

0

Проф. С. Х. АЗЕРЬЕР

ЭЛЕМЕНТЫ РАЦИОНАЛИЗАЦИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ



ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

А

1934

628.12

РА 35

ДЕП

Проф. С. Х. АЗЕРЬЕР

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА ВССР

ЭЛЕМЕНТЫ РАЦИОНАЛИЗАЦИИ
В ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА ВССР

628.12

14.09.56.08
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА ВССР

~~РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА ВССР~~

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА ВССР
А. С. П. У. Д. К. Я.
Инв. № ВССР

НКТП



СССР

О НТИ

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ СТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1934 Ленинград

1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Употребление одинаковых терминов в вопросах, связанных с проектированием, эксплуатацией, исследованиями работы и пр., в области насосных станций так же необходимо, как и в прочих областях техники, в соответствии с чем дана предлагаемая классификация.

Последняя не содержит в себе новых определений, но приводит в определенную систему целый ряд признаков, отличающих одну станцию от другой.

По характеру выполняемой работы насосные станции могут быть подразделены на *насосные станции, имеющие самостоятельное значение* как отдельные сооружения (водоснабжение, канализация, ирригация), и *насосные станции* (точнее — установки), *имеющие значение подсобных или вспомогательных установок* (установки в системах отопления, установки питательных насосов в электроцентралях, установки на гидросиловых станциях и т. д.).

Настоящая работа предусматривает насосные станции, имеющие самостоятельное значение в комплексе ряда сооружений в области водоснабжения и канализации.

По характеру работы в смысле ее продолжительности насосные станции могут быть подразделены на *постоянные* и *временные*.

По своему назначению насосные станции могут быть подразделены на *станции, перекачивающие сточные и отработанные воды* — *насосные станции канализации*, и *станции, перекачивающие чистую воду*, — *насосные станции водопроводов*.

В зависимости от свойств перекачиваемой воды насосные станции водопроводов могут быть подразделены на *станции перекачивающие необработанную сырую воду*, и *станции, перекачивающие обработанную или фильтрованную воду*.

По расположению в общей схеме водоснабжения насосные станции подразделяются на *станции I подъема*, берущие воду непосредственно из источника водоснабжения, независимо, подают ли ее на очистные сооружения или непосредственно в сеть или к насосам II подъема, *станции II подъема*, подающие например в сеть, резервуары и т. д. чистую воду, подававшуюся предварительно станцией I подъема на очистные сооружения, и т. д.

По характеру водоема станции могут быть подразделены на станции, перекачивающие воду открытых водоемов, и станции, перекачивающие подземные воды (грунтовую, артезианскую и пр.).

По расположению относительно поверхности земли станции могут быть подразделены на станции, расположенные на поверхности земли, углубленные и глубокие шахтного типа.

Насосные станции, пользующиеся группой источников водоснабжения или же обслуживающие группу городов, селений и пр., могут быть названы групповыми или центральными.

По характеру управления насосные станции могут быть подразделены на станции управляемые в тех случаях, когда все операции по включению и выключению агрегатов производятся обслуживающим персоналом станции, станции автоматические, когда эти операции выполняются соответствующими приборами, и станции, управляемые на расстоянии, когда включение и выключение агрегатов производится из пункта, значительно удаленного от станции.

По расположению оси насосов относительно отметки воды или в зависимости от колебания уровней перекачиваемой воды насосные станции могут быть подразделены на затопленные (Tauchpumpen), затопляемые и незатопляемые.

По расположению агрегатов насосные станции подразделяются на станции с горизонтально расположенными насосами и двигателями и станции с вертикальным расположением насосных осей с двигателями на тех же осях или отдельно расположенными.

По характеру нагрузки насосные станции могут быть подразделены на насосные станции с равномерной нагрузкой, т. е. такой нагрузкой, когда максимальная суточная подача станции мало отличается от средней или может превышать среднюю не выше, чем на 25%; сюда относятся например станции I подъема, подающие воду на очистные сооружения, имеющие достаточно емкие запасные резервуары чистой воды; насосные станции с сильно колеблющейся нагрузкой, но при неизменяющихся или мало изменяющихся напорах; сюда относятся например станции II подъема, подающие воду в напорные резервуары; насосные станции с сильно колеблющейся нагрузкой при изменяющихся напорах; сюда относятся например насосные станции, подающие разные количества воды по длинным водоводам или нагнетающие воду непосредственно в сеть, а также станции, могущие повышать давление в сети во время пожара.

По мощности или величине средней нагрузки насосные станции могут быть подразделены на малые станции со средней нагрузкой менее 200—250 л. с., средние станции со средней нагрузкой от 250—600 л. с., достаточно мощные станции со средней нагрузкой от 600 до 1250 л. с. и крупные станции с нагрузкой свыше 1200 л. с. Подразделение это, являясь условным и

несколько искусственным, имеет определенное удобство при освещении ряда вопросов по насосным станциям.

По характеру оборудования насосные станции могут быть подразделены на *насосные станции, оборудованные паровыми поршневыми насосами с попеременно возвратным движением*. Сюда относятся станции, оборудованные насосами прямого действия с кривошипными механизмами горизонтальными или вертикальными, с паровыми машинами простого, двойного или тройного расширения; *насосные станции, оборудованные поршневыми насосами, приводимыми в движение двигателями внутреннего сгорания*, — дизельмоторами; *насосные станции, оборудованные поршневыми насосами, приводимыми в действие электромоторами*; *насосные станции, оборудованные центробежными насосами, приводимыми в действие паровыми турбинами с непосредственным соединением на общем валу или соединением помощью зубчатой передачи*; сюда относятся турбины различного типа, насосы одно- или многоступенчатые с параллельным или последовательным расположением колес; *насосные станции, оборудованные центробежными насосами, приводимыми в движение двигателями внутреннего сгорания*, — дизельмоторами; *насосные станции, оборудованные центробежными насосами, приводимыми в движение электромоторами постоянного или переменного тока, последние с постоянным или изменяющимся числом оборотов (на общем горизонтальном или вертикальном валу)*; *насосные станции с пневматическим оборудованием и наконец насосные станции, имеющие разное оборудование*; сюда относятся: использование водяных турбин, ветряных двигателей, пульзометров, гидравлических таранов и пр.

II. ПЛОЩАДЬ, ПОТРЕБНАЯ ДЛЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Основным вопросом при проектировании здания насосной станции является вопрос о потребной площади станции. Цельный ряд обследованных автором станций убедил в том, что этому вопросу не придается серьезного значения. В одних случаях площадь станции во много раз превышает действительно потребную площадь (считая и возможное расширение), в других случаях проектирующие организации вовсе не предусматривают должного места для электрических распределительных устройств и в дальнейшем по настоянию соответствующих организаций приходится располагать в создаваемых для этой цели пристройках или специально конструируемых металлических кабинах. Для внесения ясности в этот вопрос, считая, что подавляющее большинство насосных станций оборудуется электронасосами, нами разработаны типовые схемы расположения электрических распределительных устройств в зависимости от установленной мощности и напряжения, с показанием потребной для них площа-

ди, а также составлены таблицы с указанием средних значений потребных площадей для установки электронасосов. Эти таблицы составлены отдельно по данным германских и русских заводов. Пользуясь указанными таблицами, можно согласно числу оборотов агрегата, производительности и напора, развиваемых насосами, примерно наметить потребную площадь и отношение ширины к длине агрегата. Эти данные вместе с данными о площади, потребной для электрических распределительных устройств, позволяют относительно правильно наметить потребную площадь здания насосной станции. В данных, приведенных в обеих таблицах, могут иметь место и расхождения; это вполне естественно, так как конструкции агрегатов могут быть самыми разнообразными, но в основном здесь большой погрешности не может быть. Намечая в проекте агрегаты, следует между ними и также между ними и наружными стенами оставлять соответствующие проходы (примерно в 1 м) согласно положениям по технике безопасности, а также учитывать небольшие потребные площади для труб, задвижек, реостатов и пр.

Схемы расположения и потребные площади для электрических распределительных устройств на насосных станциях

В зависимости от рода и назначения насосных станций таковые могут быть расположены: 1) вдали от населенных мест (чаще насосные станции I подъема) и 2) вблизи больших населенных пунктов (чаще насосные станции II подъема).

Кроме того насосные установки могут иметь подсобное и специальное назначение (пожарные насосы на промпредприятиях, насосы для питания котлов и пр.) и должны быть расположены в цеху или на территории завода.

Снабжение энергией насосных установок последнего типа обычно производится при напряжении 380 или 220 в от подстанции близлежащего цеха или центральной заводской подстанции. В этом случае распределительное устройство носит весьма несложный характер и может быть размещено на мраморных или железных панелях, устанавливаемых в помещении насосной станции.

Для размещения этого распределительного устройства может быть предусмотрена небольшая площадь вдоль узкой части здания шириной около 2 м.

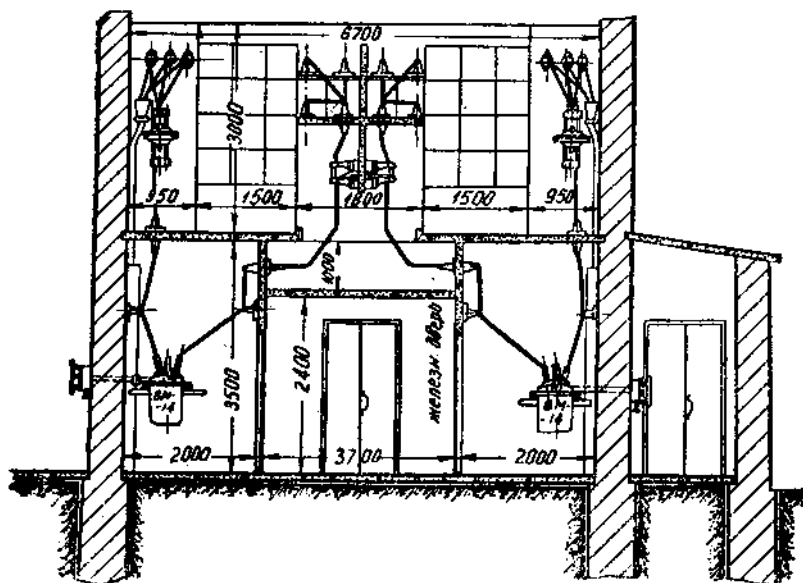
Распределительные устройства насосных станций первого типа (станции I подъема) ввиду удаленности от населенного пункта носят специфический характер, и в каждом частном случае может быть предложено то или иное решение, зависящее от напряжения в сети и мощности насосной станции.

На черт. 1 и 1а приведено примерное расположение распределительного устройства насосной станции указанного типа мощностью 2000—3000 квт, запроектированное для одной из на-

сосных станций Грознефти. Подстанция питается от районной сети напряжением 11 000 в; напряжение моторов насосных агрегатов 3000 в. Понижение напряжения производится помощью трансформаторов, установленных вне здания снаружи на открытом месте. Все распределительное устройство 3000 в размещено в специальной пристройке, расположенной с торца насосной станции. Оно состоит из ряда камер (первый этаж), в которых размещены масляные выключатели.

На втором этаже расположены собирательные шины, раз'единители, кабельные муфты и пр.

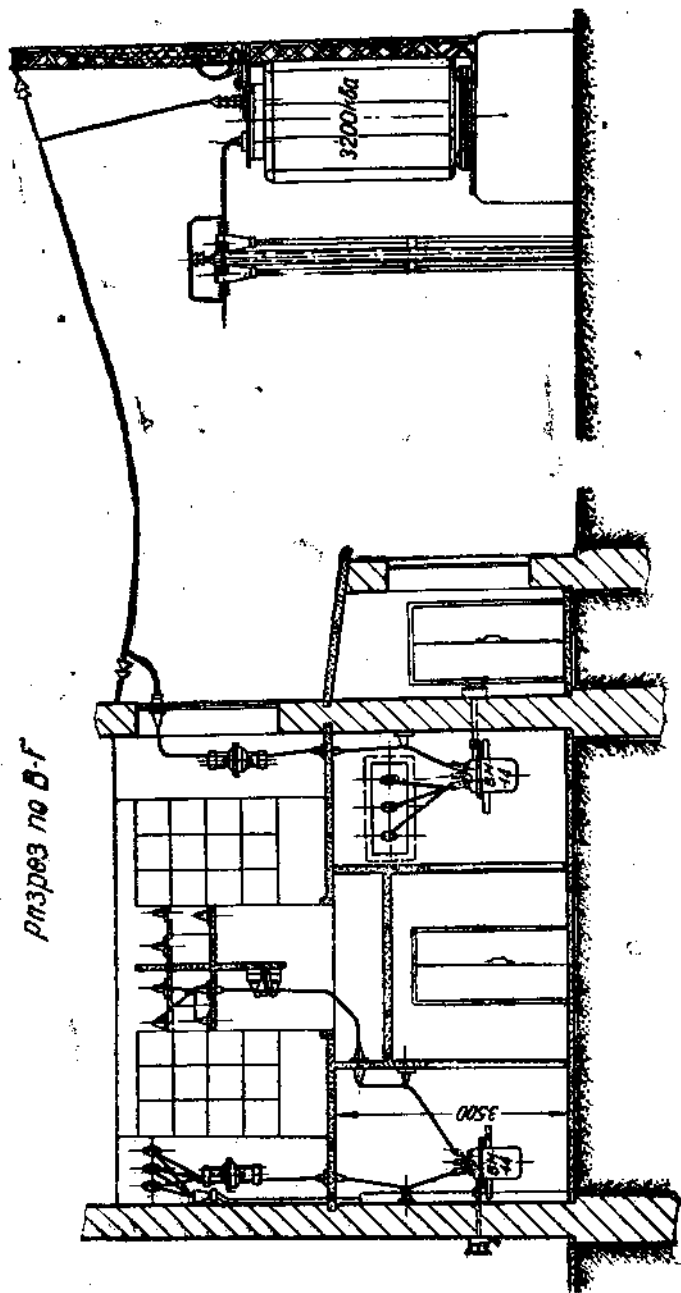
Разрез по А-Б



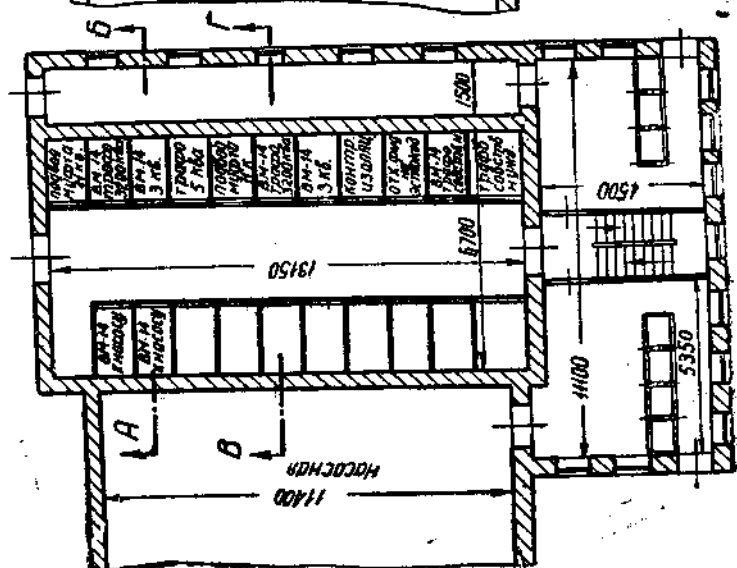
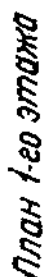
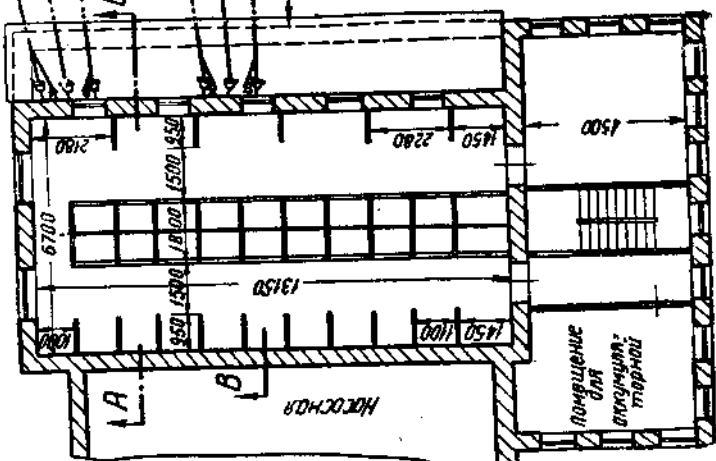
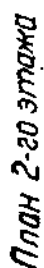
Черт. I

