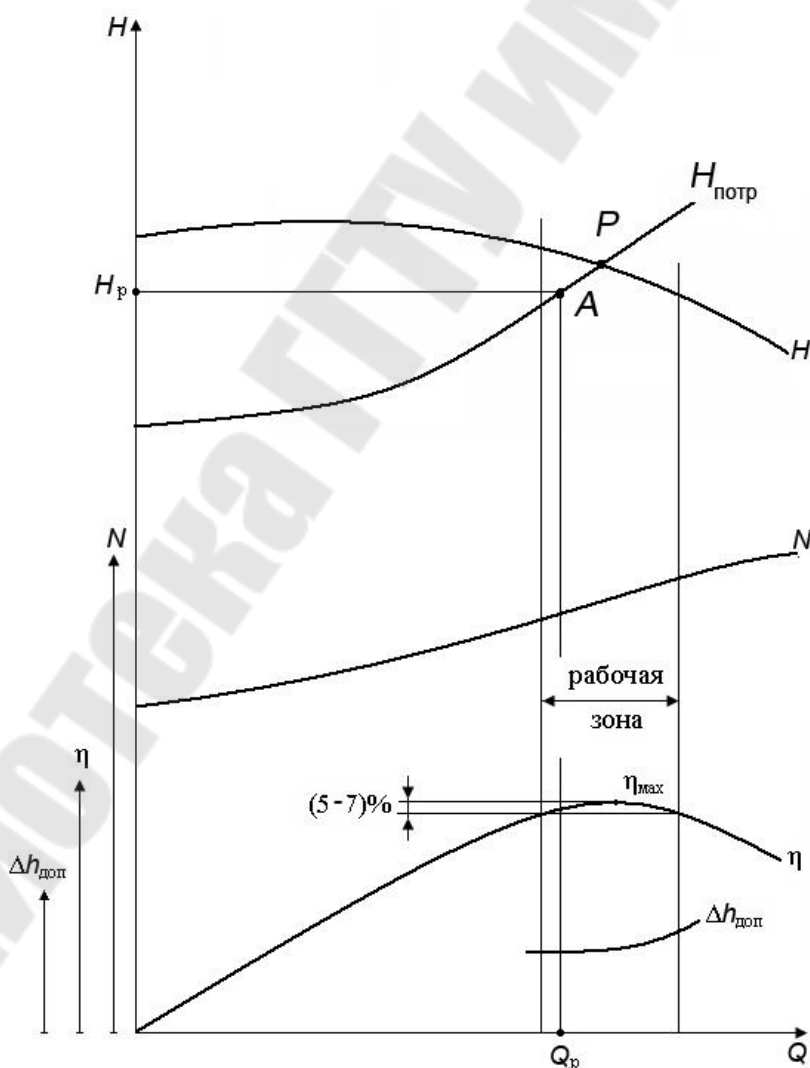


Рис. 2.5. Определение рабочей точки

Характеристику выбранного центробежного насоса необходимо перечертить из каталога на миллиметровую бумагу. На характеристику нанести график потребного напора и отметить режимную точку A (рис. 2.5).

Считается, что насос подобран правильно, если режимной точке A с подачей Q_p соответствует значение η_p , отличающееся от η_{\max} не более чем на (5–7) %.

При подборе насоса следует учитывать, что для насосов, имеющих характеристику $Q-H$ с перегибом, работа на сеть может быть неустойчивой и сопровождаться явлением помпажа [13].

Участок $СМВ$ (рис. 2.6) является участком неустойчивой работы насоса. Поэтому необходимо, чтобы при работе насоса режимная точка A всегда лежала правее точки B . При переменных режимах работы следует применять насосы со стабильными характеристиками (без перегиба).

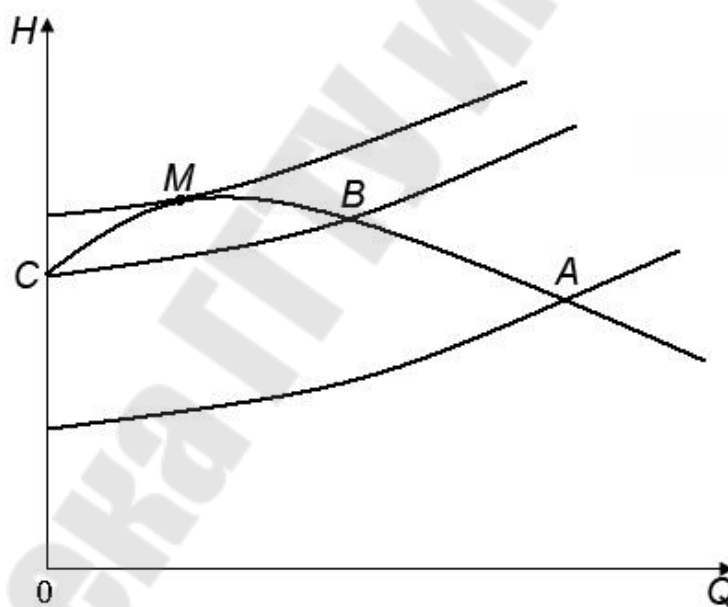


Рис.2.6. Характеристика насоса и сети

2.3.3 Регулирование работы центробежного насоса обточкой рабочего колеса

Если режимная точка A не совпадает с точкой пересечения характеристик насоса и трубопровода, точкой P (рис. 2.5), то работу насоса регулируют. Методы регулирования могут быть различными:

- воздействие на установку (дросселирование и байпасирование);
- воздействие на привод (изменение частоты вращения вала насоса);

– воздействие на насос (изменение размеров рабочих колес: сменные роторы, обточка колес) и др.

Регулирование подачи насоса путем изменения диаметра (обточки) рабочего колеса находит все большее применение. Оно простое и достаточно экономичное. Несмотря на то, что при обточке рабочего колеса на выходе геометрическое подобие нарушается, существуют режимы, для которых остаются справедливыми формулы, аналогичные формулам подобия:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D'_2} \quad \text{и} \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2.$$

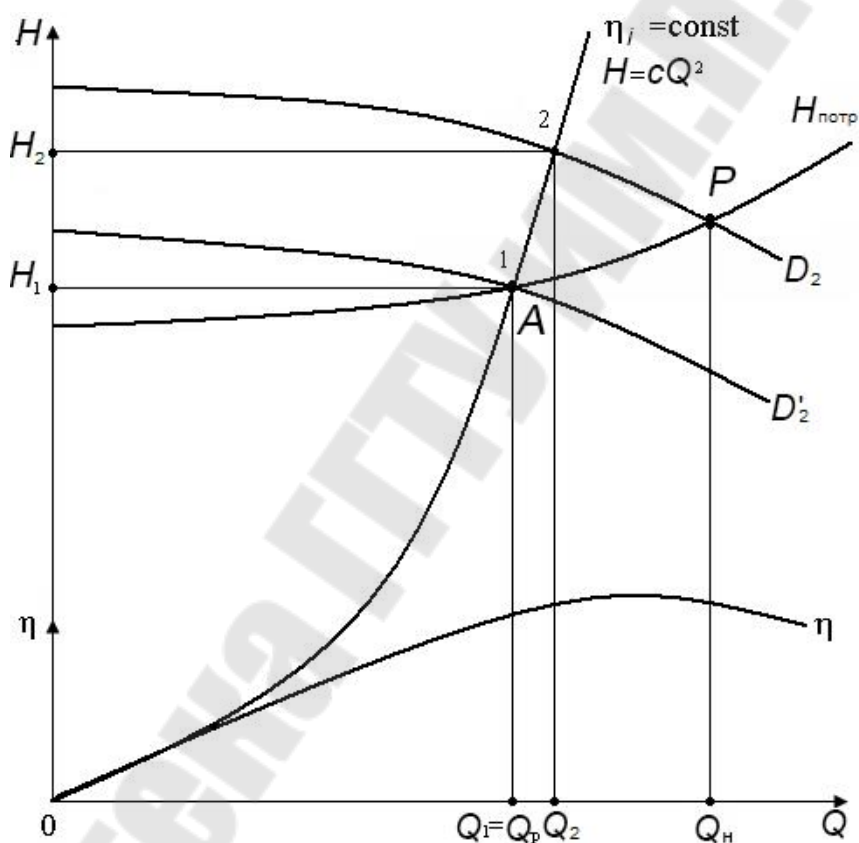


Рис. 2.7. Регулирование насоса методом обточки рабочего колеса

Точка 1 на рис. 2.7. соответствует режимной точке А. Точка 2 находится как пересечение напорной характеристики насоса с параболой обточки:

$$H_{об} = CQ^2,$$

где $C = \frac{H}{Q^2}$ – коэффициент.

Определив коэффициент C , по параметрам режимной точки 1, строят параболу обточки, получая при этом на пересечении с характе-

ристикой насоса точку 2 с параметрами, удовлетворяющими формулам подобия.

При пересчете характеристики насоса на другой диаметр следует придерживаться следующего порядка:

- 1) Определить по построенным характеристиками насоса и установки координаты точек A и P .
- 2) По координатам точки A (Q_1, H_1) определить коэффициент C .
- 3) Задаваясь рядом значений подачи от 0 до Q_n , построить параболу обточек $H = CQ^2$.
- 4) Определить координаты точки 2 (рис. 2.7) и по формулам подобия, зная Q_1, H_1 и Q_2, H_2 , определить диаметр обточенного рабочего колеса D'_2 (исходный диаметр указывается в технических характеристиках насоса).
- 5) Используя формулы подобия и полученный диаметр обточенного рабочего колеса, определить коэффициенты изменения подачи и напора насоса:

$$a = \frac{D'_2}{D_2} \quad \text{и} \quad b = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2.$$

- б) Задаваясь значениями подачи, определить по исходной напорной характеристике насоса значения напора и, используя полученные коэффициенты, определить значения подачи и напора при обточенном рабочем колесе по формулам:

$$a = \frac{Q'}{Q} \quad \text{и} \quad b = \frac{H'}{H}.$$

Результаты расчета оформить следующим образом:

Значения подачи и напора $Q_1 =$ _____ л/с; $H_1 =$ _____ м.