Управление масляными выключателями, предназначенными для приема энергии и распределения другим близлежащим потребителям, производится из специального коридора. Управление масляными выключателями, предназначенными для моторов насосных агрегатов, производится непосредственно с торцевой стены помещения насосной станции. Здесь же имеется ряд подсобных помещений, в которых расположены распределительные устройства низкого напряжения (к мелким моторам, освещению и пр.), аккумуляторная батарея для питания сигнальных ламп и аварийного освещения станции и распределительного устрой-

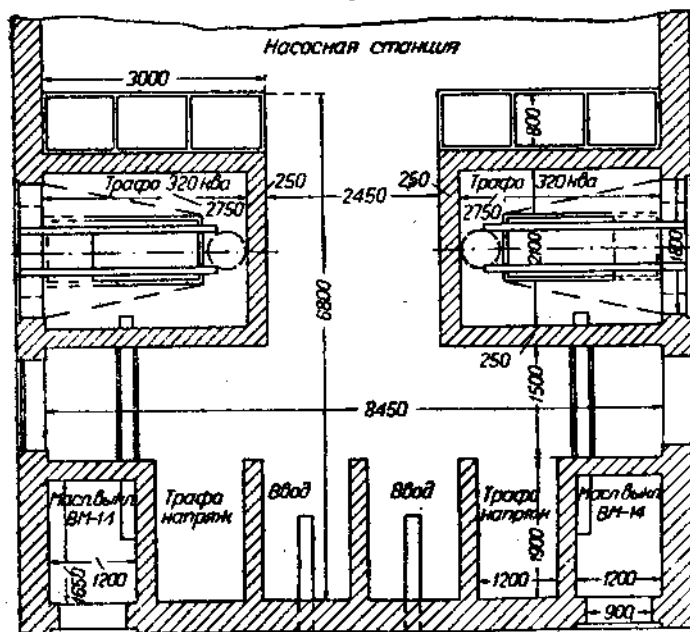
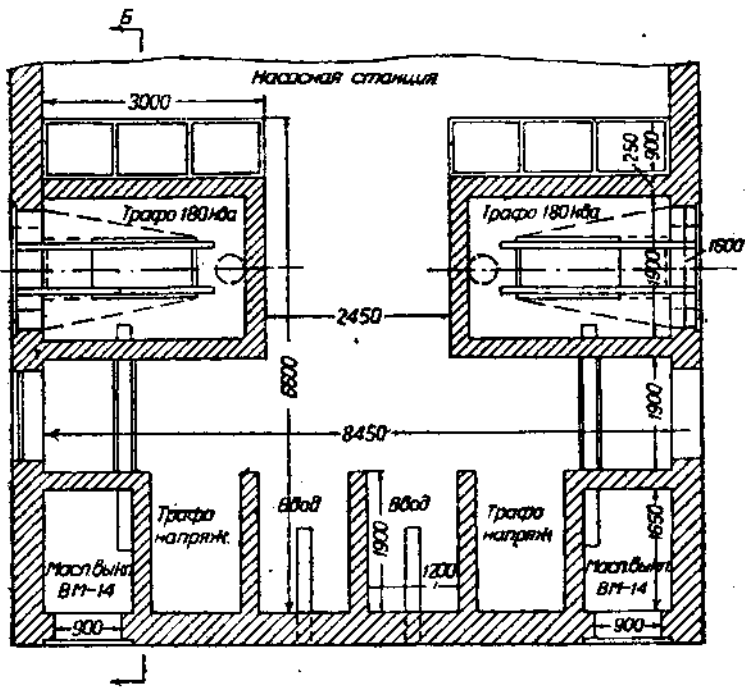
разрез по В-Г



черт. 1а

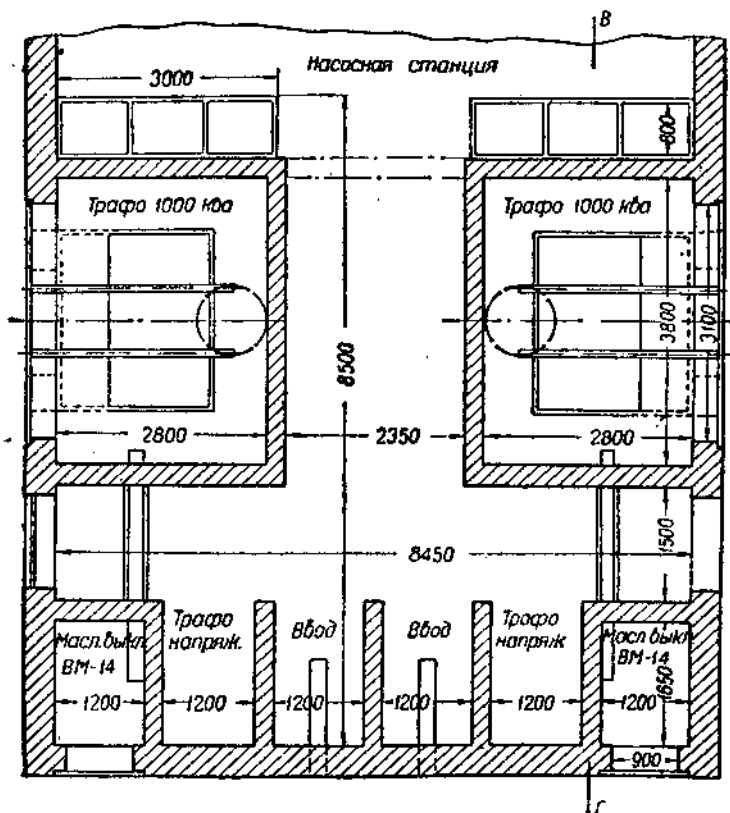


Черт. 1б



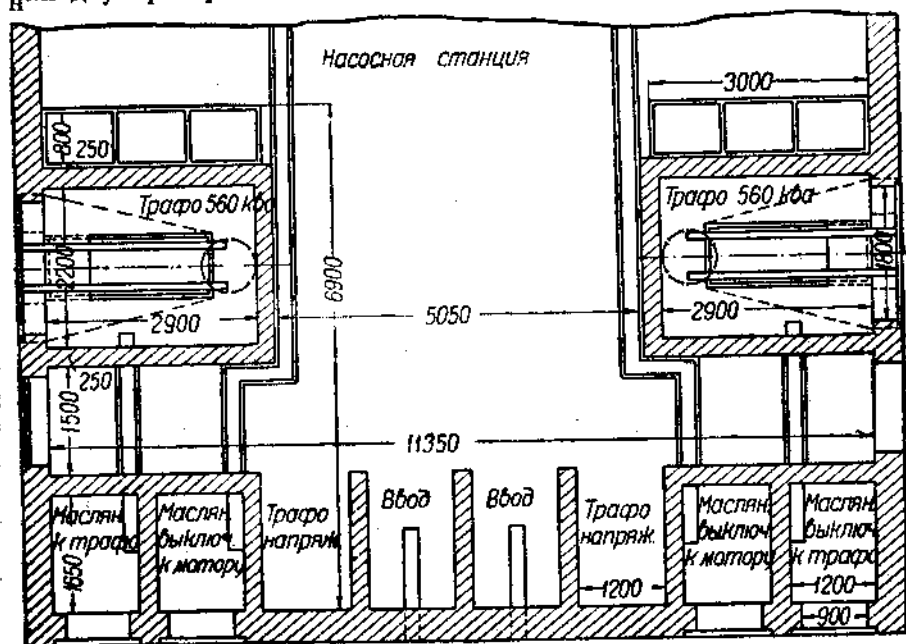
ства. На черт. 1 и 1а показаны разрезы распределительного устройства 3000 в с примерным расположением электрического оборудования.

В случае, если бы питание производилось при напряжении 20 000—35 000 в, оборудование закрытой части распределительного устройства осталось бы без изменения и подверглась бы изменению лишь наружная часть установки.



Для наиболее часто встречающихся насосных станций (второго типа) приведены планы распределительных устройств для различных вариантов, различных мощностей, напряжений и числа агрегатов. При этом предполагается, что снабжение энергией производится от распределительных сетей городских подстанций при напряжении 3000 — 6000 в. В целях бесперебойности электроснабжения питание на насосных станциях предусматривается от двух фидеров, т. е. от двух подстанций.

С этой же целью на трансформаторных подстанциях устанавливаются резервные трансформаторы (100%-ный резерв). На черт. 2 представлен план распределительного устройства насосной станции для 3—4 агрегатов общей установленной мощностью около 180 *квт*, из коих один агрегат резервный. Число кабельных вводов напряжением 6000 *в*—2. Количество трансформаторов—2 по 180 *кв*а каждый, из них один резервный. Питание моторов осуществляется от распределительных щитов низкого напряжения специальной конструкции, установленных в торцевой части помещения насосной станции и примыкающих к стене трансформаторных помещений. На черт. 3 представлено аналогичное распределительное устройство, но с трансформаторами мощностью по 320 *кв*а для 4—5 агрегатов общей установленной мощностью порядка 300—400 *квт* (при наличии из них одного или двух резервных агрегатов).

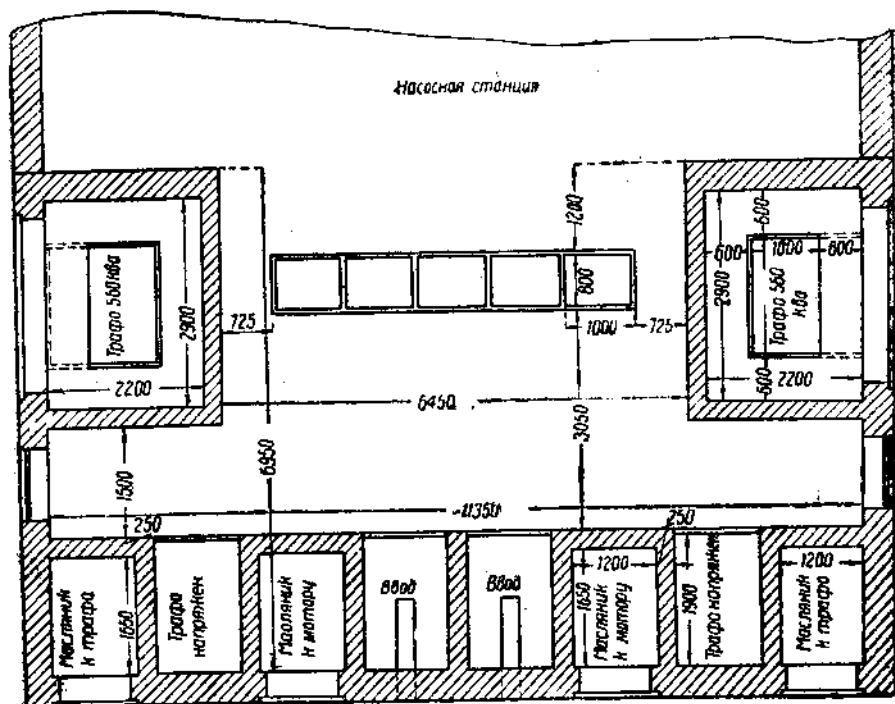


Черт. 5

На черт. 4 представлено аналогичное распределительное устройство для 4—5 агрегатов общей установленной мощностью 700—900 *квт* (из них 1—2 резервные). Мощность трансформаторов по 1000 *кв*а каждый.

На черт. 5 схема несколько усложняется вследствие наличия на станции нескольких агрегатов низкого и высокого напряжения. Число агрегатов 5—6, из них высокого напряжения 2, мощ-

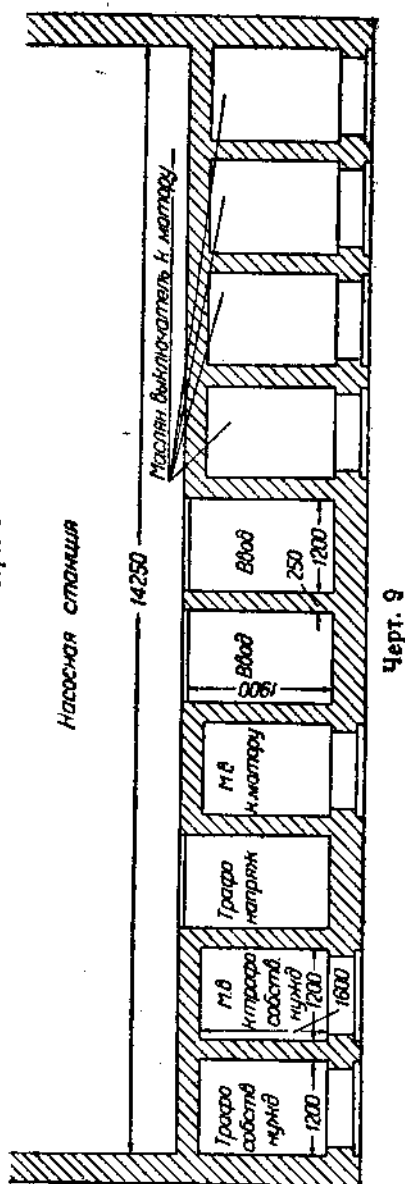
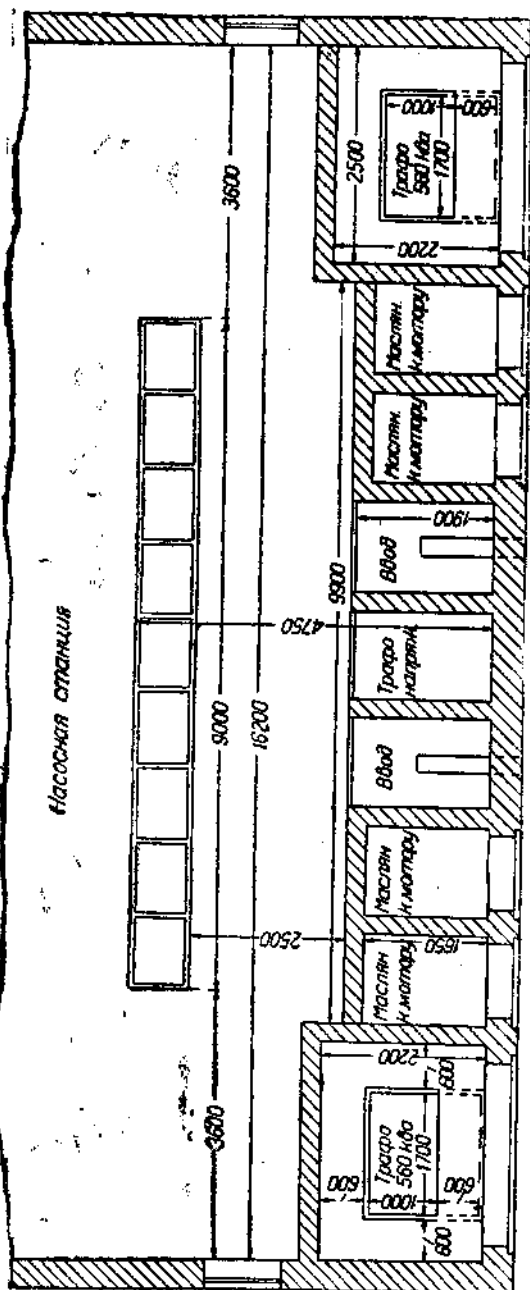
ностью порядка 200 *квт* каждый и 3—4 низкого напряжения общей установленной мощностью 500—600 *квт* (из них 1—2 резервные). В этом случае распределительное устройство высокого напряжения увеличивается на две кабины для масляных выключателей к моторам высокого напряжения. Аналогичное распределительное устройство показано на черт. 6 в несколько ином исполнении, отличающемся от предыдущего расположением щита низкого напряжения и размещением силовых трансформаторов.

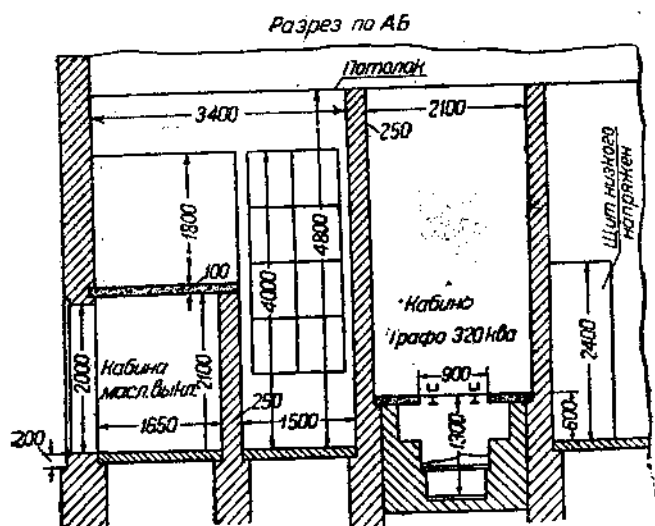


Черт. 6

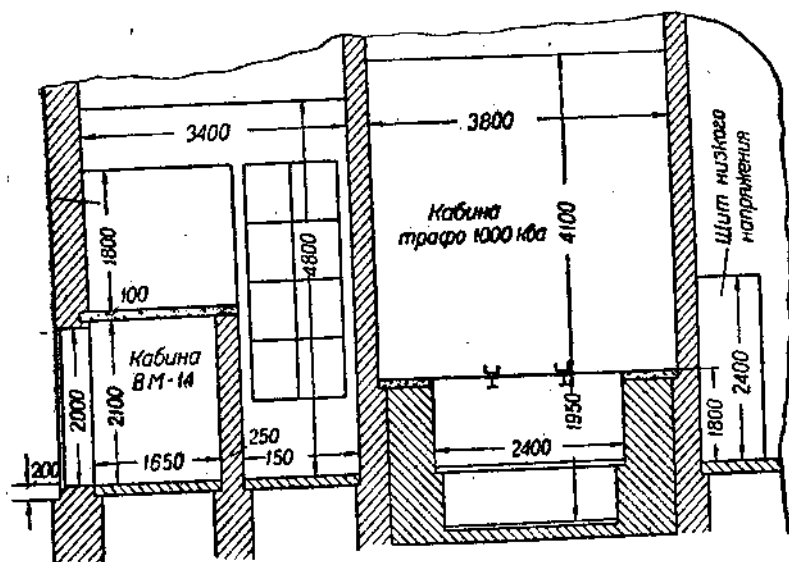
На черт. 7 показан план распределительного устройства для случая, аналогичного предыдущему, но при условии отсутствия на станции моторов высокого напряжения.

На черт. 8 показан план распределительного устройства для большого количества агрегатов с моторами как высокого, так и низкого напряжения, мощностью, аналогичной предыдущему случаю. При этом выполнение по такому варианту целесообразно





Черт. 10



Черт. 11.

Площади, потребные для установки насосных агрегатов

Средние значения потребных площадей для установки насосов низкого, среднего и высокого давлений, непосредственно соединенных на общем валу и общей фундаментной плите с моторами трехфазного переменного тока (составлена по данным ряда германских заводов)

Число обм.м	Мощность в л. с.	Производи- тельн. в л/сек.	Манометр. высота напора в м.	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м ²	Отнош. ширины к длине всего агрегата
1	2	3	4	5	6
При $Q=10-77$ л/сек и $H=17-60$ м					
2900	5,4	10	25	0,45	1:2,5
2900	10,8	10	51	0,51	1:3
2900	6	12	17	0,45	1:2,5
2900	12	12	36	0,51	1:3
2900	18	12	54	0,57	1:3
2900	11	77	27	0,64	1:2,5

При $Q=10-45$ л/сек и $H=60-300$ м

2900	16,2	10	77	0,57	1:2
2900	17,5	13	60	1,08	1:2,5
2900	28,8	13	90	1,16	1:2,5
2900	42,4	13	150	1,46	1:3
2900	41,4	20	96	1,46	1:2,5
2900	62	20	144	1,72	1:3
2900	81,5	20	192	2,15	1:3,5
2900	76	25	134	1,81	1:3
2900	111,5	25	201	2,25	1:3,6
2900	149	25	268	2,68	1:3,5
2900	96,5	33	134	2,17	1:3,5
2900	142	33	201	2,60	1:3,5
2900	189	33	268	2,79	1:3,5
2900	214	33	288	3,22	1:3
2900	262	41	288	3,27	1:3
2900	186	45	192	2,64	1:3,5
2900	275	45	288	3,33	1:3

При $Q=11-100$ л/сек и $H=13-25$ м

1450	5,38	11	23	0,80	1:2,5
1450	4,4	16	13	0,80	1:2,5
1450	9,14	20	18	0,80	1:2,5
1450	5,7-10	25	14	0,85	1:2,5
1450	7,1-13,6	33	13	1,03	1:2,5
1450	13-16,5	41	18	1,07	1:2,5
1450	23	55	20	1,19	1:2,5
1450	24-27	63	19	1,45	1:2,5
1450	28-35	75	21	1,5	1:2,5
1450	44	100	24	1,5	1:2,5

Число об/мин	Мощность в л. с	Производи- тельн. в л/сек	Манометр. высота напора в м	Соединяе- мая площадь, занимае- мая насосом и мотором, в м²	Отнош. ширины к длине всего агрегата
1	2	3	4	5	6
При $Q=10-333$ л/сек и $H=25-50$ м					
1450	6,45	10	30	1,06	1:3
1450	9,4	10	45	1,19	1:3
1450	8,85	11	28	1,15	1:3
1450	10,3	15	34	1,30	1:2,5
1450	12,4	18	34	1,40	1:2,5
1450	20	30	30	1,20	1:2,5
1450	29	50	27	1,20	1:2,5
1450	40	50	41	1,30	1:2,5
1450	33,6	58	29	1,79	1:2,5
1450	41	58	37	1,79	1:2,5
1450	54,8	66	41	2,06	1:2
1450	51	83	31	2,06	1:2
1450	102	100	46	2,31	1:2
1450	61	108	26	2,06	1:2
1450	82	133	32	2,32	1:2
1450	92	133	37	2,32	1:2
1450	100	133	41	2,56	1:2
1450	104	183	28	2,32	1:2,5
1450	123	208	31	2,93	1:2,5
1450	200	216	50	3,05	1:2,5
1450	186	266	38	3,14	1:2,5
1450	240	266	50	3,14	1:2,5
1450	159	292	29	2,92	1:2,5
1450	236	300	42	3,70	1:2
1450	306	333	50	3,70	1:2
При $Q=10-200$ л/сек и $H=50-100$ м					
1450	10,9	10	52	1,21	1:3
1450	12,3	11	52	1,21	1:3
1450	13,7	11	60	1,29	1:3,5
1450	16,9	11	75	1,4	1:4
1450	21,2	11	90	2,10	1:5
1450	14,8	15	51	1,49	1:3
1450	19,5	15	68	1,58	1:3
1450	24,5	15	85	1,72	1:3
1450	18,2	18	51	1,52	1:3
1450	23,8	18	68	1,58	1:3
1450	29,3	18	85	1,77	1:3
1450	25,7	21	60	1,80	1:3
1450	32,7	21	80	1,95	1:3,5
1450	29,9	25	60	1,80	1:3
1450	38,4	25	80	1,95	1:3,5
1450	35,3	30	60	1,87	1:3,5
1450	46,5	30	80	1,98	1:3,5
1450	57,2	30	100	2,18	1:3,5
1450	47,3	33	67	2,13	1:3
1450	69,8	33	100	2,21	1:3
1450	60,3	44	67	2,17	1:3
1450	65,5	50	67	2,17	1:3

Число об/мин	Мощность в л. с.	Производи- тельн. в л/сек	Манометр. высота напора в м	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м²	Отнош. ширины к длине всего агрегата
1	2	3	4	5	6
1450	95,8	50	100	2,31	1:3
1450	92	58	78	2,57	1:3
1450	126	67	96	3,24	1:3
1450	85	83	52	2,06	1:2
1450	151	83	96	3,24	1:3
1450	122	116	52	2,80	1:2
1450	167	166	54	3,05	1:2,5
1450	198	200	52	3,14	1:2,5
При $Q=11-110$ л/сек и $H=100-150$ м					
1450	38,9	11	150	2,95	1:3
1450	28,7	15	102	1,83	1:3
1450	33,7	15	119	1,90	1:3,5
1450	37,8	15	136	2,03	1:3,5
1450	36	16	121	1,92	1:3,5
1450	34,7	18	102	1,83	1:3
1450	40	18	119	1,97	1:3,5
1450	45,5	18	136	2,03	1:3,5
1450	55	20	146	2,20	1:4
1450	48,4	20	120	2,13	1:3,5
1450	56,4	20	140	2,34	1:4
1450	57,2	25	120	2,26	1:3,5
1450	65,8	25	140	2,35	1:3,5
1450	68,6	30	120	2,28	1:3,5
1450	79	30	140	2,35	1:3,5
1450	90,5	82	134	2,40	1:3
1450	128	50	134	2,75	1:3
1450	152	58	117	3,13	1:3
1450	141	66	112	2,48	1:3
1450	186	67	144	3,48	1:3
1450	153	70	123	2,90	1:3
1450	223	83	144	3,79	1:3,3
1450	156	85	103	3,43	1:3,3
1450	161	90	101	3,43	1:3,3
1450	232	95	134	4,40	1:3,3
1450	233	100	124	4,00	1:3
1450	249	108	124	4,12	1:3
1450	247	110	128	4,40	1:3,2
При $Q=15-217$ л/сек и $H=150-200$ м					
1450	42,5	15	152	2,09	1:3,7
1450	47,3	15	170	2,16	1:3,7
1450	50,5	18	153	2,12	1:3,7
1450	56	18	170	2,18	1:3,7
1450	63,6	21	160	2,43	1:4
1450	71,5	21	180	2,51	1:4
1450	80,7	21	200	2,59	1:4

Число об/мин	Мощность в л. с.	Производи- тельн. в л/сек	Манометр. высота апора в м	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м ²	Отнош. ширины к длине всего агрегата
1	2	3	4	5	6
1450	74,2	25	160	2,43	1:3,7
1450	83,4	25	180	2,93	1:3,7
1450	92,6	25	200	3,02	1:4
1450	87,7	30	160	2,84	1:3,7
1450	99	30	180	3,98	1:3,7
1450	109,5	30	200	3,06	1:4
1450	142	44	168	2,86	1:3,2
1450	157,5	50	168	2,90	1:3,2
1450	181	58	156	3,35	1:3,2
1450	195	58	195	3,53	1:3,2
1450	245	67	192	4,06	1:3,3
1450	219	75	160	3,72	1:3,5
1450	292	83	192	4,12	1:3,5
1450	298	83	186	4,37	1:3,5
1450	231	83	156	3,12	1:3,5
1450	345	100	156	4,60	1:3,5
1450	368	108	156	5,23	1:3,2
1450	417	125	170	6,14	1:3,2
1450	480	150	170	6,25	1:3,2
1450	480	150	162	5,05	1:3,2
1450	565	150	192	7,65	1:3
1450	526	166	170	6,25	1:3,2
1450	771	217	192	8,10	1:3

При $Q=21-217$ л/сек и $H=200-330$ м

1450	97	21	240	4,45	1:5,4
1450	115	25	240	4,89	1:5
1450	137	30	240	4,97	1:5
1450	129,5	33	201	2,96	1:3,3
1450	149	33	235	3,11	1:3,3
1450	148,5	39	201	3,00	1:3,3
1450	196	44	235	3,20	1:3,6
1450	189	50	201	3,04	1:3,5
1450	217	50	235	3,20	1:3,6
1450	239	57	228	3,24	1:4,5
1450	264	58	234	3,76	1:3,5
1450	304	58	272	3,94	1:3,8
1450	234	61	215	3,39	1:3,7
1450	301	67	240	4,27	1:3,5
1450	312	80	210	4,00	1:3,9
1450	366	83	240	5,32	1:3,3
1450	394	83	248	5,41	1:3,3
1450	357	100	118	4,48	1:3,6
1450	460	100	248	5,5	1:3,3
1450	492	108	248	5,51	1:3,3
1450	617	125	255	6,72	1:3,3
1450	550	125	241	5,42	1:3,5
1450	710	150	255	7,91	1:3
1450	835	150	288	8,2	1:3,2
1450	972	167	330	5,88	1:4
1450	1140	217	288	9,9	1:3

Число об/мин	Мощность в л. с.	Производи- тельн. в л/сек	Манометр. высоты напора в м	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м ²	Габаритные размеры агрегата
1	2	3	4	5	6 м
При $Q=33-500$ л/сек и $H=7-46$ м					
960	12	33	18	1,2	1:2,5
960	9	34	10	1,4	1:2,5
960	7	40	7	1,19	1:2,5
960	9,6	46	9,6	1,20	1:2,5
960	14	46	14	1,30	1:2,5
960	12	58	11	1,45	1:2,5
960	33	66	25	1,82	1:2,5
960	16	82	8	1,55	1:2,5
960	27	82	16	1,95	1:2,2
960	44	116	21	1,74	1:2
960	65	141	24	2,50	1:2,5
960	53	150	30	2,29	1:2,5
960	95	166	32	2,64	1:2,5
960	56	183	17	1,88	1:2
960	143	232	31	3,37	1:2,5
960	178	333	28	4,00	1:2
960	326	333	47	5,40	1:2,2
960	225	333	37	4,00	1:2
960	225	416	30	4,20	1:2
960	256	466	27	4,50	1:2
960	279	500	29	5,40	1:2
960	427	500	46	5,40	1:2,2
При $Q=65-369$ л/сек и $H=10-29$ м					
725	15-18	65-85	10	1,60	1:2,6
725	35-58	92-184	17	2,94	1:2,8
725	70-120	184-314	21	3,60	1:2,8
725	103-130	246-325	22	4,19	1:2,8
725	158-168	328-369	29	4,97	1:2,8

Примечание. Мощность мотора всюду показана без учета дополнительной мощности на перегрузку.