Коэффициент $C =$ _____.

Диаметр колеса до обточки $D_2 =$ _____ м.

Значения подачи и напора $Q_2 =$ _____ л/с; $H_2 =$ _____ м.

Диаметр колеса после обточки $D'_2 =$ _____ м.

Коэффициенты пересчета $a =$ _____; $b =$ _____.

7. Построить характеристику насоса при обточенном рабочем колесе (графики выполнять на одном рисунке), заполняя табл. 18.

Результаты расчетов

Q , л/с					
<i>Парабола обточек</i>					
$H_{об} = C \cdot Q^2$, м					
<i>Характеристика насоса с обточенным рабочим колесом</i>					
Исходное значение подачи Q_2 , л/с					
Подача Q_1 , л/с					
Исходное значение напора H_2 , м					
Напор H_1 , м					

2.3.4. Параллельное подключение насосов

В системах, где имеют место большие изменения расхода и при этом требуется поддерживать постоянное давление, могут быть подключены параллельно два или более насосов. Это часто используется в больших системах водоснабжения или в больших циркуляционных системах, например, в системах центрального отопления и в системах централизованного теплоснабжения [13].

Параллельное подключение насосов также используется, когда требуется выполнять регулирование или нужен вспомогательный или резервный насос. При использовании насосов имеется возможность регулировать подключение одного или нескольких насосов одновременно. Поэтому в нагнетательном трубопроводе всегда устанавливается перекидная заслонка, чтобы предотвратить противоток через неработающий насос.

Параллельно подключенными насосами также можно считать сдвоенные насосы, когда два насоса заключены в одном корпусе, в котором установлены один или несколько обратных клапанов для предотвращения противотока через насосы.

Характеристика системы с параллельным подключением насосов получается с помощью сложения отдельных характеристик всех насосов по горизонтальной оси (рис. 2.8).

Путем использования в системах двух или большего количества параллельно подключенных насосов можно добиться больших эксплуатационных преимуществ, так как работа насоса с максимальным расходом обычно требуется в ограниченные периоды. Один большой насос в этом случае будет работать с меньшим КПД.

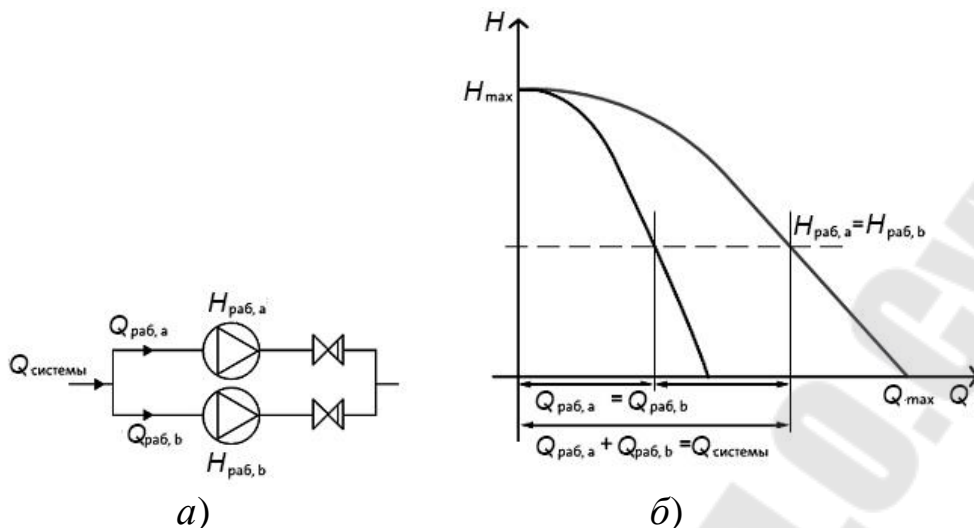


Рис. 2.8. Параллельно подключенные насосы: а - схема подключения; б - построение характеристики

Если необходимо постоянно перекачивать большие расходы жидкости, то целесообразнее применять насосы с двусторонним входом.

2.3.5. Последовательное подключение насосов

Центробежные насосы редко подключаются последовательно, но многоступенчатый насос можно считать несколькими подключенными последовательно одноступенчатыми насосами.

Если один из насосов при последовательном подключении не работает, он вызывает значительное сопротивление в системе. Чтобы этого избежать, необходимо установить байпас с обратным клапаном. Напор при заданном расходе для последовательно подключенных насосов находится с помощью сложения напоров отдельных насосов по вертикальной оси, как показано на рис. 2.9.

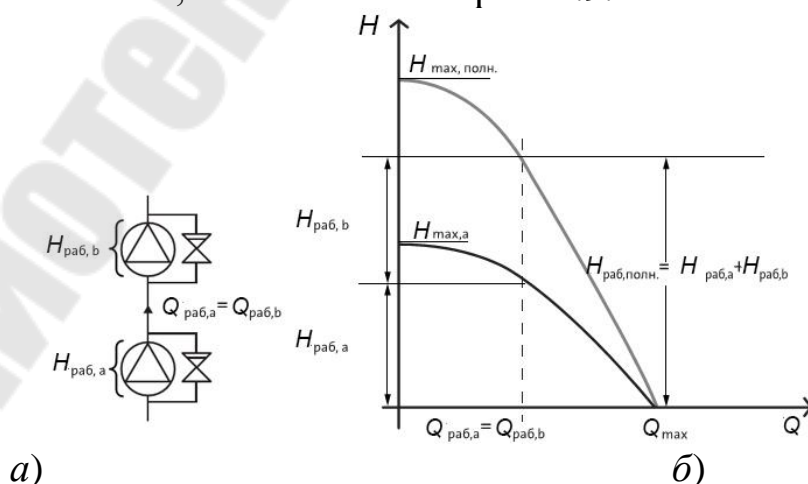


Рис. 2.9. Последовательно подключенные насосы: а - схема подключения; б - построение характеристики

2.4. Расчет рабочего колеса центробежного насоса

Рабочее колесо является основным элементом насоса и в значительной мере определяет его конструкцию.

Движение жидкости в каналах рабочего колеса центробежного насоса имеет весьма сложный характер и является неустановившимся трехмерным. Поэтому делают допущения, упрощающие характер движения жидкости. При исследовании силового взаимодействия рабочего колеса с потоком жидкости распространенным допущением является осреднение по сечению параметров потока. Движение жидкости в рабочем колесе принимают одномерным. При отсутствии модельных рабочих органов наиболее доступным и наименее трудоемким является расчет центробежного рабочего колеса по струйной теории Эйлера (предполагающей схему рабочего колеса с бесконечным числом ($z = \infty$) бесконечно тонких ($z \rightarrow 0$) лопастей). В этом случае течение по всей области рабочего колеса становится осесимметричным (все частицы жидкости, находящиеся на одной окружности, имеют одинаковые относительные скорости w , которые наклонены к этой окружности под одним и тем же углом. Относительная скорость w направлена по касательной к поверхности лопасти в рассматриваемой точке).

Расчет центробежного рабочего колеса состоит из следующих основных этапов [15]:

- описание устройства и принципа действия аналога (насоса? подобранного для параметров установки), используя справочную литературу или каталоги фирм–производителей;
- определение дополнительных исходных данных для расчета;
- определение основных геометрических параметров;
- проектирование меридионального сечения;
- профилирование лопасти (расчет поверхности лопасти).

Задание: при известных значениях подачи Q , напора H , вида перекачиваемой жидкости, числа оборотов вращения рабочего колеса n и общего $\eta_{\text{общ}}$ КПД необходимо произвести расчет геометрии рабочего колеса на входе и на выходе из насоса. По рассчитанным параметрам необходимо произвести профилирование лопасти рабочего колеса.

Исходные данные для расчета:

- 1) Подача насоса Q_p (заданная для установки), напор насоса H (потребный напор, определенный для установки), частота вращения n

(определенная по техническим характеристикам насоса), число ступеней i (в случае применения многоступенчатого насоса).

2) Тип рабочего колеса: однопоточное ($\alpha = 1$) или двухпоточное ($\alpha = 2$) (т. е. с односторонним или двусторонним входом).

3) Плотность перекачиваемой жидкости ρ , кг/м³.

4) Напор одной ступени насоса $H_i = H / i$, м (для многоступенчатых насосов).

5) Подача $Q = Q_p / \alpha$, м³/с.

2.4.1. Определение дополнительных исходных данных для расчета рабочего колеса

Расчет ведется в следующем порядке:

1) Определить коэффициент быстроходности по формуле:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \text{ об./мин.},$$

где n – заданное число оборотов рабочего колеса, об./мин.;

По величине коэффициента n_s и данным табл. 19 определяем тип рабочего колеса (тихоходное, нормальное, быстроходное).

Таблица 19

Параметры и профили межлопастного канала насосов

Параметры рабочих колес	Насосы				
	Центробежные			Диагональные	Осевые
	тихоходные	нормальные	быстроходные		
Удельная частота вращения, n_y	11 – 22	22 – 41	41 – 82	82 – 164	164 – 328
Коэффициент быстроходности, n_s	40 – 80	80 – 150	150 – 300	300 – 600	600 – 1200
Сечение рабочего колеса					
Соотношение размеров D_2 / D_0	≈2,5	≈2,0	≈1,5	≈1,2	≈0,8

2) Определить приведённый диаметр на входе $D_{1п}$ в рабочее колесо по эмпирической формуле (без учета стеснения потока втулкой):

$$D_{1п} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ м,}$$

где $K_{вх} = 3,5 - 7$ – коэффициент входной воронки рабочего колеса:

- для одноступенчатых насосов и первой ступени многоступенчатых насосов $K_{вх} = 4,0 - 4,5$;
- для промежуточных ступеней многоступенчатых насосов $K_{вх} = 3,5 - 4,0$;
- при малых размерах рабочего колеса ($D_1 < 70$ мм) $K_{вх} = 4,5 - 5,0$.

3) Определить гидравлический КПД по формуле Ломакина:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg(D_{1п} 10^3) - 0,172)^2}.$$

4) Определить объемный КПД по формуле:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-0,66}},$$

где n_s – расчетный коэффициент быстроходности, об./мин.