Таблица 2

Средние значения потребных площадей для установки насосов низкого, среднего и высокого давлений, непосредственно соединенных на общем валу и общей фундаментной плите с моторами трехфазного переменного тока (по данным советских заводов)

Число об/мин	Мощность в л. с.	Производи- тель, в л/сек	Манометрич. напор в м	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м²	Отнош. ширины к длине всего агрегата
1	2	3	4	5	6
1450	13	8	50	1,37	1:2,8
1450	37	8	150	1,74	1:3,6
1450	61	8	250	2,12	1:4,3
1450	20	14	50	1,37	1:2,8
1450	85	14	175	1,76	1:2,8
1450	100	14	205	1,82	1:2,8
1450	115	14	235	1,89	1:3
1450	14	17	40	1,95	1:1,6
1450	105	19	165	2,04	1:2,8
1450	130	19	200	2,10	1:2,8
1450	175	19	270	2,29	1:3
1450	27	20	50	1,37	1:2,8
1450	75	20	150	1,74	1:3,6
1450	29	28	50	1,98	1:1,5
1450	58	28	100	2,35	1:1,7
1450	87	28	150	2,75	1:2
1450	181	28	270	3,00	1:4,3
1450	240	28	275	4,37	1:3
1450	320	28	385	4,97	1:3,5
1450	440	28	550	5,87	1:4
1450	32	34	36	1,93	1:1,9
1450	40	34	60	2,26	1:1,45
1450	80	34	120	2,72	1:1,75
1450	52	35	60	1,98	1:2,8
1450	152	35	180	2,56	1:3,6
1450	227	35	270	3,00	1:4,3
1450	62	42	60	1,98	1:2,8
1450	146	42	150	2,41	1:3,4
1450	230	42	240	2,88	1:4
1450	45	50	36	1,93	1:1,9
1450	225	50	170	2,42	1:3,7
1450	70	52	70	2,36	1:1,45
1450	140	52	140	2,87	1:1,75
1450	150	56	120	2,80	1:2,7
1450	250	56	200	3,15	1:3,1
1450	400	56	320	3,72	1:3,6
1450	480	56	350	5,46	1:2,8
1450	640	56	490	6,25	1:3,2
1450	800	56	630	7,03	1:3,6
1450	64	67	80	2,68	1:1,45
1450	128	67	160	3,24	1:1,75
1450	60	70	38	2,67	1:1,9
1450	540	70	350	4,33	1:3,1
1450	350	70	210	3,35	1:2,8
1450	740	70	490	4,80	1:3,5

Число об/мин	Мощность в л. с.	Производи- тельн. в л/сек	Манометрич. напор в м	Средняя пло- щадь, занимае- мая насосом и мотором, в м ²	Отнош. ширины и длин всего агрегата
1	2	3	4	5	6
1450	870	70	525	6,92	1:3,3
1450	980	70	600	7,35	1:3,5
1450	250	81	122	2,12	1:2,9
1450	350	81	163	2,54	1:3,4
1450	150	84	70	2,58	1:2
1450	790	84	400	6,45	1:3,1
1450	1070	84	560	7,37	1:3,5
1450	1210	84	640	7,85	1:3,7
1450	90	101	36	2,67	1:1,9
1450	550	112	180	3,58	1:3,2
1450	770	112	270	3,92	1:3,5
1450	990	112	360	4,26	1:3,8
1450	120	140	36	2,74	1:1,7
1450	370	168	80	3,32	1:2
1450	500	252	90	4,72	1:2
1450	250	280	40	4,23	1:1,7
960	27	9,5	75	1,76	1:2,8
960	33	9,5	88	1,32	1:2,85
960	38	9,5	100	1,89	1:3
960	30	12	70	2,04	1:2,8
960	37	12	85	2,10	1:2,85
960	50	12	115	2,29	1:3,1
960	75	53	54	2,12	1:2,9
960	100	53	71	2,54	1:3,4
960	85	73	46	2,02	1:2,5
960	120	73	68	2,58	1:3,1
960	400	330	485	4,9	1:1,9
960	660	460	61	5,3	1:2,4
720	30	40	30	2,12	1:2,9
720	35	40	40	2,54	1:3,4
720	32	55	25	2,02	1:2,5
720	50	55	37	2,53	1:3,1
720	160	151	42	2,90	1:2,3
720	320	151	84	4,30	1:3,5
720	180	250	27,5	4,90	1:1,9
720	300	350	35	5,3	1:2,4

III. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

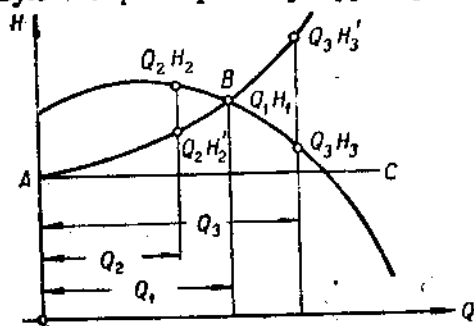
Работа каждого насоса характеризуется, как известно, рядом связанных между собой величин, как-то: производительностью, напором, числом оборотов, к. п. д., потребной мощностью.

Наиболее часто встречающиеся в практике установки представляют собою соединения центробежных насосов с электромо-

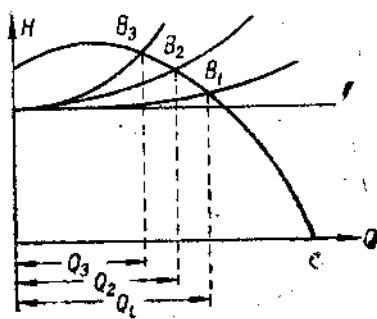
торами, причем эти моторы бывают в подавляющем числе случаев асинхронными трехфазного переменного тока, т. е. моторами, не дающими возможности изменять число их оборотов.

Работе насосов при определенном числе оборотов соответствует вполне определенная кривая $Q-H$, выражающая графически зависимость между производительностью и напором, развиваемыми насосом. Полная высота преодолеваемого напора состоит из статической высоты подачи, т. е. разности отметок уровня нагнетания и всасывания, и динамической — сопротивления в трубопроводах, которое изменяется с изменением количества перекачиваемой в трубопроводы воды (разностью скоростных напоров у выхода и входа воды в насос пренебрегаем).

Если построить в прямоугольных координатах линию статического давления и в каждой точке этой линии добавить по вертикали (черт. 12) отрезки, равные потерям напора при подаче соответствующих количеств воды, получим параболическую кривую — характеристику трубопровода.



Черт. 12

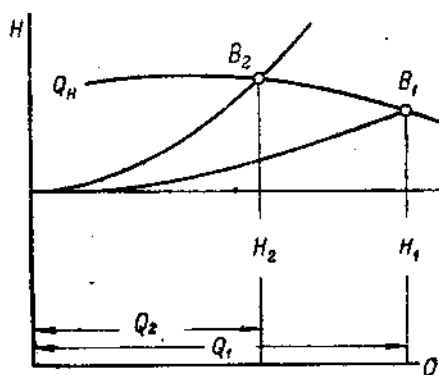


Черт. 13

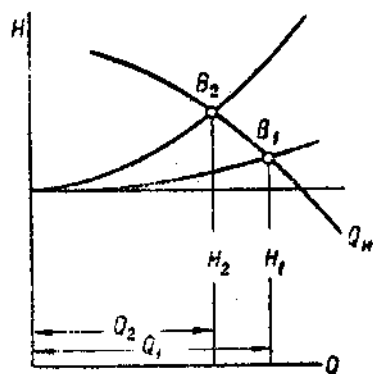
Точка B пересечения кривой $Q-H$ насоса с этой кривой определяет максимальную подачу данного насоса при нагнетании воды в данный трубопровод; меньшие производительности могут достигаться при условии частичного погашения избытка напора на задвижке; так например, если желательно достичь производительности Q_2 , то потребный напор должен быть H'_2 , а напор, развиваемый насосом при производительности Q_2 , есть H_2 , поэтому часть напора, равная $H_2 - H'_2$, должна гаситься частичным прикрытием задвижки, необходимым для уменьшения Q_1 до Q_2 . При желании достичь производительности, большей, чем Q_1 , например Q_3 (черт. 12), необходимо было бы развить насосом напор H'_3 , а насос при этой производительности развивает лишь напор $H_3 < H'_3$, следовательно такая производительность при данных условиях недостижима за недостаточностью напора, развиваемого насосом.

Когда в один и тот же трубопровод подают воду несколько насосов (параллельная работа), то определение рабочих точек B

имеет особо важное значение. Учитывая, что при работе двух насосов в тот же трубопровод, т. е. при удвоенных количествах воды, и при работе трех насосов в тот же трубопровод, т. е. при утроенных количествах воды, потери возрастут в первом случае примерно в 4 раза (2^2) и во втором примерно в 9 раз (3^2), строим искусственно кривые потери для случая работы двух и трех насосов (черт. 13), для чего от линии статического давления для соответствующих производительностей откладываем отрезки потерь, в 4 раза (при двух насосах) и в 9 раз (при трех насосах) большие, чем при работе одного насоса. При этом замечаем, что рабочая точка B сдвигается и что с увеличением количества работающих насосов максимальная производительность каждого уменьшается: например с Q_1 до Q_2 — при параллельной работе двух насосов и с Q_1 до Q_3 — при параллельной работе трех насосов. С увеличением числа параллельно работающих центробежных насосов может быть достигнуто и такое положение, когда производительность каждого из них станет настолько малой, что они все вместе не дадут производительности, большей одного отдельно работающего насоса, и, как показывает практика, в этом случае работает один насос и дает полную свою производительность, в то время как остальные работают вхолостую.



Черт. 14

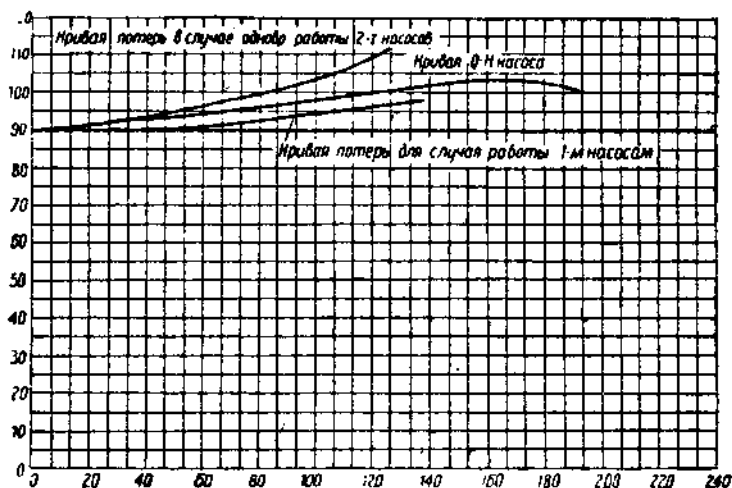


Черт. 15

Описанное явление, как видно из черт. 13, зависит от вида и взаимного расположения кривой $Q-H$ и «кривых потерь»; при более плоских кривых $Q-H$ (черт. 14) характеристик насоса разность в производительности каждого насоса в случае работы одного или же параллельной работы двух из них получается очень большой (Q_1 много больше, чем Q_2); в случае более круто направленных кривых $Q-H$ насоса (черт. 15) производительность каждого насоса при включении другого в параллельную работу также изменяется с Q_1 до Q_2 , но менее значительно, чем в предыдущем случае.

Что касается напора, то при его подсчете и заказе насосов нужно конечно учитывать сопротивления в трубопроводе, являющиеся результатом одновременной параллельной работы двух или нескольких насосов в один общий трубопровод, если такая работа предполагается. Итак, для возможности параллельной работы необходимы более крутое направление кривой $Q-H$ и некоторый максимальный напор H , полученный по расчету сопротивлений в трубопроводе.

Имел место случай, когда трехколесные насосы, заказанные для производительности 120 л/сек каждый и для напора в 96 м, работали каждый в отдельности вполне удовлетворительно, но в те же трубопроводы параллельно работать не смогли.



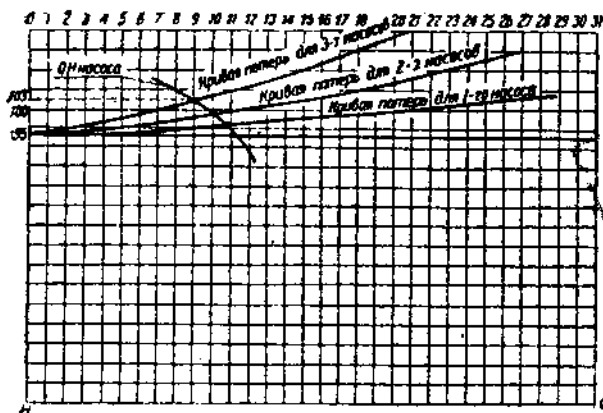
Черт. 16

Как видно из черт. 16, кривая $Q-H$ лежит выше кривой потерь, построенной для случая работы одного насоса, и ниже кривой потерь для двойных производительностей, т. е. для случая параллельной работы двух насосов. Для возможности параллельной работы двух насосов указанной производительности в 120 л/сек каждый напор, развиваемый насосами, должен был быть не менее 110 м.

На черт. 17 представлен другой случай, когда параллельная работа оказалась возможной. Практика работы после установки подтвердила правильность исследования, данного на диаграмме и проведенного до установки и заказа насосов согласно предложенным заводом кривым $Q-H$.

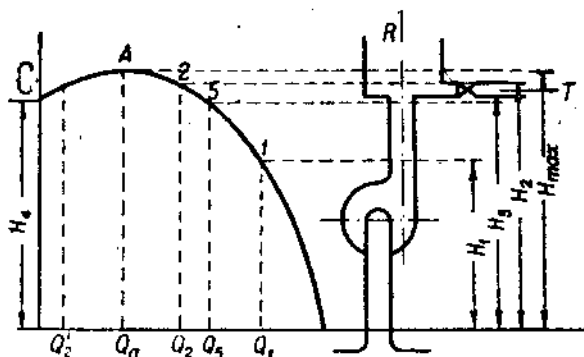
Если к кривой $Q-H$ можно провести горизонтальную касательную, то в определенной области ее каждому напору могут со-

ответствовать и две производительности. Отрезок кривой AC (черт. 18) между точкой касания и осью координат может при известных условиях характеризовать *неустойчивую работу*, в то время как остальная часть кривой — *устойчивую*. Это явление



Черт. 17

можно например легко наблюдать на насосе, работающем только со статической частью напора, т. е. с коротким трубопроводом и относительно большого диаметра. Насос подает воду в сборный резервуар R , кривая $Q-H$ насоса так начерчена, что ось X



Черт. 18

совпадает с уровнем всасывания, находящимся постоянно на одной и той же высоте, уровни же воды в трубопроводе и резервуаре соответствуют рабочим точкам насоса на кривой $Q-H$.

Точка 1 соответствует уровню воды в трубопроводе H_1 , точка 2 — уровню H_2 , после достижения которого вода может уходить

через T к месту потребления. При переходе точки I в положение 2 производительность падает с Q_1 до Q_2 . Если количество Q_2 соответствует потреблению воды, наступает установившееся состояние.

Если же Q_2 больше потребности, т. е. насос перекачивает больше потребности, то уровень воды в резервуаре поднимается, рабочая точка приближается к наивысшей точке кривой A , причем производительность насоса уменьшается до Q_a . Если потребление воды в этот момент еще меньше, чем Q_a , уровень воды в резервуаре мог как будто подняться еще выше, но это невозможно, так как самая высшая точка уже достигнута и соответствует $H_{\max}$.

Насос в это время *„выходит из равновесия“*, как говорят, *„защелкивается“* и больше не качает. Напор падает до H_3 ; уровень воды в резервуаре выше, чем H_3 , и наступает обратное течение воды. Резервуар опорожняется через насос, если вода не успевает уходить к месту потребления. Лишь при понижении уровня воды в резервуаре до H_3 насос опять начинает работать (перекачивать воду) (переход с точки C к точке b). Трубопровод и резервуар опять наполняются и т. д. Это явление может повторяться до тех пор, пока могут наступать расходы меньшие, чем Q_a .

Если статическая часть высоты напора так мала, что не превосходит давления холостого хода насоса, т. е. величины H при $Q=0$, то явления неустойчивой работы могут и не наступать. Из сказанного следует, что в кривой $Q-H$ нужно стремиться к исключению из работы неустойчивых участков.