5) Определить механический КПД насоса по формуле:

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{мех.вн}}{0,97...0,99},$$

где $\eta_{мех.вн}$ – внешний механический КПД (меньшие значения принимаются для малых мощностей),

$$\eta_{мех.вн} = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}.$$

6) Определить общий (полный) КПД по формуле:

$$\eta = \eta_{мех} \eta_o \eta_r,$$

Полученные значения КПД целесообразно сравнить со статистическими данными. На рис. 2.10 приведена зависимость $\eta = f(n_s, D_{1п})$ [16].

7) Определить мощность на валу рабочего колеса по формуле:

$$N = \frac{\rho g Q_p H}{\eta}, \text{ Вт,}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

8) Определить крутящий момент на валу насоса по формуле:

$$M = \frac{N}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ – угловая скорость вращения рабочего колеса, с^{-1} .

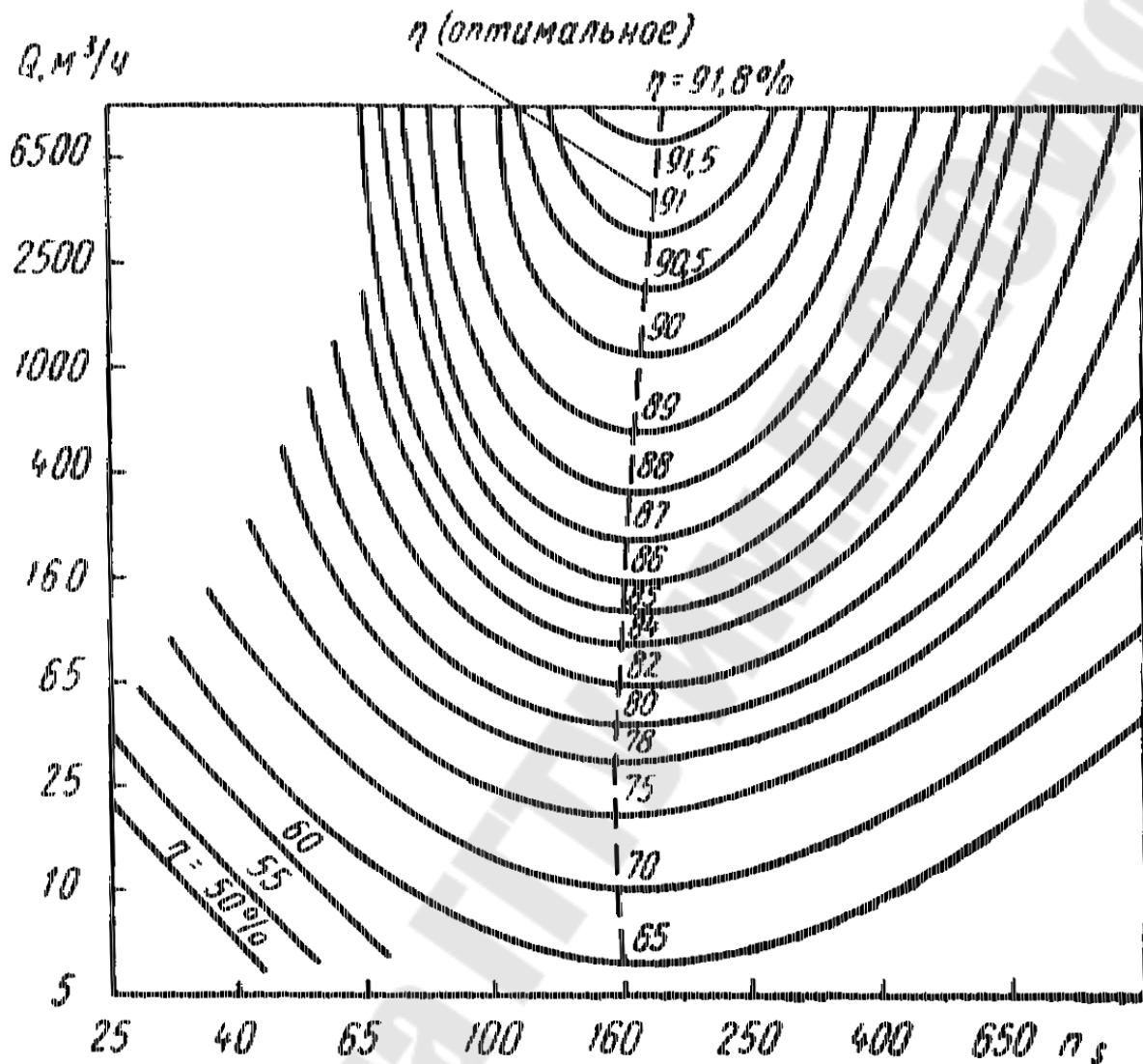


Рис. 2.10. Зависимость КПД от коэффициента быстроходности и подачи

9) Определить диаметр вала из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учета влияния изгиба:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi[\tau]}} \text{ м,}$$

Заниженное допускаемое напряжение на кручение $[\tau]$ для одноступенчатых насосов принимают [17]:

- для консольных насосов ($\alpha = 1$) $[\tau] = 15 - 20$ МПа;
- для насосов с двусторонним входом ($\alpha = 2$) $[\tau] = 25$ МПа.

Для многоступенчатых насосов диаметр вала под рабочим колесом окончательно определяется после расчета ротора насоса на критическую частоту вращения.

Полученный результат расчета диаметра вала d_B округляют до ближайшего большего значения из стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

10) Определить диаметр и длину втулки (ступицы) рабочего колеса по формулам:

$$d_{CT} = (1,2 \dots 1,4)d_B, \text{ м}; \quad l_{CT} = (1 \dots 1,5)d_{CT}, \text{ м},$$

где d_B – принятый диаметр вала из стандартного ряда.

2.4.2. Определение основных геометрических и кинематических параметров на входе в рабочее колесо

1) Определить расход через колесо с учетом утечек q_k (рис. 2.11, б), которые учитываются объемным КПД, по формуле:

$$Q' = Q / \eta_o.$$

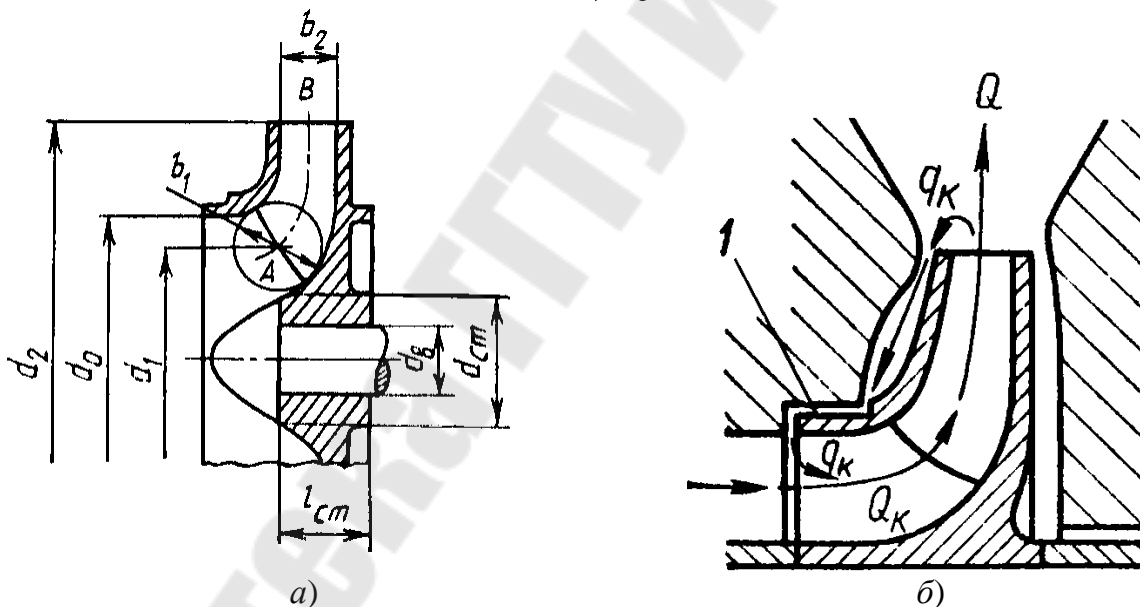


Рис. 2.11. Меридианальное сечение рабочего колеса:
а - проставление размеров; б - утечки через уплотнения рабочего колеса

2) Определить абсолютную скорость v'_0 , которая зависит от заданного числа оборотов n , об./мин, и подачи через колесо Q' , м³/с, по эмпирической формуле:

$$v'_0 = \alpha_0 \sqrt[3]{Q'n^2},$$

где $\alpha_0 = 0,06$ – эмпирический коэффициент.

3) Определить диаметр входной воронки рабочего колеса (рис. 2.11, а) по формуле:

$$D'_0 = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v'_0} + d_{\text{ст}}^2}, \text{ м.}$$

Полученные значения D'_0 необходимо округлить до ближайшего большего стандартного значения, и получить D_0 , м.

4) Уточнить величину абсолютной скорости v_0 на входе по формуле:

$$v_0 = \frac{4Q'}{\pi(D_0^2 - d_{\text{ст}}^2)}, \text{ м/с.}$$

5) Определить диаметр входа в рабочее колесо (рис. 2.11, а). В общем случае этот диаметр определяется по формуле, в зависимости от типа насоса (табл. 19):

- для тихоходных центробежных насосов $D_1 = 1,0D_0$, м;
- для нормальных центробежных насосов $D_1 = 0,9D_0$, м;
- для быстроходных центробежных насосов $D_1 = 0,8D_0$, м.

6) Определить окружную скорость потока жидкости на входе в рабочее колесо:

$$u_1 = \frac{\pi n D_1}{60}, \text{ м/с.}$$

7) Определить меридиональную скорость на входе в рабочее колесо при условии, что поток входит в межлопастные каналы без закрутки, но с учетом стеснения:

$$v_{m1} = v_0 \cdot K_1, \text{ м/с,}$$

где $K_1 = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент стеснения на входе в первом приближении в промышленных центробежных насосах [15].

8) Определить ширину рабочего канала на входе по формуле:

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 v_{m1}}, \text{ м,}$$

9) Определить угол, под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса в общем случае определяется по формуле:

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}},$$

где v_{u1} – окружная составляющая абсолютной скорости:

$v_{u1} = 0$ – в центробежных одноступенчатых консольных насосах;

$$v_{u1} = \frac{0,12\sqrt{(Q')^2 \cdot n}}{D_1} \text{ – в центробежных насосах с двусторонним}$$

входом, благодаря полуспиральному подводу, поток входит в рабочее колесо с некоторой начальной циркуляцией, поэтому $v_{u1} \neq 0$.

Реальный угол лопасти на входе получают с учетом значения угла атаки $\delta = 3...10^\circ$ (с целью уменьшения гидравлических потерь в области рабочего колеса и улучшения его кавитационных качеств):

$$\beta_{1л} = \beta_1 + \delta.$$

Значение угла лопасти на входе должно находиться в пределах $15...30^\circ$, иначе нужно заново пересчитать диаметр D_1 , выбрав другой коэффициент, или изменить угол атаки.

10) Построить треугольник скоростей на входе (рис.2.12), принимая, что поток входит радиально в рабочую полость, т. е. угол $\alpha_1 = 90^\circ$ (для того чтобы обеспечить безударный вход жидкости на рабочее колесо), для проверки предыдущих расчетов и определения относительной и абсолютной скоростей на входе в рабочее колесо.

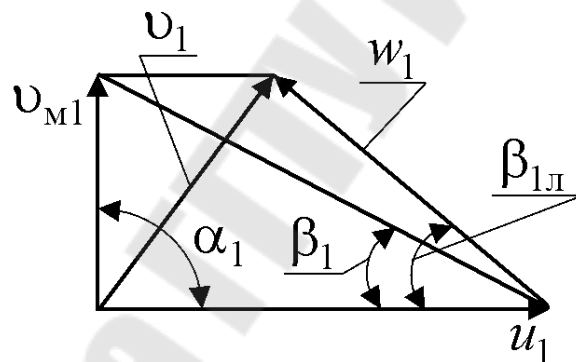


Рис. 2.12. Треугольник скоростей на входе в рабочее колесо

2.4.3. Определение основных геометрических и кинематических параметров на выходе из рабочего колеса

Расчет ведется в следующем порядке:

1) Определить теоретический напор насоса по формуле:

$$H_T = \frac{H}{K_z \eta_T}, \text{ м,}$$

где $K_z \approx 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения относительной скорости между лопастями ([15] с.56).

2) Задаться углом лопасти на выходе из рабочего колеса.

Угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса β_2 определяет конструктивный тип рабочего колеса и является одним из наиболее значимых геометрических параметров, который влияет гидравлические качества каналов рабочего колеса, на напор ступени насоса и форму его напорной характеристики.

При выборе оптимального значения угла из условия минимальных гидравлических потерь необходимо учитывать его взаимосвязь с коэффициентом быстроходности n_s [15] – [17]:

- при n_s от 40 до 100 – угол $\beta_{2л} = 25 - 30^\circ$;
- при n_s от 100 до 200 – угол $\beta_{2л} = 20 - 25^\circ$;
- при n_s от 200 до 300 – угол $\beta_{2л} = 15 - 20^\circ$.

Среднестатистическое значение оптимального выходного угла находится в пределах $22-23^\circ$ вне зависимости от значения коэффициента быстроходности n_s .

3) Определить окружную скорость потока на выходе по формуле:

$$u_2 = \frac{v_{m2} \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2} \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{2} \right)^2 + H_T g} \text{ м/с,}$$

где $v_{m2} = v_0 \cdot K_2$ – меридиональная скорость (м/с) на выходе из рабочего колеса в первом приближении при условии, что площади живых сечений на входе в рабочее колесо и выходе из него равны;

$K_2 = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент стеснения на выходе из рабочего колеса [15].

4) Определить выходной диаметр рабочего колеса по формуле:

$$D_2 = \frac{u_2 60}{\pi n}, \text{ м.}$$

5) Определить ширину межлопастного канала по формуле:

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 v_{m2}}, \text{ м.}$$

6) Определить число лопастей рабочего колеса.

При выборе оптимального количества лопастей рабочего колеса необходимо руководствоваться следующими положениями: с одной стороны, желательно иметь большое количество лопастей, чтобы создать более равномерное распределение скоростей в каналах, а также уменьшить перепад давления на одну лопасть, с другой стороны, большое количество лопастей увеличивает площадь трения жидкости

о стенки каналов, а также коэффициент стеснения, что вызывает увеличение относительной скорости и дополнительные гидравлические потери.

Число лопастей можно определить по эмпирической формуле вне зависимости от размера насоса и n_s :

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2}.$$

Полученное значение z округляем до ближайшего целого значения.

Большинство выпускаемых в настоящее время центробежных насосов различных размеров и n_s с высокими технико-экономическими показателями имеют $z = 5 - 8$. Современные питательные, конденсатные, шахтные, нефтяные и другие многоступенчатые насосы с $n_s \leq 150$ имеют $z = 6 - 7$. Для центробежных насосов с $n_s \geq 150$ и $D_2 \leq 1000$ мм получены высокие результаты с $z = 6 - 7$. При уменьшении размеров колеса $D_2 < 120$ мм оптимальное число лопастей снижается до $z = 5 - 6$. В насосах для перекачивания взвесей оптимальное число лопастей $z = 2$ [15], [17].

7) Уточнить угол лопасти на выходе из рабочего колеса по округленному числу лопастей по формуле:

$$\beta_{2л} = 2 \cdot \arcsin \frac{z(D_2 - D_1)}{6,5(D_2 + D_1)} - \beta_{1л}.$$

8) Уточнить значения u_2 , D_2 , b_2 по уточненному углу лопасти на выходе из рабочего колеса $\beta_{2л}$.

9) Задаться толщиной лопасти на входе δ_1 и выходе δ_2 .

Толщину лопасти выбирают минимальной из технологических соображений (в зависимости от материала рабочего колеса, его размеров и технологических литейных возможностей предприятия-изготовителя). Ориентировочно можно принять толщину лопасти на входе в рабочее колесо $\delta_1 = 3 - 10$ мм при $D_2 = 150 - 500$ мм. Толщина лопасти на выходе из рабочего колеса $\delta_2 = \delta_1$, к середине длины лопасть плавно утолщается.

10) Уточнить значения коэффициентов стеснения потока лопастями на входе в рабочее колесо и выходе из него по формулам:

$$K'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}}, \quad K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_{2л}}}.$$

Расчет повторяют при отклонении более 5% от принятых значений, т.е. должны быть обеспечены условия:

$$\frac{|K'_1 - K_1|100}{K_1} \leq 5\%, \quad \frac{|K'_2 - K_2|100}{K_2} \leq 5\%.$$

Если это условие не выполняется, то делают второе приближение, задаваясь $K''_1 = K'_1$ и $K''_2 = K'_2$, после чего повторяют весь расчет.

11) Построить треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса (рис.2.13) для определения относительной и абсолютной скоростей на выходе, а также окружной составляющей абсолютной скорости.

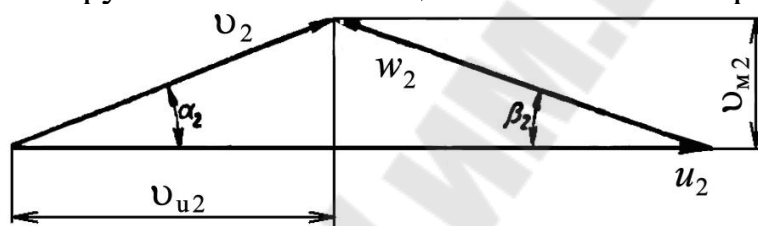


Рис. 2.13. Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса

2.4.4. Проектирование меридионального сечения рабочего колеса

Профилирование канала в меридиональном сечении ведется таким образом, чтобы получить плавное изменение меридиональной скорости от входа в рабочее колесо к выходу.

Профилирование лопастей насоса представляет продолжение геометрического расчета его рабочей части в поперечном сечении. Для упрощения выполнения профилирования необходимо задаться цилиндрической формой лопасти.

Наиболее распространенным методом профилирования цилиндрических лопастей является метод профилирования по точкам. Данный метод делится на два этапа. На первом находится очертание средней линии лопасти, на втором очерчивают линии поверхностей лопасти в плоскости профиля.

Методика профилирования цилиндрических лопастей по точкам следующая:

1) Разбить область между входным и выходным радиусами рабочего колеса на k частей и найти изменение радиуса:

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{k}, \text{ м.}$$

2) Определить изменение меридиональной скорости по длине от входной до выходной кромок (с поправкой на стеснение потока лопастями) по формуле:

$$\Delta v_m = \frac{v_{m2} - v_{m1}}{k}, \text{ м/с.}$$

3) Определить изменение рабочего угла по длине от входной до выходной кромок по формуле:

$$\Delta \beta_{\text{л}} = \frac{\beta_{2\text{л}} - \beta_{1\text{л}}}{k}, \text{ }^\circ.$$

4) Определить угол охвата лопасти θ , заполняя табл. 20.

Таблица 20

Результаты расчета при профилировании лопасти

ΔR , м	R_i , м	v_{mi} , м/с	b_i , м	$\beta_{i\text{л}}$, град	$\text{tg}\beta_{i\text{л}}$	B_i	A	$\Delta\theta$ рад/град	θ рад/град
0	R_1	v_{m1}	b_1	$\beta_{1\text{л}}$			–	–	
...									
	R_2	v_{m2}	b_2	$\beta_{2\text{л}}$					

Расчет производить с помощью следующих формул:

а) ширина рабочего канала $b_i = \frac{Q'}{2\pi R_i v_{mi}}$ м;

б) $B = \frac{1}{R_i \cdot \text{tg}\beta_{i\text{л}}}$;

в) $A = \frac{B_i + B_{i+1}}{2}$;

г) угол лопасти между соседними точками $\Delta\theta = A\Delta R$;

д) угол охвата лопасти $\theta = \sum \Delta\theta$.