Из практики известен случай, когда установленные насосы в определенные часы суток допускали параллельную работу; в определенные же часы суток той же параллельной работы получить не удавалось. По проведении соответствующего исследования выяснилось, что вследствие соответствующих изменений Q и H рабочая точка переходила на ветвь кривой с неустойчивой работой. Вообще существуют различные требования к виду кривой $Q-H$; при изменяющейся высоте напора (параллельная работа, т. е. то работа одного, то двух или n насосов) желательно по возможности и более крутое направление кривой $Q-H$; при изменяющихся количествах воды и одинаковой высоте напора желательно более плоское направление кривой $Q-H$. То и другое направление кривой $Q-H$ обусловлено конструкцией рабочего колеса насоса.

Для параллельной работы желательно иметь насосы с возможно незначительными участками неустойчивой работы на кривой $Q-H$ или даже вовсе без таких участков.

Относясь с осторожностью к определению напора, который должен развить насос при включении в параллельную работу, и к виду кривой $Q-H$, нужно не менее осторожно отнестись и к потребной мощности мотора. Дело в том, что обычный харак-

тер кривых $Q-H$ насосов, предназначенных к параллельной работе, должен соответствовать характеру кривой черт. 15 (крутое направление кривой).

Из этого чертежа легко усмотреть, что при подсчете мощности мотора при параллельной работе по формуле $N = \frac{QH}{75\eta}$ под

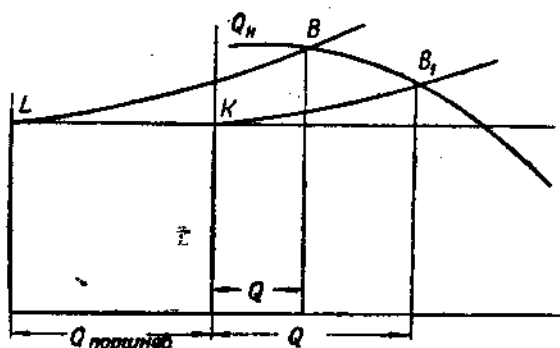
Q нельзя понимать производительность насоса только при параллельной работе, так как в том случае, когда насос будет работать только один (другой выключен) потери в трубопроводе уменьшаются, рабочая точка из B_2 переместится в B и производительность насоса сильно возрастет, причем так как это возрастание производительности может быть значительно большим, чем соответствующее уменьшение напора, т. е. в формуле, приведенной выше, Q может сильнее увеличиться, чем H уменьшится (все это в зависимости от характера кривой $Q-H$), то и потребная мощность значительно увеличится. Если еще принять во внимание, что гарантированные заводами к. п. д. насосов нужно понимать лишь при определенных производительностях и что при увеличении производительности к. п. д. такого насоса может понизиться, следовательно η в формуле для N может уменьшиться, то станет ясным, что мощность мотора, рассчитанная по формуле даже с обычно принимаемыми 10—15% на перегрузку, может оказаться малой и в этом случае при работе только одного насоса он может перегружаться и греться со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Во избежание сказанного следует мощность моторов выбирать с учетом отмеченных моментов в работе и, не надеясь на своевременное соответствующее прикрытие регулирующего шибера, если это возможно, иметь на станции автоматические приборы, выключающие мотор из работы в случае перегрузки.

В этом смысле нужно еще сделать вывод, что при заказе оборудования следует у заводов, поставляющих его, получить кривые $Q-H$ предлагаемых заводами насосов.

Рассмотрим еще случай параллельной работы центробежного насоса с поршневым. У поршневого насоса, как известно, производительность зависит от числа двойных ходов поршня или, что то же, от числа оборотов двигателя, напор же может достигаться любой, конечно в определенных пределах, поскольку позволяет мощность двигателя. Характеристика работы поршневого насоса выражается прямой, параллельной оси ординат. Если представить эту характеристику работы поршневого насоса (при некотором n) проходящей в отрицательном направлении оси X (черт. 19) в виде прямой, отстоящей от оси Y на расстоянии $Q_{\text{поршня}}$ провести линию статического давления и если построить от точки K кривую KB , потерь при работе только центробежного насоса и кривую потерь LB от точки L , соответствующую суммарной производительности центробежного

насоса и поршневого, то получим, что предельная производительность центробежного насоса в том случае, если поршневой насос выключен, равна Q_1 , но, как только включим в работу и поршневой насос, рабочая точка перемещается из B_1 в B (точка B есть пересечение кривой $Q-H$ насоса с кривой потерь, соответствующей параллельной работе обоих насосов) и производительность центробежного насоса уменьшается до Q при одновременной полной производительности поршневого насоса. Если поршневой насос выключить, производительность центробежного насоса тотчас же увеличится с Q до Q_1 .



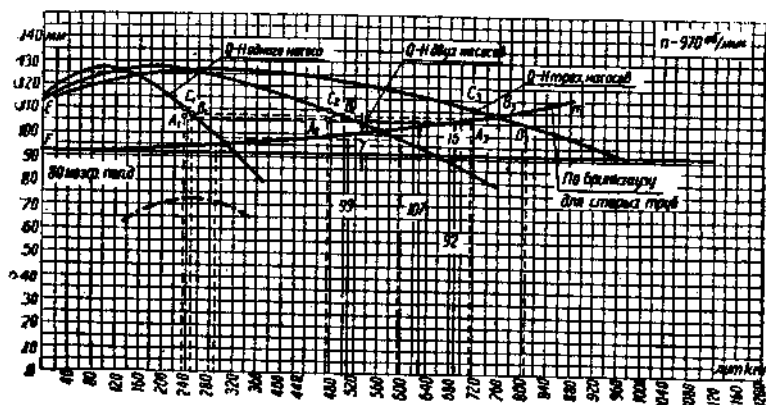
Черт. 19

При упомянутом выше включении поршневого насоса в параллельную работу с центробежным могут быть случаи, когда производительность последнего может упасть до нуля (т. е. параллельная работа вовсе невозможна) или стать очень малой, тогда насос будет работать при очень низком к. п. д. причём конечно такая работа экономически будет чрезвычайно невыгодна.

На черт. 20 представлен графически другой способ исследования параллельной работы центробежных насосов. Как видно из чертежа, в этом случае характеристика трубопровода остается одной и той же, но кривая $Q-H$ насоса искусственно перестраивается так, что новая точка новой кривой $Q-H$ при той же ординате, т. е. при том же напоре, имеет абсциссу, т. е. производительность, увеличенную в 2 или 3 раза в зависимости от того, для скольких параллельно работающих насосов строится новая кривая $Q-H$. Точки пересечения перестроенных таким образом кривых $Q-H$ с характеристикой трубопровода определяют суммарную производительность двух (для случая работы двух) или трех (для случая работы трех) насосов, включенных параллельно.

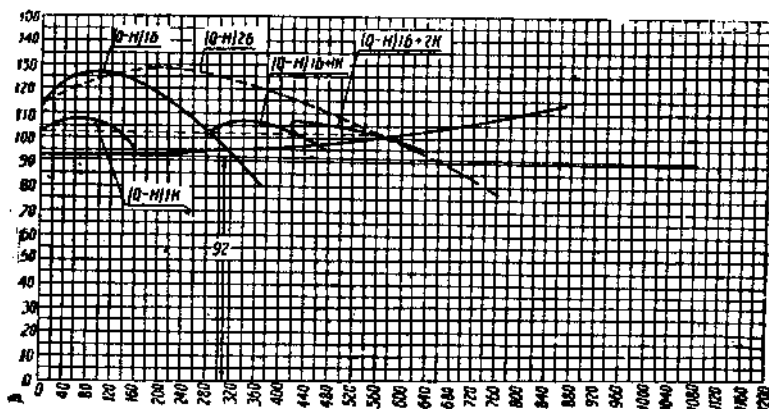
На этом чертеже представлено исследование параллельной работы двух и трех центробежных насосов 14" завода „Борец“, намеченных к установке на насосной станции, проведенное по указанному выше способу. Как видно из чертежа, при ра-

боте одного насоса производительность его равна 310 л/сек, при работе двух — общая их производительность равна 570 л/сек, или производительность каждого 285 л/сек, и при работе трех насосов общая их производительность равна 760 л/сек, или производительность каждого 253 л/сек.



Черт. 20.

В этом случае при крутом направлении кривой $Q-H$ вопрос параллельной работы насосов разрешается довольно хорошо.



Черт. 21.

На черт. 21 дано исследование параллельной работы уже работающих на станции центробежных насосов с центробежными насосами, развивающими другие Q и H , предположенными к заказу и установке.

Исследование ведется по второму методу, т. е. при остающейся характеристике трубопровода строится кривая для работы

одного старого и одного нового, двух старых и одного нового насосов и т. д.

На основании изложенного могут быть сделаны следующие выводы:

а) Параллельная работа центробежных насосов требует напоров, развиваемых насосами, с учетом суммарных потерь в трубопроводах, возникающих при работе всех параллельно работающих насосов.

б) Параллельная работа центробежных насосов требует кривых $Q-H$, соответственно круто направленных.

в) Параллельная работа центробежных насосов должна производиться в пределах устойчивой части кривых $Q-H$ насосов; неустойчивые ветви кривых $Q-H$ должны быть из работы исключены.

г) Давление холостого хода насосов должно быть выше статической части высоты напора.

д) При параллельной работе нескольких центробежных насосов моторы должны быть рассчитаны с учетом возможной перегрузки вследствие возможного выключения некоторых насосов.

е) Заводы, изготавливающие насосы, обязаны предоставлять в распоряжение организаций, проектирующих насосные станции, кривые $Q-H$ предположенных к изготовлению или поставке насосов.

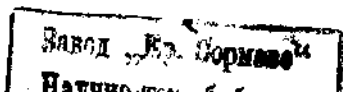
ж) В процессе проектирования насосной станции впредь до подтверждения заводу, изготовляющему насосы, заказа необходимо провести исследование возможности параллельной работы насосов (если таковая проектом предусматривается).

Изучение условий параллельной работы центробежных насосов при отсутствии характеристик и водомеров.

Графическое исследование параллельной работы насосов и сделанные из него выводы должны найти себе широкое применение в практике проектирования и эксплуатации насосных установок. Однако обследование целого ряда водопроводов показало, что на подавляющем большинстве из них насосы не имеют характеристик, а на многих отсутствуют и водомеры (или, если они и имеются, то не работают или работают неправильно), которые позволили бы восстановить характеристики.

Сказанное привело к необходимости создать такой метод определения условий параллельной работы насосов, при котором эти условия на работающих насосах могут быть уточнены и при отсутствии характеристик насосов и водомеров.

В целом ряде исследований водопроводных сооружений: отстойников, водоводов, водомеров и пр., употребляется



химический метод определения скоростей движения и т. п., позволяющий разрешать ту или иную конкретную задачу. Этот же метод положен нами в основу поставленной задачи определения условий параллельной работы насосов, установленных и работающих.

По существу в основном примененный способ сводится к определению производительности насосов в различных условиях их работы, а при наличии этих производительностей и при наблюдении за соответствующими показаниями манометров и вакууметров — к составлению характеристик насосов.

Ниже описан способ определения производительности центробежных насосов при помощи раствора поваренной соли, примененный автором на станции I и II подъемов Алмазно-марьевского водопровода (Донбасс).

Идея этого способа, примененная нами впервые для данного конкретного случая (параллельная работа насосов), заключается в том, что раствор тех или иных солей впускается во всасывающую трубу центробежного насоса и, проходя через насос, смешивается там энергично с перекачиваемой водой (насос представляет собой прекрасный смешивающий механизм).

Определения концентрации того же раствора в пробах воды из напорного трубопровода непосредственно за насосом приводят к тем меньшей концентрации раствора, чем больше подача насоса за тот же промежуток времени.

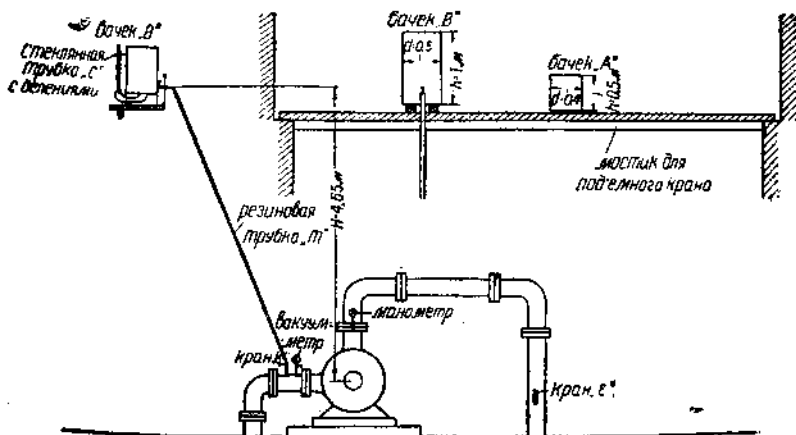
Здесь благодаря исключительно хорошему смешиванию в насосе должна быть строгая пропорциональность; так например, если впущенный в течение t сек. во всасывающую трубу раствор имел концентрацию A мг/л, а количество впущенного раствора за тот же промежуток времени равно a литров, то всего солей введено в насос Aa миллиграммов, а в секунду

$\frac{Aa}{t}$ миллиграммов. То же количество солей должно получиться в 1 сек. и за насосом. Если производительность насоса равна Q л/сек, а количество солей, определенное из напорного трубопровода, есть B мг/л, то $\frac{Aa}{t} = BQ$, откуда $Q = \frac{Aa}{tB}$ л/сек.

Наиболее простым и доступным реактивом, не вызывающим притом никаких возражений с санитарной точки зрения, является поваренная соль, каковая и принята была в экспериментальной работе. Необходимо заметить, что в случае содержания в данной воде тех же солей, какие вводятся в виде раствора, содержание этих солей при соответствующих подсчетах должно быть учтено и исключено. Так приходится поступать при введении поваренной соли, так как хлориды постоянно в воде имеются.

На черт. 22 указаны приборы и оборудование, примененные при данном способе. Приборы эти просты и могут быть легко

и почти без всяких затрат осуществлены на любой насосной установке.



Черт. 22

Бачок *A* служит для растворения соли. Бачок *B* предназначен для готового раствора, подаваемого в трубопровод. К нему приделаны: стеклянная трубка *C* с делениями, позволяющая следить за уровнем раствора в бачке *B*, кран *D*, к которому прикрепляется трубка *T* для подачи раствора в трубопровод. Трубка *D* при подаче раствора соединяется с краном *K*, установленным на всасывающей трубе. Такой же кран *E* с изогнутой трубкой *Ж* установлен и на напорной трубе.

Бачок *В* устанавливается на той или иной отметке в зависимости от давления во всасывающем трубопроводе с тем, чтобы раствор мог свободно поступать в трубопровод. На насосе должны быть установлены манометр и вакуумметр.

Как уже упомянуто выше, определение производительности и построение характеристик насосов впервые проведены на Алмазно-марьевском водопроводе, на насосной станции I и II подъёмов.

На I под'еме установлены четыре центробежных насоса производительностью (согласно табличкам на насосах) по 450 м³/час каждый, напором около 30 м, мощностью каждый около 80 л. с. и числом оборотов 1450 в минуту.

На II под'еме установлены также четыре насоса различных производительностей и напоров (также согласно табличкам на насосах).