5) Построить меридиональное сечение в следующем порядке:

- намечают «на глаз» контуры крайних линий тока (рис. 2.14, а);
- наносят среднюю линию меридионального сечения, которая представляет собой геометрическое место центров вписанных окружностей (рис. 2.14, б). Центры описанных окружностей располагаются на промежуточных радиусах R_i и имеют диаметр соответствующий промежуточной ширине рабочего канала b_i ;

– наклон стенок на выходе $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Возможны случаи, когда $\gamma_1 \neq \gamma_2$, тогда обычно $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$ (рис.2.14, а);

– дополнительное увеличение входной кромки ведомого диска обычно принимают $l_1 = 0$ или $l_1 = 0,05 D_0$; (рис.2.14, а), что бы не возникла опасность отрыва потока от передней стенки;

– обычно желаемая форма меридионального сечения достигается конструктивно (желательно выполнять плавно обтекаемые поверхности) за счет изменения размера A' , радиусов R_{01} , R_{02} , R_{π} и углов γ_1 и γ_2 (рис.2.14, а);

– форма меридионального сечения, показанная на рисунке рис.2.14, соответствует рабочему колесу со сквозным валом.

После расчета и заполнения табл. 20 необходимо построить среднюю линию лопасти, как показано на рис. 2.15.

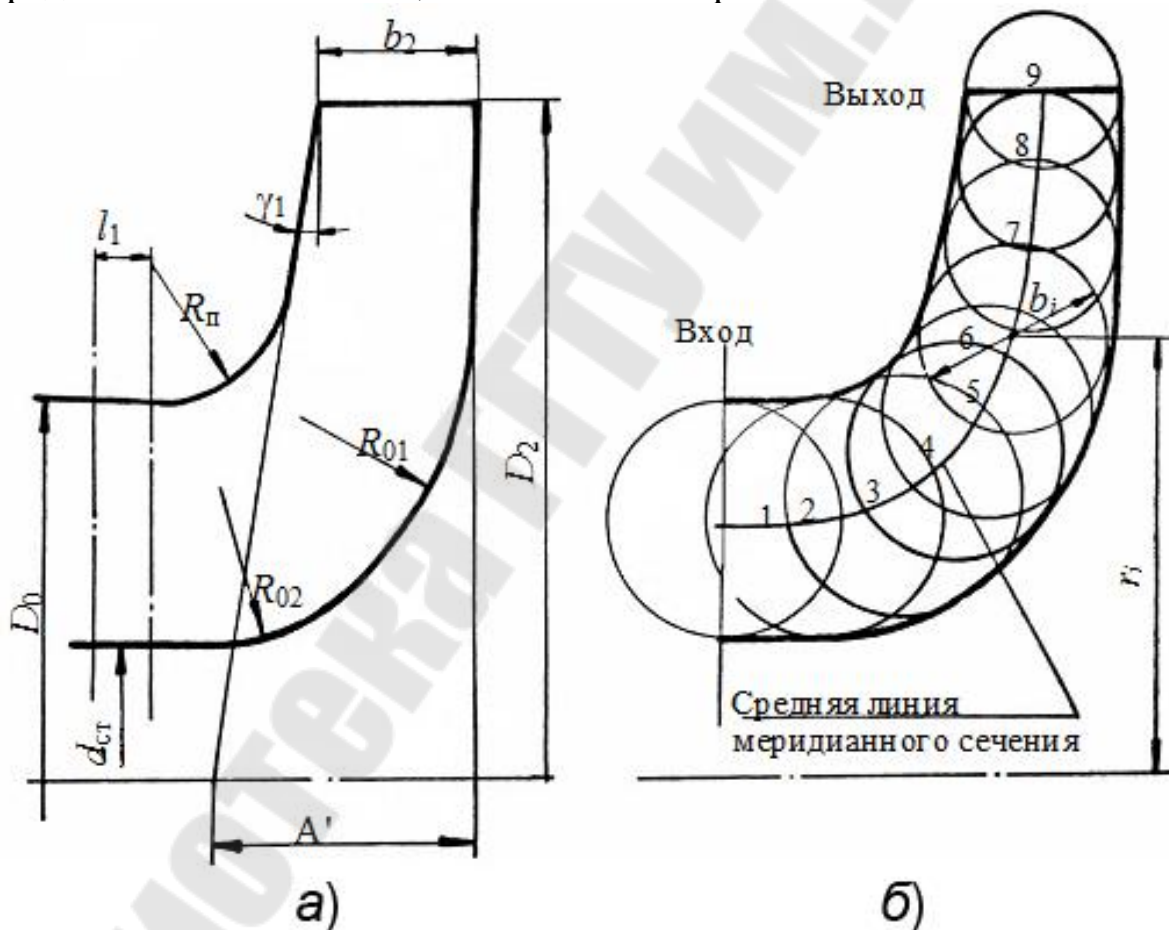


Рис. 2.14. К построению меридионального сечения

Окончательный результат профилирования лопастей представляют на рабочем чертеже. Пример его оформления приведен на рис. 2.16.

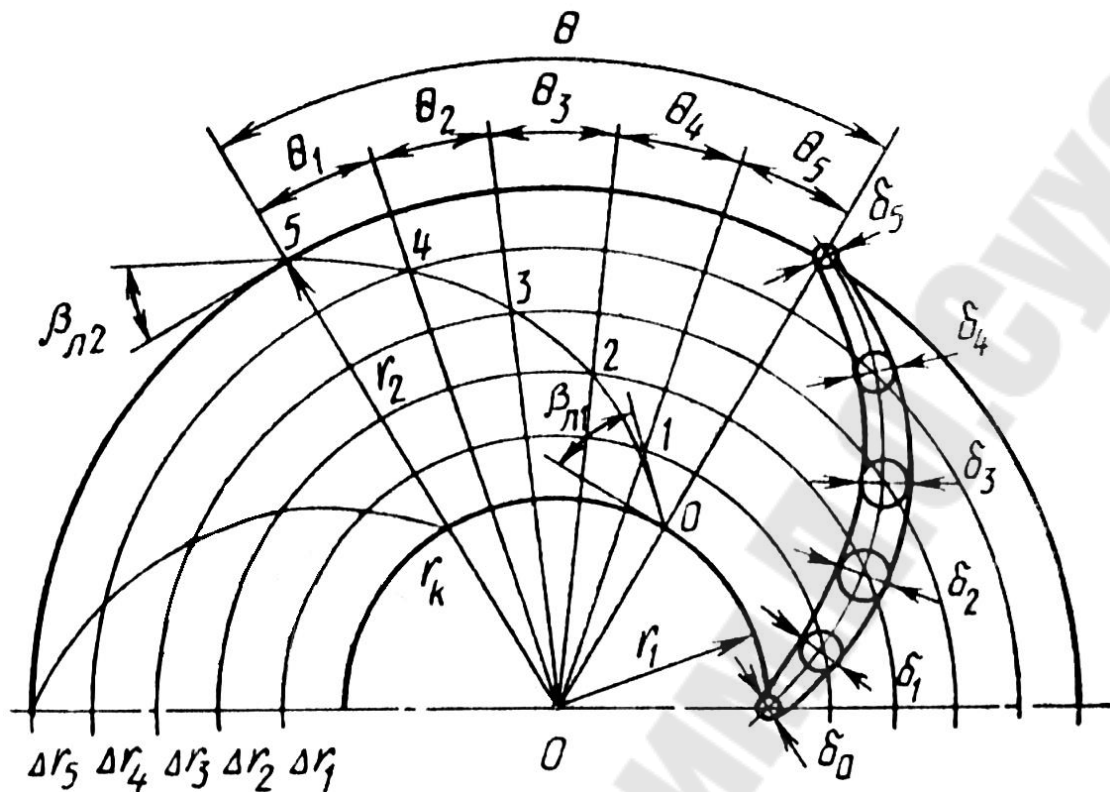


Рис. 2.15. Построение средней линии лопасти

При построении:

- толщину лопасти δ принимаем начиная от минимального значения $\delta_1 = 3$ мм и плавно увеличиваем к середине лопасти, желательно с шагом 2 мм;
- толщину ведущего диска (на выходе рабочего колеса) и ведомого диска по всей длине принимаем, задаваясь значением $s = 5 - 10$ мм, исходя из размеров рабочего колеса;
- при выполнении чертежа необходимо вместо обозначения размеров проставить реальные значения, полученные при расчете;
- допускается выполнять чертеж на форматах А3 или А2, в зависимости от размеров рабочего колеса и выбранного масштаба (рекомендую масштаб 1:1, чтобы избежать ошибок при построении);
- на рис. 2.16 изображено рабочее колесо тихоходного насоса.

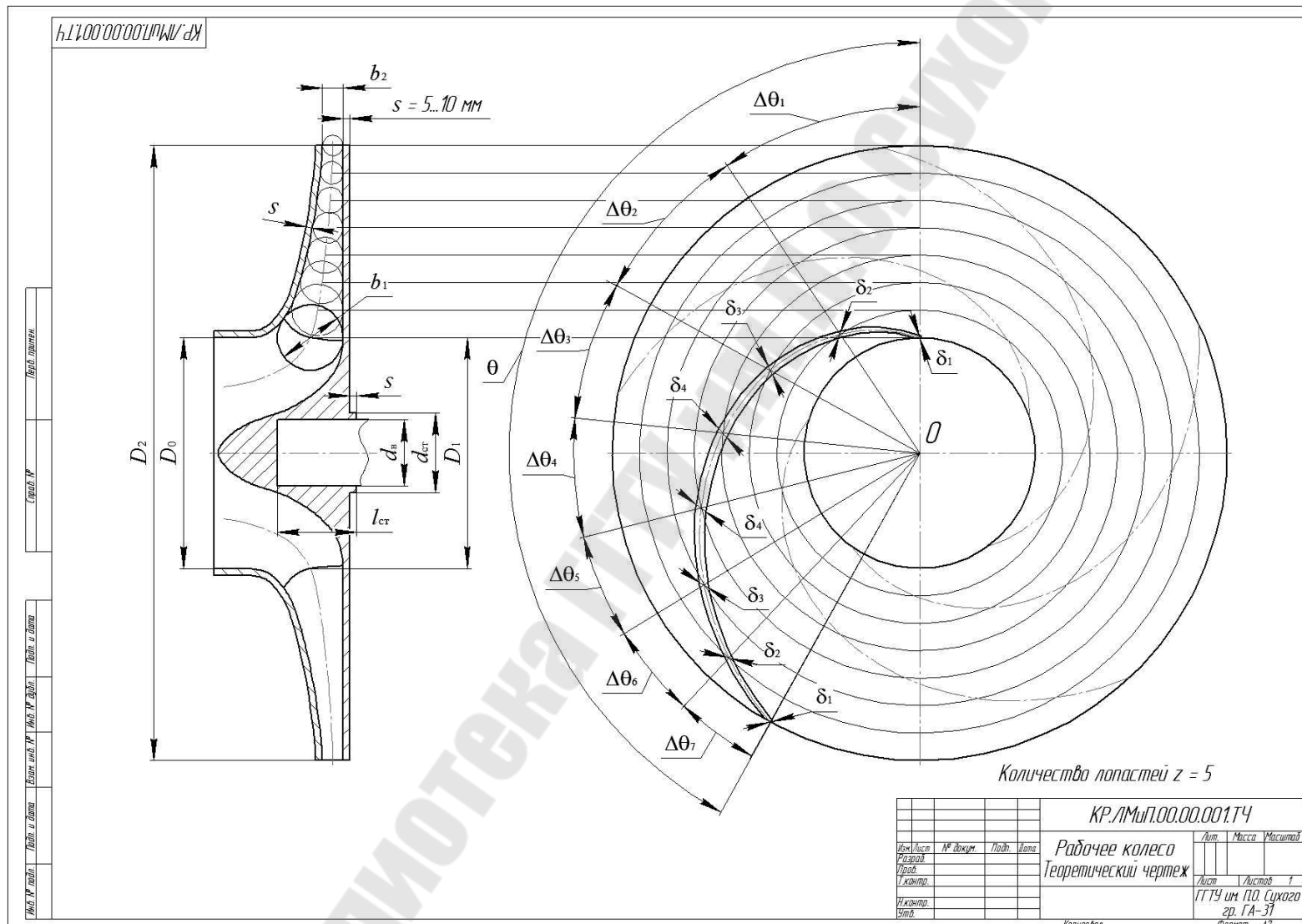


Рис. 2.16. Пример выполнения чертежа рабочего колеса

Приложение А.

Таблица П-1

Преобразование единиц

<i>Расход (подача), объемный расход (объемная подача)</i>			
м ³ /с	м ³ /ч	л/с	галл./мин
1	3600	1000	158,52
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,277778	4,4
10^{-3}	3,6	1	15,852
0,000063	0,2271	0,063	1
<i>Массовый расход</i>			
кг/с		кг/ч	
1		3600	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$		1	
<i>Скорость</i>			
м/с	км/ч	фут/с	
1	3600	3,28	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,9119	
0,3048	1,097	1	
<i>Частота вращения</i>			
об./мин	с ⁻¹	рад/с	
1	$16,67 \cdot 10^{-3}$	0,105	
60	1	6,28	
9,55	0,1592	1	
<i>Давление</i>			
кПа	бар	м вод.с.	
1	0,01	0,102	
100	1	10,197	
9,807	$98,07 \cdot 10^{-3}$	1	
<i>Температура</i>			
К		°С	
1		$t(^{\circ}\text{C}) = T - 273,15\text{K}$	
$T(\text{кельвин}) = 273,1541 + t$		1	
<i>Работа, энергия</i>			
Дж		кВт·ч	
1		$0,277778 \cdot 10^{-6}$	
$3,6 \cdot 10^6$		1	
<i>Кинематическая вязкость</i>		<i>Динамическая вязкость</i>	
м ² /с	сСт	Па·с	сП
1	10^6	1	10^3
10^{-6}	1	10^{-3}	1