Так, насос № 1 имел: производительность $Q = 250 \text{ м}^3/\text{час}$,
напор $H = 420 \text{ м}$,
число оборотов $n = 1450 \text{ в } 1 \text{ мин.}$,
мощность $N = 650 \text{ л. с.}$

Насосы № 2 и 3—производительность (каждого) $Q = 400 \text{ м}^3/\text{час}$
напор $H = 280 \text{ м}$,
число оборотов $n = 1450 \text{ в 1 мин.}$,
мощность $N = 750 \text{ л. с.}$

Насос № 4—производительность $Q = 800 \text{ м}^3/\text{час}$,
напор $H = 280 \text{ м}$,
число оборотов $n = 1500 \text{ в 1 мин.}$,
мощность $N = 1100 \text{ л. с.}$

Все насосы как I, так и II под'емов соединены непосредственно на одном валу с электромоторами трехфазного тока.

На станции I под'ема изучались условия работы всех четырех насосов как при отдельной их работе, так и при параллельной в различных комбинациях.

На II под'еме изучались условия работы двух насосов (№ 4 и 3), остальные два насоса в момент опытов находились в ремонте. Здесь также изучались условия как отдельной работы каждого насоса, так и особенно параллельной работы двух насосов.

Порядок проведения работ для всех насосов был одинаков. Ниже приводится подробное описание определения производительностей и построения характеристики насоса № 3 II под'ема и определение производительностей насосов № 3 и 4 (каждого в отдельности) при параллельной их работе.

При проведении исследования бачки А и В, показанные на черт. 22, были установлены на под'емном кране на высоте, равной приблизительно 4,65 м от оси испытуемого насоса. Это было вызвано тем обстоятельством, что насосы II под'ема постоянно залиты водой из напорного резервуара и таким образом во всасывающем трубопроводе имеет место давление около 1—2 м вод. ст.

Так как бачок А по объему был значительно меньше бачка В, то раствор поваренной соли готовился несколько раз в бачке А и затем переливался в бачок В до тех пор, пока не было получено количество раствора, позволяющее провести все необходимые определения по данному насосу.

После того как раствор был приготовлен и протитрован (в бачке В), на насосах установлены заранее проверенные манометр и вакууметр и заготовлено соответствующее количество бутылок для взятия проб воды, было приступлено к самому исследованию.

Открывая в большей или меньшей степени задвижку на напорном штуцере насоса, замечали те или иные показания манометра, соответствующие различным производительностям насоса. Далее выбрали ряд характерных показаний манометра и заметили соответствующее положение задвижки, при каковой величине соответствующие определения, описываемые в той же последовательности, как это имело место в исследовании.

При совершенно открытой задвижке на напорном штуцере насоса записываются показания манометра и вакуумметра. Затем берется проба перекачиваемой воды (до впуска раствора) из крана *Е* на напорном трубопроводе в заранее подготовленные бутылки для определения содержания хлоридов в перекачиваемой воде. После этого по сигналу замечается время и открывается кран *К* на всасывающем трубопроводе и пускается раствор в последний. Спустя несколько секунд (10—15), выждав пока не наступит установившееся движение впускаемого раствора, наблюдатель снова замечает время и одновременно положение уровня раствора соли в бачке *В* по делениям на стеклянной трубке *С*. По второму сигналу из крана *Е* берутся одна за другой две пробы воды в бутылки с заранее наклеенными этикетками с указанием номера насоса, положения задвижки и номера пробы. Когда таким образом пробы воды взяты, наблюдатель снова замечает время и одновременно положение уровня раствора в бачке *В* по стеклянной трубке *С* и по третьему сигналу закрывает кран *К*, прекращающий поступление раствора.

После этого прикрывают задвижку до другого—заранее намеченного—положения и снова повторяют все те же действия (т. е. записывают показания манометра и вакуумметра, впускают раствор, берут пробы воды и т. д.) за исключением взятия проб перекачиваемой (неподсоленной) воды, каковые брались только 1 раз перед началом исследования.

При исследовании отдельной работы каждого насоса пробы воды брались при четырех положениях задвижки, начиная от того положения, когда задвижка была совершенно открыта, до того, когда она была почти совершенно закрыта. Одному из этих четырех положений задвижки соответствовало максимальное показание манометра. При пятом положении задвижки, т. е. когда она была совершенно закрыта, записывались только показания манометра и вакуумметра (давление холостого хода). Таким образом были определены пять точек кривой $Q-H$, по которым она была построена.

Все данные, относящиеся к описанному исследованию, сведены в сводную табл. 3.

Следует отметить, что колебания уровня раствора соли в бачке *В* при каждом определении не влияли на равномерность поступления раствора, так как понижение уровня раствора в бачке *В* при одном определении выражалось величиной, равной в среднем около 5 см. При общем напоре $H = 4,65$ м высота в 5 см безусловно существенного влияния не оказывала.

После окончания исследования работы насоса № 3 было проведено исследование параллельной работы двух насосов № 3 и 4 под'ема. Эти исследования заключались в определении максимальной производительности каждого из насосов при их параллельной работе.

Данные по исследованию отдельной работы насоса № 3 и параллельной с насосом № 4 наст. II под'ема Алмазно-марьевского водопровода

Таблица 3

№ насоса	Полный напор в водост.	Израсходовано раствора	Кол-во хлора (связанного) в 1 см ³ в мг	Израсходовано хлора в мг из раствора	Содерж. хлора в перекиси, в мг в мг/л	Содерж. хлора в подсол. в мг/л	Избыток хлора в подсол. в воде протит. перекиси в мг/л	Время подачи раствора в минутах	Производ. насоса в м ³ /час
№ 3 при отд. работе	191,5	5 960	139,5	831 420	101	220	119	0,795	527
№ 3 » »	235	5 960	139,5	831 420	101	258	157	0,780	407
№ 3 » »	260	5 960	127	765 920	100	456	356	0,553	231
№ 3 » »	235,3	5 960	127	765 920	100	878	778	0,580	105
№ 3 » »	220	Холостой ход							
Параллельн. работа насоса № 3	231	5 960	124	730 040	82	186	104	1,01	422
» » № 4	231	5 960	124	739 040	82	158	76	0,618	900

Для этого была использована та же установка и применен тот же метод исследования, что и в описанном выше случае.

Насосы № 3 и 4 подавали воду в один водовод при совершенно открытых задвижках на напорных штуцерах. Записывались показания манометров и вакууметров на каждом насосе. Затем бралась проба перекачиваемой воды из крана *Е* на напорной трубе того насоса, производительность которого определялась в первую очередь.

После этого открывался кран на всасывающем трубопроводе, впускался раствор в последний и производились (те же, как и описанные выше) наблюдения за количеством поступающего раствора, брались две пробы воды (подсоленной) одна за другой. Затем поступление раствора прекращалось. Снималась пробка *Г* с крана *К* на всасывающей трубе насоса № 3 и одевалась на тот же кран насоса № 4, и сейчас же производились те же действия, что и с насосом № 3, т. е. бралась проба перекачиваемой насосом № 4 воды, впускался раствор во всасывающую трубу насоса № 4 и т. д.

Таким образом были определены производительности каждого из насосов при их параллельной работе, причем во все время исследования при параллельной работе насосов наблюдения за показаниями манометров и вакууметров не прекращались. Давления, развиваемые каждым из насосов, были примерно одинаковыми.

Определенные производительности насосов при параллельной работе при проверке их с характеристиками каждого из насосов, построенными в результате проведенных исследований, были вполне согласованы. Те расхождения, какие имели место (разность в напорах в 2—3 м), при численном значении этих напоров в 225—230 м существенного значения не имеют. Проведенная работа имеет колоссальное практическое значение, так как позволяет на каждой насосной станции уточнить целый ряд весьма больших для нормальной эксплуатации вопросов без характеристик насосов, без водомеров, без сложного и дорого стоящего оборудования и дает возможность значительно рационализировать работу станций.

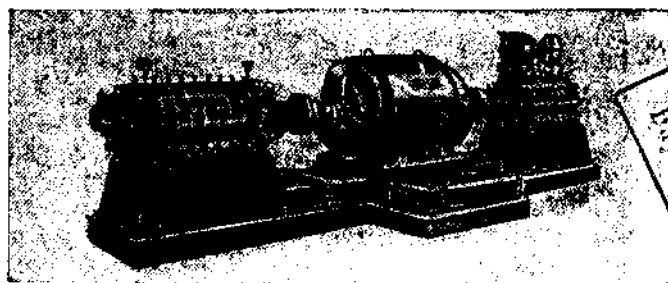
*
*
*

Идея последовательной работы центробежных насосов до некоторой степени отражена в типе многоколесного насоса и— в еще большей степени— в некоторых конструкциях агрегатов, развивающих очень большие напоры, как это представлено на черт. 23.

Здесь 17-камерный насос производительностью 3000 л/мин и напором 728 м представляется разделенным на две последовательно соединенные части, приводимые в движение общим мотором: вода по выходе из напорного штуцера первой части агрегат поступает во всасывающий штуцер второй части

с соответственно большим давлением и оставляет напорный штуцер этой части агрегата с давлением, равным сумме давлений, обусловленных работой первой и второй частей насоса.

Расположение насосов, приводимых в движение отдельными двигателями (хотя бы и установленными в разных местах), называется последовательным в том случае, когда напорный трубопровод, идущий от первого, присоединен ко всасывающему штуцеру второго; в этом случае напоры, развиваемые обоими насосами, суммируются (за вычетом потерь в соединяющем их трубопроводе) аналогично тому же, как и в случае установки одного насоса и подачи к нему воды под давлением. Этим



Черт. 23

Завод «К. Сормово»
Бул.-тех. бл.-ка.

пользуются при устройстве подстанций при желании увеличить напор воды, подаваемый в какую-либо отдельную зону, и т. д.

IV. СОЕДИНЕНИЕ НАСОСОВ С ДВИГАТЕЛЯМИ

Каждый водоподъемный агрегат состоит из насоса и двигателя, приводящего его в движение. Из последних наиболее часто встречающимися являются:

- 1) электромоторы;
- 2) двигатели внутреннего сгорания;
- 3) паровые двигатели, т. е. паровые машины и паровые турбины.

Перечисленные выше машины при современном состоянии машиностроения представляются в виде ряда отдельных групп в зависимости от принятых в каждой группе чисел оборотов.

Всякий электродвигатель и паровая турбина по природе своей быстроходны. Переход на тихоходные агрегаты обуслов-

ливаает громоздкость их; с другой стороны, постройка быстроходных паровых машин и двигателей Дизеля невозможна. Поэтому при применении быстроходных электродвигателей и особенно паровых турбин для приведения в действие насосов необходимо бывает тем или иным способом снизить число оборотов; при применении для этой же цели паровых машин и двигателей Дизеля — повысить число оборотов. Ясно, что в зависимости от установки той или другой машины-двигателя в водоподъемном агрегате осуществляется та или иная передача от двигателя к машине-орудию — насосу. Ввиду наличия двигателей и насосов с различными числами оборотов существуют и различные передачи.

В водоподъемных агрегатах применяются следующие передачи:

- 1) передача непосредственно от двигателя к насосу при одинаковых числах оборотов и одинаковом направлении вращения;
- 2) ременная передача;
- 3) зубчатая передача.

Всякая неравномерность вращения вызывает нежелательные колебания, потерю энергии и пр. Наиболее выгодной передачей является передача от двигателя к насосу путем соединения их на одном валу. В этом случае потери энергии самые незначительные. При зубчатых колесах имеются значительно большие потери энергии, достигающие в крупных редукторах лучших заводов 2—3%, а в обычных случаях в зависимости от передаваемой мощности и конструкции передачи — 5%. В ременных передачах имеют место большие потери, колеблющиеся примерно в зависимости от передаваемой мощности и конструкции передачи в пределах 5—10%.

Рассмотрим названные передачи.

Непосредственное соединение двигателя с насосом

Ввиду возможности передачи электроэнергии на значительное расстояние, возможности и легкости дробления ее для ряда индивидуальных приводов, ввиду целого ряда экономических соображений электрические двигатели нашли себе чрезвычайно большое применение и на водоподъемных сооружениях.

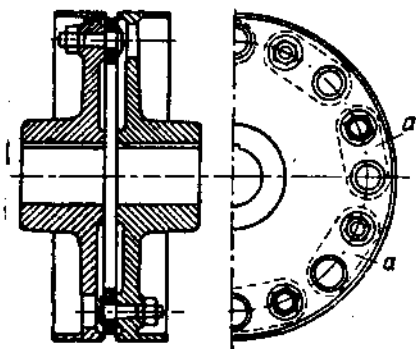
Возможность соединения электромотора и центробежного насоса непосредственно на одном валу почти без всяких промежуточных передач при одинаковых числах оборотов, простота обслуживания и самого агрегата и передачи, незначительная площадь, занимаемая агрегатом, и отсутствие необходимости в дополнительной площади для осуществления передачи дают большие преимущества центробежным насосам, соединенным на одном валу с электромотором, т. е. электронасосом.

В таких агрегатах чаще всего насос и электромотор располагаются на общей фундаментной плите. Соединение же произ-

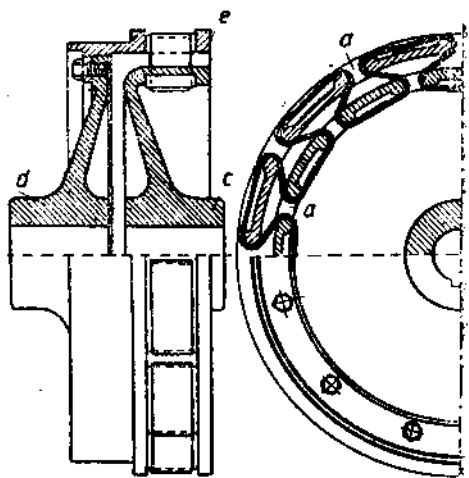
водится при помощи муфт, играющих в их современной конструкции существенную роль в насосных установках; вследствие большого числа оборотов у центробежных насосов представляется возможным непосредственное соединение их на одном валу также и с паровыми турбинами (турбонасосы). Муфты же употребляются и для соединения редукторов, описываемых ниже, с двигателем с одной стороны и насосом — с другой.

Вследствие того что электромоторы и турбины можно включать одновременно с включением насосов, так как нагрузки возрастают постепенно, муфты в электронасосах и турбонасосах применяются неподвижные; последние вообще делятся на глухие и эластичные. Глухая дисковая муфта состоит из двух половин дисков, сидящих отдельно на конце вала насоса и мотора. Соединение муфты производится болтами. В целях безопасности для предотвращения возможности захватывания посторонних предметов выступающими частями при вращении муфты, головки болтов, а также их гайки погружены в соответствующие выточки в половинках муфт. Для центрирования соединяемых валов делаются выточки в одной половинке муфты, а в другой — соответствующий этой выточке и входящий в нее выступ.

Эти муфты применяются в тех случаях, когда возможна работа без толчков или же когда появляющимися во время работы агрегата толчками можно пренебречь как не оказывающими вредного действия на работу агрегата.



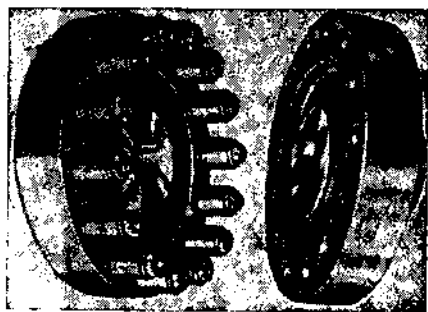
Черт. 24



Черт. 25

В подавляющем большинстве случаев является необходимость смягчить толчки и удары при передаче движения от одного вала к другому, могущие возникнуть в силу ряда причин и вредно отзывающиеся на работе агрегата; в этих случаях применяются упругие или эластичные муфты. На черт. 24 изображена дисковая эластичная муфта, состоящая из двух половин. Каждая

половина муфты заклинивается на валу наглухо. В отличие от глухой дисковой муфты здесь половинки муфты не стягиваются болтами. Между дисками муфты, как показано на черт. 24, вкладываются кожаные прокладки *a*, притягиваемые болтами одним концом к одному диску и другим—к другому. Передача вращательного момента производится этими кожаными прокладками, работающими на рыв; здесь концы болтов с гайками находятся также в соответствующих для этого углублениях.