Приложение Б. Сводные графики полей некоторых центробежных насосов

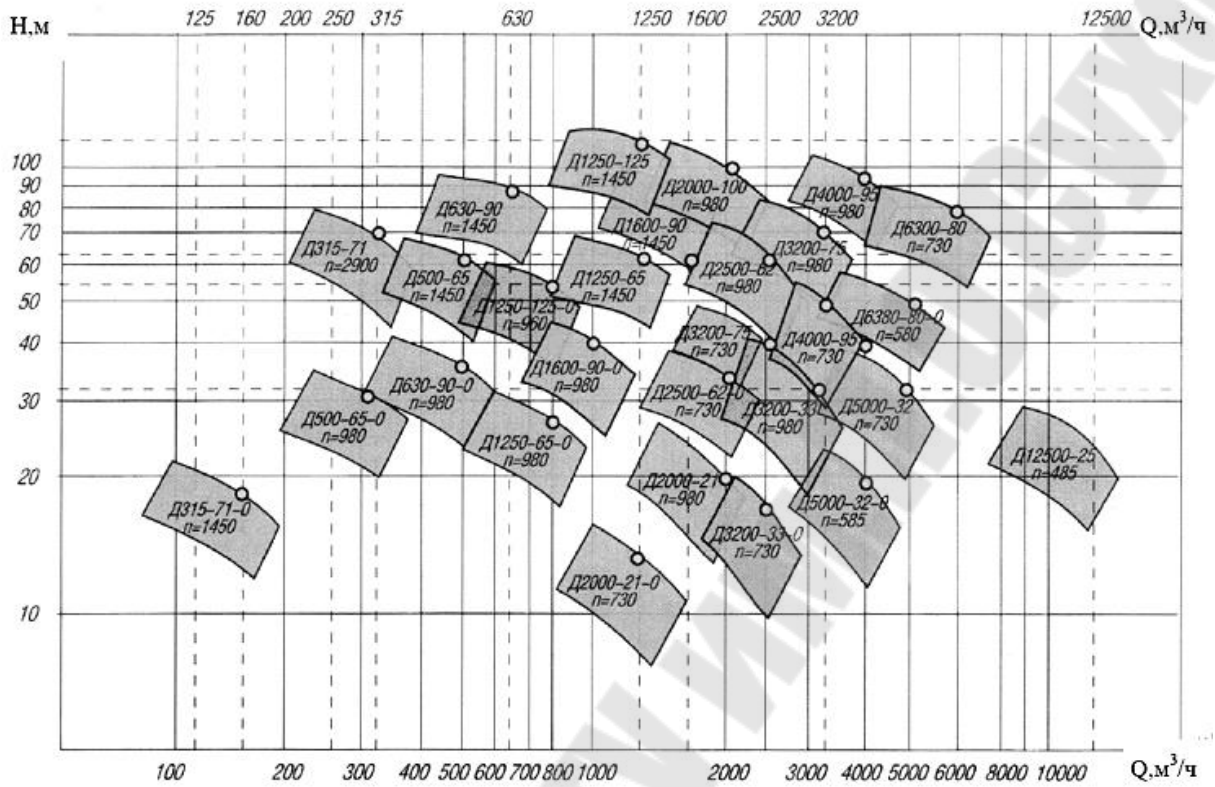


Рис. П-1. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа Д

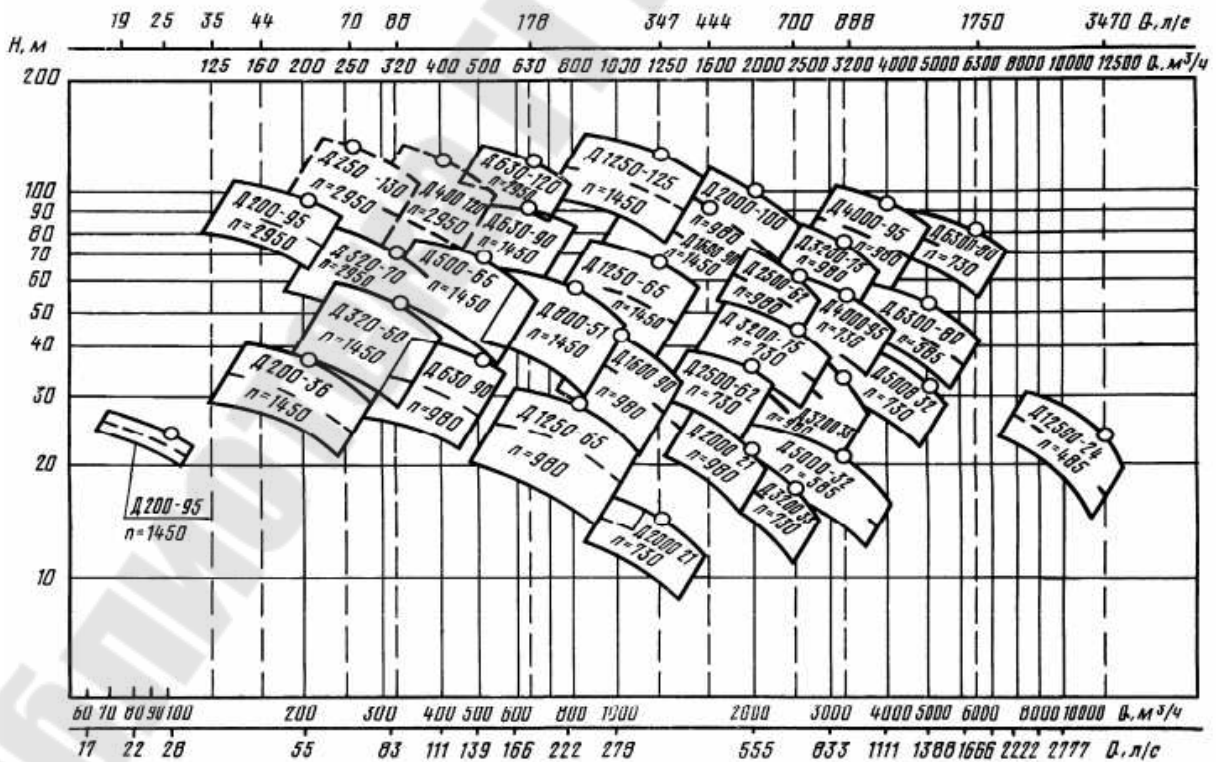


Рис. П-2. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа Д

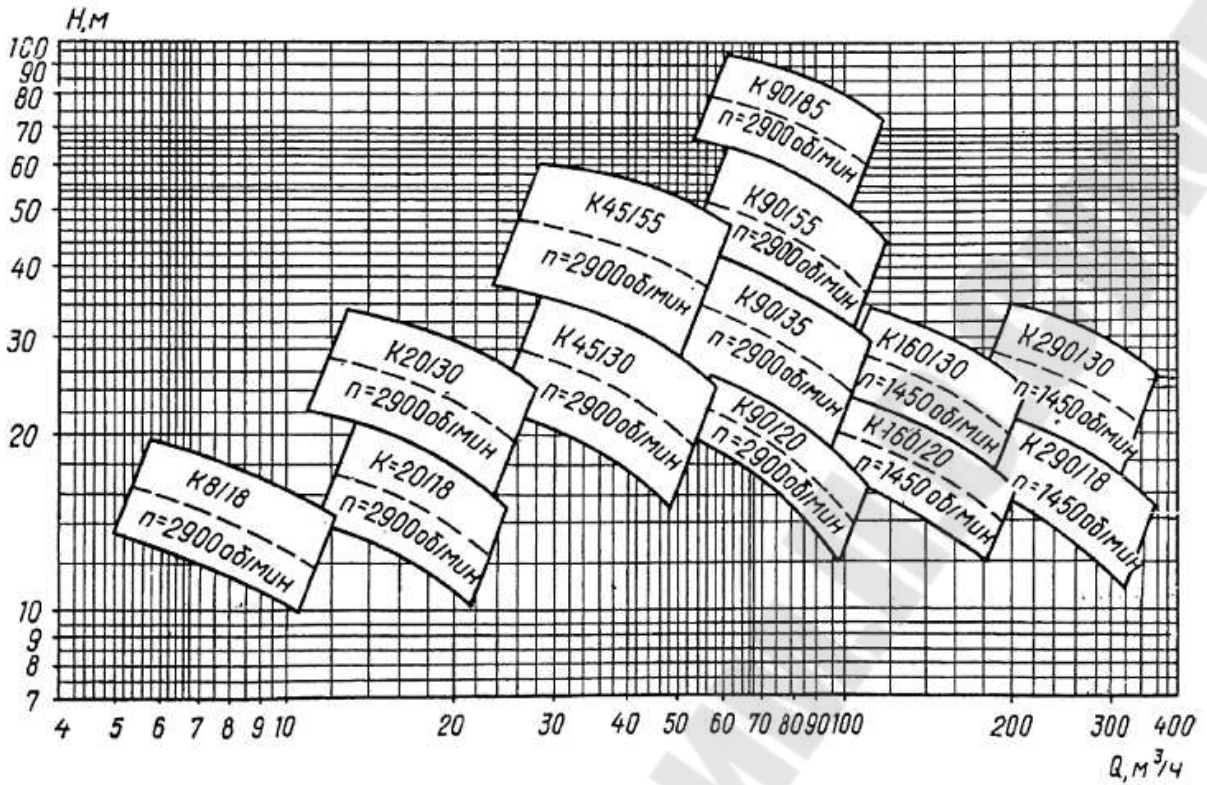


Рис. П-3. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа К

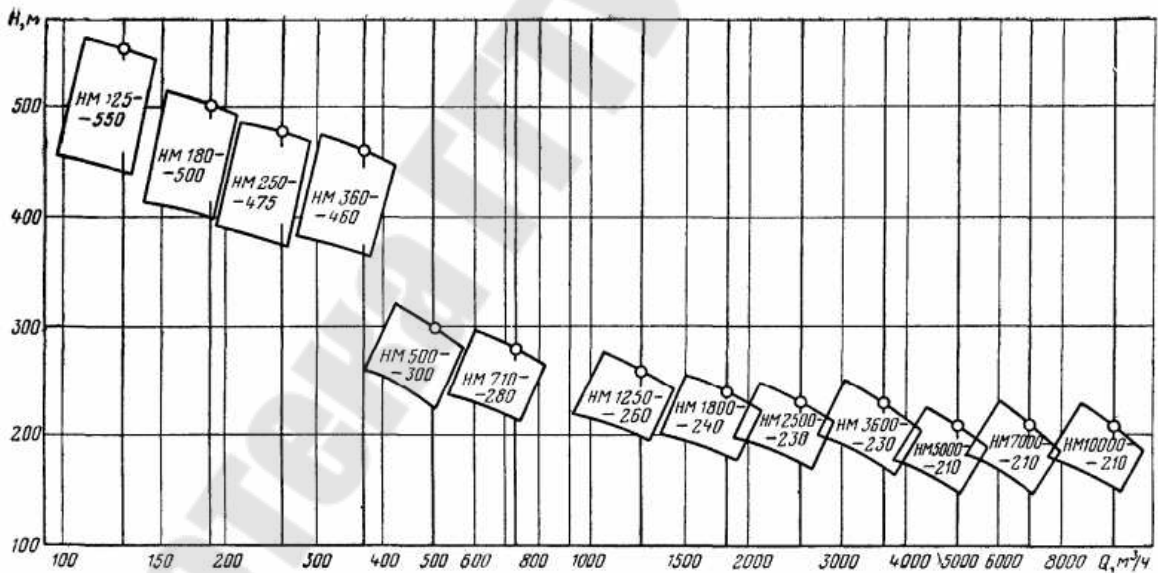


Рис. П-4. Сводный график рабочих полей нефтяных магистральных центробежных насосов