Черт. 26

произведена свободно при отнятии цилиндрической закраины половинки муфты *a*, крепящейся к последней болтами, как это показано на чертеже.

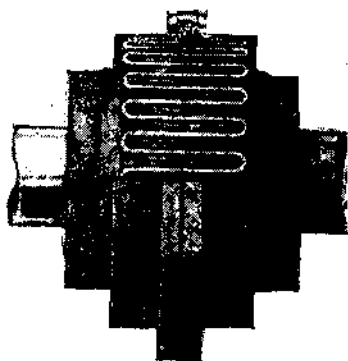
Большим распространением пользуется эластичная муфта, показанная на черт. 26.

Муфта состоит из двух половинок, одна из которых имеет цапфы, на которые одеты резиновые кольца, а другая—соответствующие этим цапфам цилиндрические отверстия, в которые и входят цапфы.

При пуске двигателя диск муфты с цапфами начинает вращаться, резина на последних сжимается до тех пор, пока не начнет вращаться другой диск.

На черт. 27 и 28 показана муфта, состоящая из двух одинаковых стальных дисков, на цилиндрических закраинах которых сделаны зубцы и прорезы, увеличивающиеся к середине. В прорезы, как показано на чертеже, заложена изогнутая зигзагообразная стальная лента, которой и передается крутящий момент. Зигзагообразная лента прикрывается кожухом, состоящим из двух половин, стягиваемых болтами. Эластичные муфты имеют целый ряд преимуществ, заключающихся в некоторой подвиж-

На фиг. 25 представлена ленточная муфта Цодель Фойт. Муфта состоит из двух дисков, закрепляющихся на концах валов наглухо. Наружные закраины дисков расположены концентрично друг к другу с надлежащим зазором. Закраины снабжены прорезами с закругленными краями; сквозь эти прорезы протянут ремень, который и передает вращательный момент от одного диска другому. Замена ремня может быть



Черт. 27

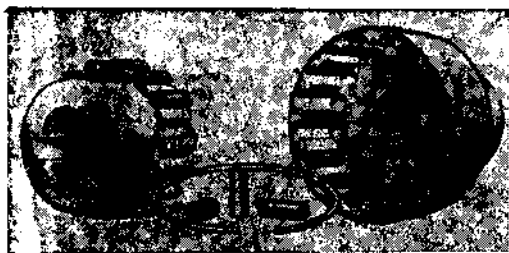
ности одной части их по отношению к другой, имеющей существенное значение при некоторой неточности в установке агрегата (вала насоса и мотора), при наступающей иногда некоторой осадке фундамента, при неравномерности износа подшипников. Указанная подвижность одной полумуфты по отношению к другой у различных муфт различна. (У электромоторов это также может иметь существенное значение, так как позволяет ротору мотора занять соответствующее место в магнитном поле неподвижного статора.)



Черт. 28

Некоторое осевое перемещение возможно обычно в пределах нескольких миллиметров (при больших муфтах и до 20 мм) и, как указывается заводами, строящими муфты, не влияет на к. п. д.

На черт. 29 представлена муфта Вюльфель-Изела, состоящая



Черт. 29

из внутренней части и колоколообразной наружной части. Обе части имеют соответственно на внутренней и внешней окружностях обода одинаковое количество выемок, которые, складываясь вместе, образуют цилиндрические отверстия, куда вставляются стержни для передачи окружного усилия. Стержни изготовлены

из упругого изолирующего материала и предохранены от выпадения особым кольцом, находящимся в кольцевой канавке во второй части муфты.

Муфта допускает также некоторое перемещение валов в осевом направлении. Материал стержней выбран обладающий изоляционными свойствами с тем, чтобы возможная порча изоляции в моторе не оказывала влияния на машину (насос), присоединенную к мотору.

Зубчатая передача

При наличии в водоподъемном агрегате двигателя и насоса с разными числами оборотов при соединении их требуется введение передачи, повышающей или понижающей число оборотов насоса; так например, в некоторых случаях при соединении центробежного насоса с паровой турбиной необходимо вводить понижающую передачу, а центробежного насоса с двигателями Дизеля — повышающую. Для получения компактного агрегата необходимо иметь и компактную передачу. Этим условиям удовлетворяют передачи при помощи зубчатых колес. Последние служат для принудительного преобразования движения между двумя вращающимися валами. В зависимости от расположения валов различают и зубчатые колеса, а именно: при параллельных осях вращения — цилиндрические, при пересекающихся осях — конические и при перекрещивающихся осях — гиперболоидальные и винтовые зубчатые колеса.

В водоподъемных агрегатах встречаются только параллельные оси вращения и следовательно здесь применяются только цилиндрические зубчатые колеса.

Для передачи небольших мощностей при небольших числах оборотов применяются обыкновенные цилиндрические зубчатые колеса с прямым расположением зубцов, т. е. зубец по своей длине параллелен оси вращения; в таких случаях при работе колес зубцы вступают в зацепление и соприкасаются сразу по всей своей длине. При изготовлении колес возможны некоторые неточности в отношении правильности профиля зуба, что может сильно отразиться на работе колес. При небольших крутящих моментах и окружных скоростях это обстоятельство не может сильно отразиться на работе колеса, а следовательно и насоса, а поэтому колеса с прямыми зубцами ввиду несложного их изготовления имеют большое распространение.

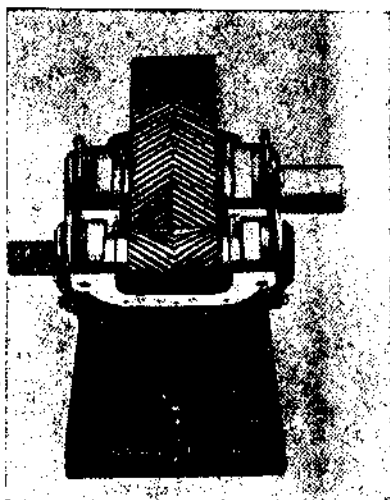
Для передачи больших мощностей и при больших скоростях на окружности колеса указанные выше неточности как расстраивающие работу передачи не могут иметь места. В этом случае должны применяться зубчатые колеса со спиральными зубцами, представляющими собою винтовую нарезку с постоянным ходом.

При работе колеса зубец первой шестерни вступает в зацепление с зубцом второй шестерни не по всей своей длине одновременно, а только по некоторой части своей поверхности, после чего последовательно вступает в зацепление и остальной частью своей поверхности. При больших углах наклона зубцов вследствие разложения окружного усилия на нормальное к зубу и тангенциальное по отношению к колесу появляется значительное осевое давление, что может потребовать дополнительных упорных устройств для вала, дабы избежать перемещения шестерни.

Указанное обстоятельство устраняется при применении колес с угловинтовыми зубцами; такое колесо представляет собой два насаженных на вал колеса с винтовыми зубцами, наклоненными в разные стороны. Для удобства изготовления таких колес с угловинтовыми зубцами их делают из двух половин, соединяемых после изготовления в одно целое. В колесах с угловинтовыми зубцами усилие, возникающее в одном колесе, уравнивается осевым давлением другого колеса. Пара таких колес видна на черт. 30. Обычные зубчатые передачи производят при работе шум.

Передача с помощью системы зубчатых колес носит название редуктора, хотя обычно под термином редуктор понимают зубчатую передачу, заключенную в соответствующую коробку.

В настоящее время не только установка двигателя Дизеля и паровой турбины, при присоединении к центробежному насосу, вызывает применение редукторов, но в некоторых случаях и установка электромотора. Связь редуктора с насосом и двигателем производится при помощи муфт, рассмотренных выше. При насосах с большим числом оборотов, например центробежных, а также при больших мощностях применяются колеса с угловинтовыми зубцами, заключенными, как указано выше, в специальную коробку. Между зубцами колес всегда имеется трение, вызывающее износ зубцов; для уменьшения износа зубцы смазывают. Смазка производится следующим образом: в корпус редуктора наливается масло с таким расчетом, чтобы нижняя часть шестерен купалась в нем. Для наблюдения за уровнем масла в корпусе редуктора делается окно, в которое вставляется масломерное стекло, а в некоторых конструкциях—контрольные пробки. При больших окружных скоростях на шестернях масло под действием центробежной силы слетает с зубцов и зубцы сильно нагреваются и быстро изнашиваются. Для устранения этого вводится смазка впрыскиванием масла между зубцами. Для этого дополнительно к редуктору может быть установлен масляный насос, приводящийся в движение от редуктора и подающий масло по трубке в промежуток между шестернями. В совершенно новых передачах масло должно меняться после одной или двух недель работы, затем уже достаточно его менять 2—3 раза в год.

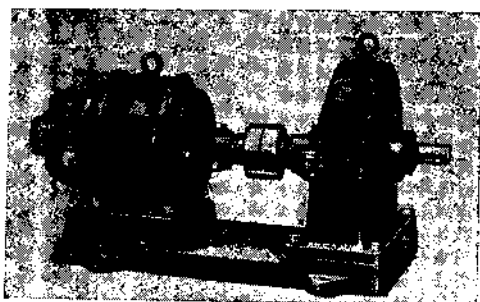


Черт. 30

Шестерни обычно выполняются из специальной хромоникелевой стали, закаливаются, и потом зубцы шлифуются на специальных станках.

В водоподъемных сооружениях передаточное отношение чисел оборотов двигателя и центробежного насоса не превосходит предела передаточного отношения пары зубчатых колес с угловыми зубцами, могу-

щего быть допущенным примерно до 20. Поэтому редукторы, применяемые в водоподъемных сооружениях, состоят обычно из корпуса и пары шестерен, в нем заключенных. Такие редукторы с одной парой шестерен называются одноступенчатыми. На черт. 30 представлен такой редуктор. Меньшая шестерня ввиду



Черт. 31

малого ее диаметра изготавливается часто заодно с валом, а большая—отдельно от вала. На валы надеты шариковые подшипники, наружные кольца которых помещаются в соответствующих гнездах корпуса и крышки коробки редуктора. Соединение крышки с корпусом производится болтами. Для наблюдения за уровнем масла в корпусе редуктора со стороны меньшей шестерни имеется соответствующее отверстие со стеклом. При значительном весе крышки в верхней части ее имеется соответствующее кольцо для подвешивания



Черт. 32

крышки. Соединение редуктора с двигателем и насосом производится с помощью муфт, половинки которых надеваются на выступающие из коробки редуктора концы валов.

Редуктор в соединении с электромотором представлен на черт. 31. На черт. 32 представлен двухступенчатый редуктор с передаточным отношением от 1:4 до 1:50. На черт. 33 в соединении с мотором показан редуктор завода Saxoniawerk в Дрездене, позволяющий осуществлять передачу с изменением

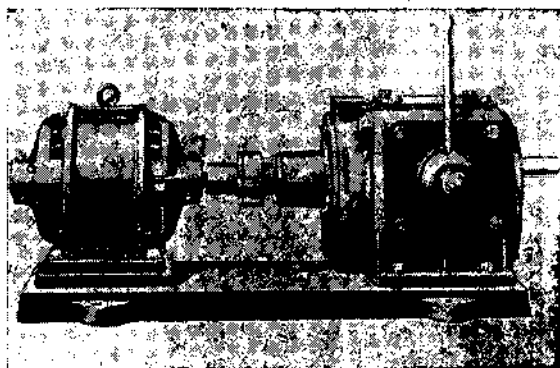
числа оборотов мотора до одного из нескольких чисел оборотов по желанию. Представленный на чертеже редуктор может дать от двух до девяти различных передаточных чисел, что осуществляется перемещением рычага.

Для понижения числа оборотов двигателя последний соединяется муфтой с валом меньшей шестерни; для повышения — с валом большей шестерни.

В последнее время появились так называемые зубчатопередаточные моторы, представляющие комбинацию электромотора с зубчатой передачей, каковая комбинация может быть непосредственно соединена с осью любого насоса без каких-либо дополнительных передач.

На черт. 34 изображен такой мотор мощностью 150 л. с. и 70 об/мин завода Лют Россен в Швеции.

Мотор этот может быть с успехом применен для приведения в действие поршневого насоса; к. п. д. всей передачи высок, а установка такого мотора даст значительную экономию места. Как видно из чертежа, ра-



Черт. 33



Черт. 34

бочая тихоходная ось, выведенная наружу, концентрична с осью муфты. Корпус передачи пристроен к корпусу мотора; вся передача, будучи заключена в общий корпус, защищена от грязи, пыли и пр.; при этом имеет место и полная безопасность работы.

Все типы передач конструируются таким

образом, что позволяют просто осуществить разборку и осмотр деталей.

На черт. 35 изображена одна из насосных станций в Берлине. Здесь центробежные насосы приводятся в действие паровыми турбинами. Насосы соединены с турбинами помощью редукто-

ров. По некоторым насосным станциям в Берлине передаточные отношения в редукторах выражаются числами, показанными в табл. 4