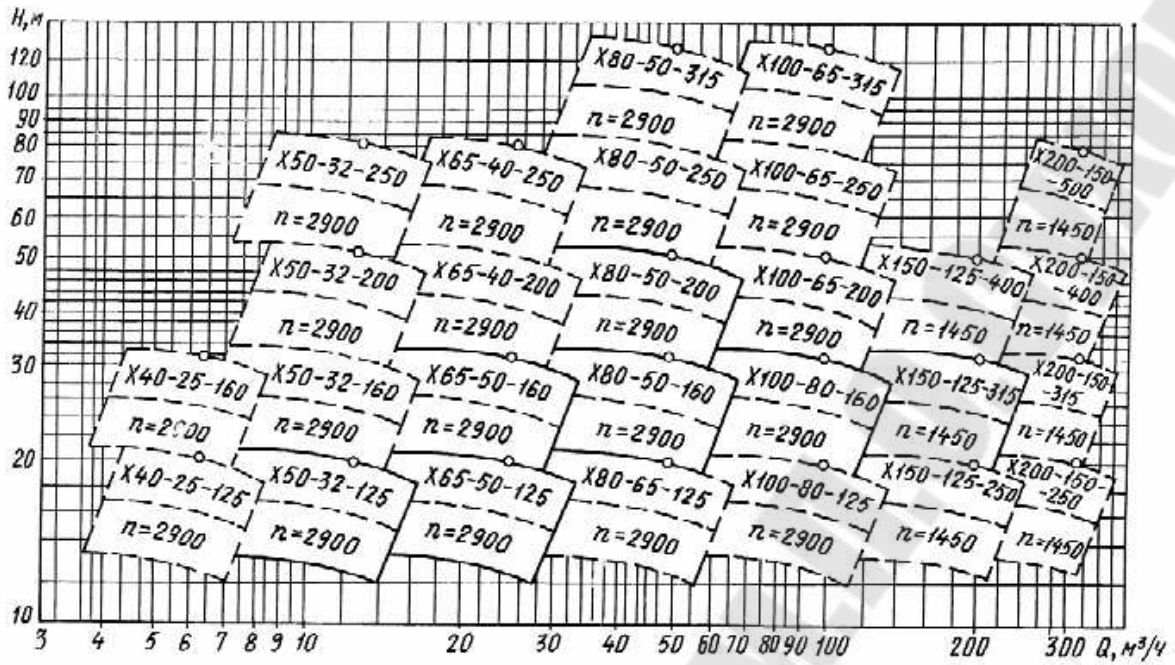


Рис. П-5. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа X

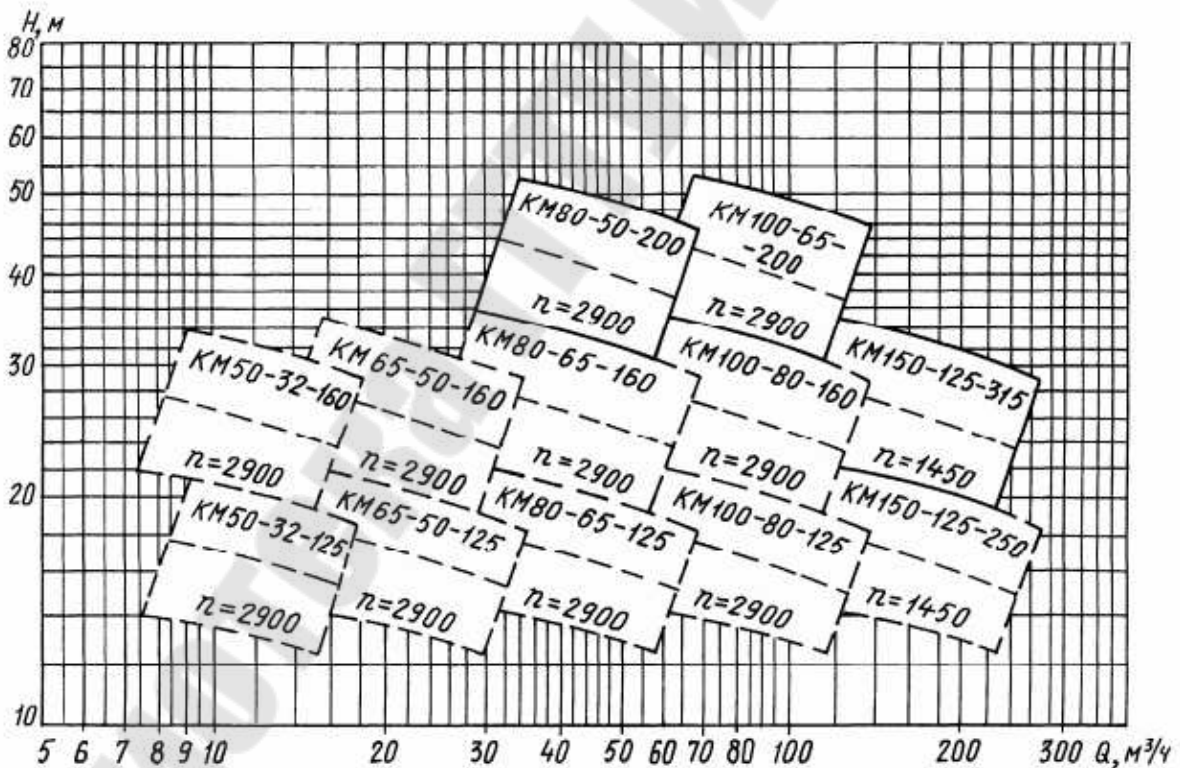


Рис. П-6. Сводный график рабочих полей лопастных насосов типа KM

Приложение В

Таблица П-2

Таблица взаимозаменяемости насосов

Консольные насосы		
с 1973 г.	с 1982 г.	с 1990 г.
1.5К-6	К 8/18	К 50-32-125
1.5КМ-6	КМ 8/18	КМ 50-32-125
2К-6	К 20/30	К 50-32-125
2КМ-6	КМ 20/30	К 65-50-160
2К-9	К 45/30	КМ 65-50-160
3К-6	К 45/55	К 80-65-160
3КМ-6	КМ 45/55	К 80-50-200
4К-12	К 90/35	КМ 80-50-200
4КМ-12	КМ 90/35	К 100-80-160
4К-8	К 90/55	КМ 100-80-160
4КМ-8	КМ 90/55	К 100-65-200
4К-6	К 90/85	КМ-100-65-200
4КМ-6	КМ 90/85	К 100-65-250
6КМ-12	К 160/20	КМ 100-65-250
6К-8	К 160/30	К 150-125-250
8К-12	К 290/30	КМ 150-125-250
Герметичные насосы		
с 1973 г.	с 1982 г.	с 1990 г.
ЦНГ-70М-1	1,5ХГ-6К-2,8	1ЦГ6,3/20К-1,1 1ЦГ6,3/32К-2,2
ЦНГ-70М-2	1.5ХГ-6Х3-К-4	1ЦГ6,3/32К-2,2
ЦНГ-68	2ХГ-3К-14	1ЦГ12,5/50К-4 2ЦГ 25/50К-5.5
ЦНГ-69	3ХГ-69-14	1ЦГ25/80К-11
ЦНГ-71	4ХГ-12К-14	4ЦГ50/50К-11
ЦНГ-70М-1	1,5ХГ-6К-2,8	1ЦГ6,3/20К-1,1 1ЦГ6,3/32К-2,2
ЦНГ-70М-2	1.5ХГ-6Х3-К-4	1ЦГ6,3/32К-2,2
ЦНГ-68	2ХГ-3К-14	1ЦГ12,5/50К-4 2ЦГ 25/50К-5.5

Горизонтальные насосы		
с 1973 г.	с 1982 г.	с 1990 г.
5НДВ	Д 200-36	Д 200-36
4НДВ	Д 200-95	1Д 200-90
6НДВ	Д 320-50	1Д315-50
6 НДС	Д 320-70	1Д315-71
10Д6	Д 500-65	1Д 500-63
8НДВ	Д 630-90	1Д 630-90
12Д9	Д 800-57	1Д 800-56
12 НДС	Д 1250-65	1Д 1250-63
14Д6	Д 1250-125	1Д 1250-125
14 НДС	Д 1600-90	1Д 1600-90
16НДВ	Д2000-21	АД 2000-21 -2
20Д6	Д 2000-1 00	АД 2000- 100-2
18 НДС	Д 2000-62	АД 2500-62-2
20НДВ	Д 3200-33	АД 3200-33-2
20 НДС	Д 3200-75	АД 3200-75-2
22 НДС	Д 4000-95	АД 4000-95-2
24НДВ	Д 5000-32	АД 6300-27-3
24 НДС	Д 6300-80	АД 6300-80-2

Химические насосы		
с 1973 г.	с 1982 г.	с 1990 г.
1.5X-6	X8/18	X 50-32-125
2X-9	X20/18	X 65-50-125
2X-6	X20/31	X 65-50- 160
3X-9	X45/31	X 80-65-160
3X-6	X45/54	X 80-50-200
4X-12	X90/33	X 100-80-160
4X-9	X90/49	X 100-65-200
4X-6	X90/85	X 100-65-250
–	X90/140	X 100-65-315
6X-9	X 160/29	X 150-125-315
5X-12	X 160/49	X 150-1 25-400
8X-12	X280/29	X 200-150-315
–	X3/40	AX 40-25-160
1,5X-4	AX8/30	AX 50-32-160
–	X8/60	AX 50-32-200
2X-6	AX20/31	AX 65-50-160
2X-4	AX20/53	AX 65-40-200
3X-9	AX45/31	AX 100-65-315
3AX-6	AX45/54	AX 100-65-400
–	AX90/19	AX 125-80-250
4AX-12	AX90/33	AX 125- 100-3 15
4AX-9	AX90/49	AX 125- 100-400
–	AX280/42	AX 200- 150-400
–	AX500/37	AX 250-200-315
–	AXП8/40	AXП50-32-200
–	AXП20/31	AXП65-50-160
–	AXП45/54	AXП 100-65-400

Литература

1. Андреевец, Ю.А. Методические указания по оформлению курсовых и дипломных проектов специальности 1–36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения / Ю.А. Андреевец, Л.И. Шульга. – Гомель: ГГТУ им. П.О.Сухого, 2009.– 30 с.
2. Андреевец, Ю.А. Электронный курс по дисциплине «Лопастные машины и передачи»/ Ю.А. Андреевец. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015 (Режим доступа: <http://www.edu.gstu.by/course/view.php?id=82>).
3. Товарные нефтепродукты, свойства и применение: Справочник / Под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1978. – 700 с.
4. Глазырина, В.М. Необходимые для транспорта свойства газов, нефтей и нефтепродуктов и их определение / В.М. Глазырина, П.И. Тугунов.– Уфа: УГНТУ, 1991.– 90 с.
5. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер и др. – Минск., Выш.шк., 1986.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3^х томах. Т.3. – М., Машиностроение, 2001. – 864 с.
7. М.Б. КАДДО Трубы для локальных систем (Сравнительный анализ) //Журнал «Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века», NN2(25) и 3(26), 2001 год
8. ГОСТ Р 53630–2009 Трубы напорные многослойные для систем водоснабжения и отопления. Общие технические условия. [Текст]. Введ. 2009–12–15. – М.: «Стандартинформ», 2010.
9. ГОСТ 9385–75 Трубы чугунные напорные, изготовленные методами центробежного и полунепрерывного литья. Технические условия. [Текст]. Введ. 1999–02–26. – М.: ИПК «Изд–во стандартов», 1999.
10. ГОСТ 18599–2001. Трубы напорные из полиэтилена. Диаметры труб и другие характеристики. [Текст]. Введ. 2003–01–01. – М.: МТК «Пленки, трубы, фитинги, листы и другие изделия из пластмасс», 2003.
11. ГОСТ 539–80 Трубы и муфты асбестоцементные напорные. Технические условия. [Текст]. Введ. 1982–01–01. – М.: ИПК «Изд–во стандартов», 1982.

12. Режим доступа: http://www.encepumps.ru/podbor_raschet_nasosov.php#technological_and_design_requirements

13. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.В. Артемьева; ред. С.П. Стесина. –М.: Академия, 2005. – 336 с.

14. GRUNDFOS Исследования и технологии.

15. Кабанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидромеханические передачи: Учебное пособие для вузов. / Под ред. В.В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1989. – 183 с.

16. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы: Справочное пособие. – М.: Энергоиздат, 1981.–200с.

17. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. – М.: Машиностроение, 1977.–288с.

18. Химические электронасосные центробежные агрегаты. Серия X.

19. Каталог насосов фирмы «GRUNDFOS». Консольные и моноблочные насосы.

20. Продукция фирмы «DAB PUMP S.p.A.» (<http://www.dabpump.ru/>)

21. Насосы центробежные типа CM.

22. Центробежные насосы. Каталог–справочник

23. Андрианов Д.Н., Шульга Л.И. Центробежные насосы. Ч. 2: Практическое руководство по курсу «Гидропривод и гидроавтоматика» для студентов машиностроительных специальностей. – Гомель: ГГТУ им. П.О.Сухого, 2006. – 48 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение.....	2
Задание на выполнение курсовой работы.....	5
1. Основные расчетные параметры насосов.....	16
2. Методика выполнения курсовой работы.....	18
2.1. Исходные данные.....	18
2.2. Гидравлический расчет трубопровода.....	23
2.2.1. Определение диаметров труб всасывающей и нагнетательной линии.....	23
2.2.2. Построение графика потребного напора.....	28
2.3. Выбор типоразмера и подбор по каталогу марки насоса	35
2.3.1. Основные принципы подбора насосов.....	35
2.3.2. Определение рабочей точки.....	40
2.3.3. Регулирование работы центробежного насоса об- точкой рабочего колеса.....	41
2.3.4. Параллельное подключение насосов.....	44
2.3.5. Последовательное подключение насосов.....	45
2.4. Расчет рабочего колеса центробежного насоса.....	46
2.4.1. Определение дополнительных исходных данных для расчета рабочего колеса.....	47
2.4.2. Определение основных геометрических и кинема- тических параметров на входе в рабочее колесо.....	50
2.4.3. Определение основных геометрических и кинема- тических параметров на выходе из рабочего колеса.....	53
2.4.4. Проектирование меридионального сечения рабочего колеса.....	56
Приложения	
А. Преобразование единиц.....	61
Б. Сводные графики полей некоторых центробеж- ных насосов.....	62
В. Таблица взаимозаменяемости насосов.....	65
Литература.....	68