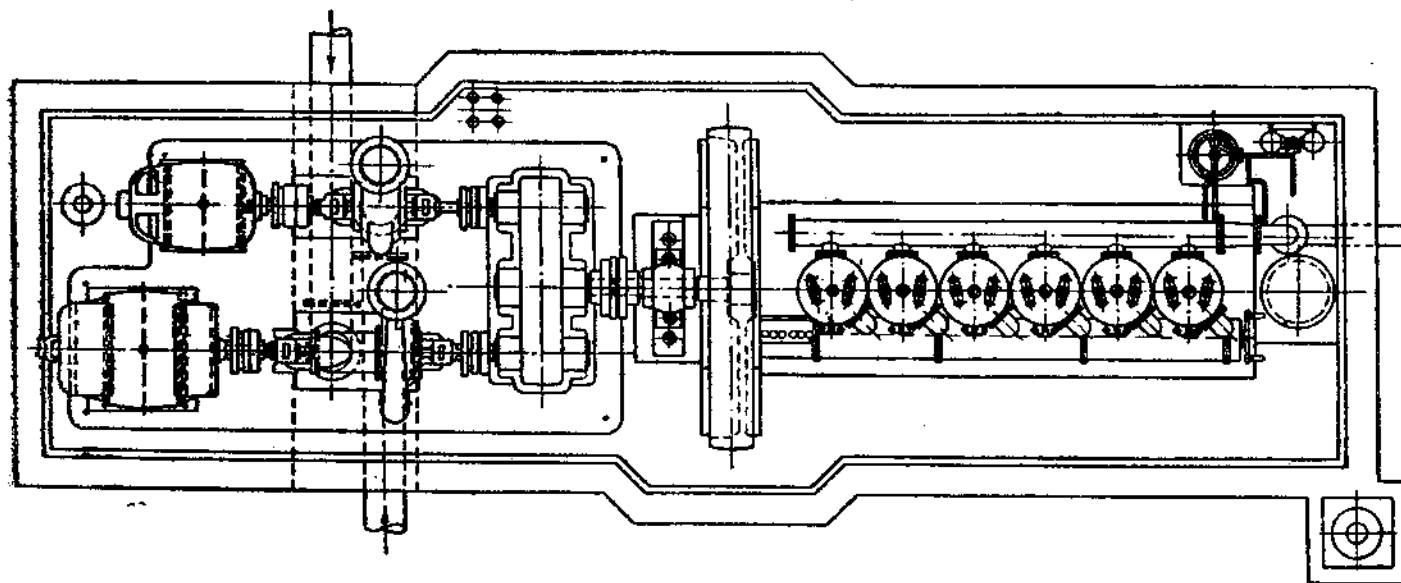
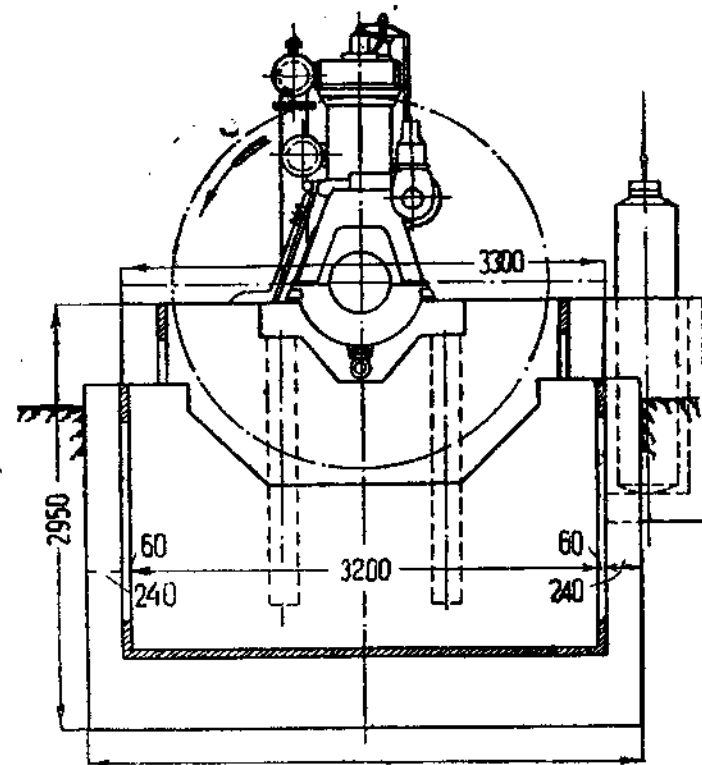
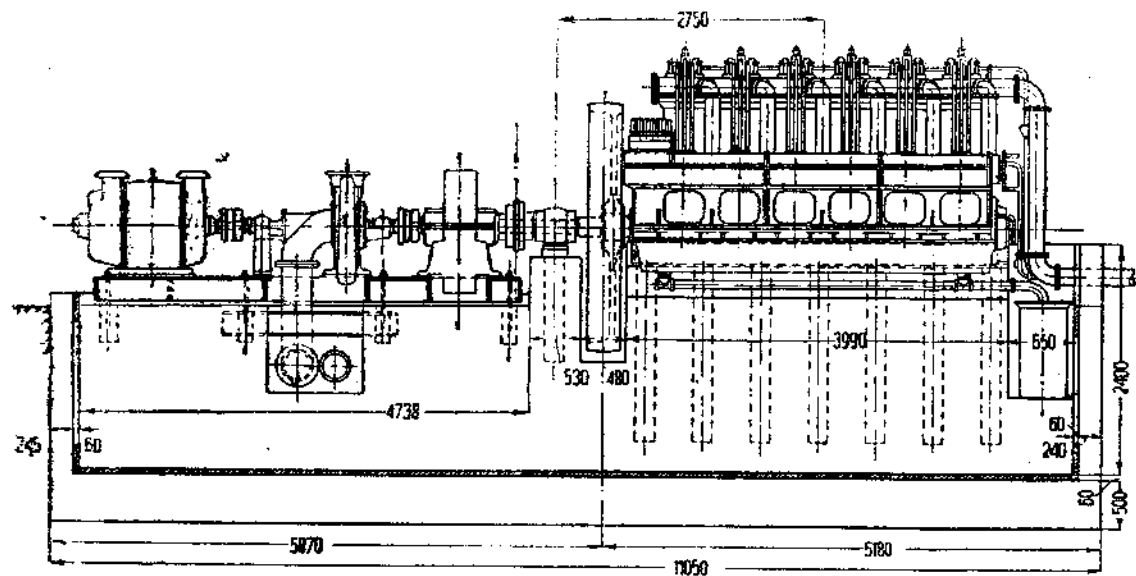
Таблица 4

Название станции	Число об/мин турбины	Число об/мин насоса	Передаточное число
Лихтенберг	5470	710	7,7
Стольце	5460	780	7
Иоганнсталь	3015	590	5,1
Тифверден	3400	665	5,1
Тегель	7850	725	10,9



Черт. 35

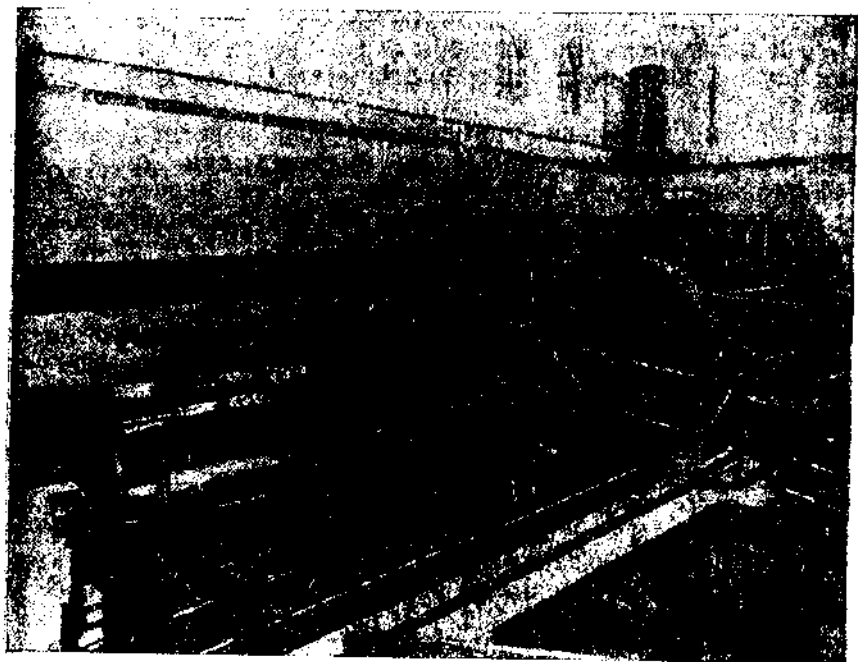
На черт. 36 представлена установка двигателя Дизеля завода Бенц мощностью в 270 л. с., работающего при 225 об/мин. Дизель приводит в действие одновременно два центробежных насоса производительностью 150 и 600 м³/час с числом оборотов 1480 и 955. Соединение дизеля с двумя насосами осуществлено с помощью редуктора завода Демаг. Из чертежа видно, что оба насоса одновременно соединены с электромоторами помощью эластичных муфт. Конструкции муфт таковы, что бз-



Завод К. С. Сорокова
Научно-тех. биол.-из.

руда позволяют на ходу выключить любой из двигателей и включить другой. На черт. 37 дан вид той же установки.

К. п. д. редукторов обычно колеблется в пределах 0,95 — 0,99, причем больший к. п. д. относится к редукторам, изготовляемым лучшими машиностроительными заводами. Современные зубчатые передачи работают при отсутствии толчков и бесшумно. В СССР производство редукторов до последнего



Черт. 37

времени специально поставлено не было, хотя некоторые заводы и изготовляли их для своих нужд (например Ростсельмаш). Производство редукторов как одной из составных частей некоторых насосных установок, позволяющих насос и двигатель использовать при наивыгоднейшем для каждого из них числе оборотов, должно быть широко поставлено в СССР.

Ременные передачи

Передача крутящего момента осуществляется здесь за счет силы трения, возникающей между рабочей цилиндрической поверхностью шкивов и ременной лентой. Для этой цели ременная лента должна быть надета на шкивы с некоторым натяжением В состоянии покоя, т. е. в то время, когда передача не работает

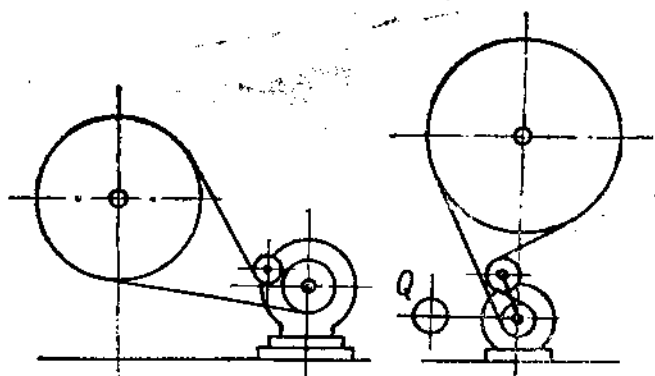
оба конца ременной ленты натянуты одинаково, во время же работы натяжение ведущей ветви больше, чем натяжение ведомой. Ременная лента огибает шкив только на некоторый угол обхвата, заключенный между радиусами, перпендикулярными к ведущей и ведомой ветвям. Чем больше этот угол, тем больше трение между рабочими поверхностями шкива и ремня и тем меньше должно быть натяжение последнего.

Чаще всего в ременных передачах встречаются кожаные плоские ремни; реже — хлопчатобумажные, из верблюжьей шерсти и др. Последние отличаются меньшей чувствительностью к изменениям температуры и влажности воздуха в рабочем помещении, но срок службы их значительно меньше, чем кожаных.

Ременные передачи применяются для передачи различных мощностей от очень малых до больших при произвольном расположении валов в пространстве. Работа передачи зависит от расстояния между валами: чем меньше расстояние, тем спокойнее работает передача. Поэтому увеличение расстояний между валами нежелательно. При параллельном расположении валов пределом служит расстояние в 10—12 м. Ввиду того что увеличение угла обхвата имеет большое значение в горизонтальных и наклонных передачах, ведущую ветвь располагают внизу, так как она более натянута, а ведомую — сверху; последняя, будучи слабее натянута, провисая, увеличивает угол обхвата. При исполнении ременных передач в водоподъемных сооружениях необходимо иметь в виду, что набегающий конец ленты на шкив должен иметь направление в средней плоскости шкива. В случае возможного отклонения требуется применение направляющих роликов, не позволяющих отклоняться от заданного направления. Наиболее распространенными формами ременных передач служат: 1) открытая, 2) перекрестная и 3) полуперекрестная.

Открытая передача применяется в тех случаях, когда вращение обоих валов направлено в одну сторону; перекрестная, когда валы вращаются в разные стороны, и полуперекрестная, когда валы скрещиваются под углом, обычно равным 90° . При перекрестных передачах каждый конец ремня поворачивается по пути на 180° . В этой передаче кромки ветвей ремня трутся друг о друга, а следовательно получается быстрый износ ремней, но зато увеличиваются углы обхвата, что ведет к меньшему натяжению ремней и меньшему износу подшипников. Для установки полуперекрестной передачи необходимо, чтобы расстояние между валами было не меньше двойного диаметра большего шкива, иначе угол отклонения ветви получается большим и требуется применение направляющих роликов. В водоподъемных сооружениях применяется главным образом открытая передача и лишь в некоторых случаях — перекрестная, когда направление вращения шкива насоса по своему расположению обратно направлению вращения шкива двигателя или трансмиссии. В случае

малого расстояния между валами, а следовательно и малого угла обхвата на меньшем шкиве для увеличения угла обхвата вводят приспособление для прижимания ветви ремня к ободу шкива; такие приспособления называются натяжными роликами. Последние позволяют при одной и той же ширине ремня за счет увеличения угла обхвата и уменьшения степени скольжения ремня передавать значительно большие мощности, а также осуществлять значительные передаточные отношения. Так как во время работы ремня последний вытягивается и увеличивается, является необходимость в частом укорачивании его, т. е. в перешивании. При применении натяжных роликов это отпадает, так как хотя ремень вытягивается и в этом случае, но за счет давления ролика на ветвь ремня натяжение последнего остается постоянным. Натяжной ролик дает возможность иметь именно то натяжение ремня, которое необходимо для передачи определенного вращательного момента. Значительное предварительное натяжение ремня при первоначальном надевании его на шкивы, когда ремень делается несколько короче в расчете на его дальнейшее вытягивание, а также вызванное этим натяжением большое давление вала на подшипники при применении натяжных роликов отпадают.



Черт. 38

Натяжные ролики позволяют осуществлять значительные соотношения между диаметрами шкивов. Они бывают весьма разнообразных конструкций. На черт. 38 показаны схемы ременной передачи с натяжным роликом, нажимающим ветвь ремня собственным весом и помощью груза, расположенного на ломаном рычаге.

На черт. 39 изображена ременная передача с натяжным роликом для насоса.

Ременные передачи бывают индивидуальные и групповые. Индивидуальными называются такие передачи, когда шкив на-

соединен ременной лентой непосредственно со шкивом двигателя, т. е. когда каждый насос обслуживается двигателем самостоятельно.

Групповой ременной передачей называется передача от одного двигателя одновременно к нескольким насосам. При передаточном отношении до 4—5 передача в индивидуальном приводе вращательного момента от двигателя к насосу производится без натяжного ролика непосредственным огибанием ременной лентой шкивов насоса и двигателя. При большем передаточном отношении (до 15—16) требуется применение натяжного ролика независимо от длины ремня. В случае отсутствия ролика необходимо введение промежуточной передачи. Последняя называется контрприводом или трансмиссией.



Черт. 39

При групповой передаче на одном валу, приводящемся в движение от двигателя, располагаются шкивы, от которых в дальнейшем производится передача к отдельным шкивам. Как в индивидуальной передаче, так и в групповой промежуточный вал с целым рядом шкивов также является контрприводом трансмиссии. В зависимости от местных условий трансмиссия может быть расположена или на полу или на стене. Принадлежностями каждой трансмиссии являются валы, шкивы, подшипники, подвески или кронштейны и дополнительные приспособления, как-то: устройства для перевода ремня, муфта для соединения валов, иногда направляющие и натяжные ролики и др. Валы изготавливаются из железа или стали (при передаче больших мощностей). Шкивы изготавливаются из чугуна, стали и дерева.

Самыми распространенными являются чугунные. При больших окружных скоростях (свыше 30 м/сек) чугунные шкивы не употребляются, а только стальные или железные. При этом железные шкивы получают значительно легче чугунных и имеют больший коэффициент трения на рабочей поверхности. Деревянные шкивы имеют то преимущество, что они имеют больший коэффициент трения по сравнению с чугунными и значительно меньший вес (на 30—40% легче чугунных); стоимость их ниже стоимости чугунных. Окружная скорость на деревянных шкивах может быть допущена большей, чем на чугунных. Шкивы могут быть целые и разъемные. Закрепление целых шкивов на валу производится при помощи шпонки. Ввиду того что трансмиссионные валы изготавливаются одинакового диаметра по всей своей длине, а для посадки шкива на место иногда приходится его протаскивать через весь вал, для трансмиссий употребляются главным образом разъемные шкивы. Последние могут быть свободно надеты на вал в любом его месте; при этом вал может быть установлен в подшипниках. Держатся такие шкивы на валу за счет силы трения, возникающей при затяжке болтов, стягивающих втулку.

Обод шкива делается цилиндрическим или несколько выпуклым. Выпуклость шкива зависит от расстояния между валами, передаваемой мощности, равномерности нагрузки и передаточного отношения. На выпуклом ободе ремень держится значительно лучше, чем на цилиндрическом, вследствие того, что середина его более вытянута. Однако вследствие неравномерного вытягивания ремня по всей длине он при выпуклом ободе значительно быстрее изнашивается, чем при цилиндрическом.

При групповых приводах или трансмиссиях все насосы одновременно могут и не работать, т. е. каждый насос, работая самостоятельно, должен включаться и выключаться независимо от других. Для этого на валу трансмиссии должно быть соответствующее устройство. При передачах небольших мощностей, когда ширина ремня бывает сравнительно небольшой, является возможным ремень переводить с одного шкива на другой. Для этого на трансмиссионном валу рядом с рабочим шкивом, закрепленным на валу, ставится холостой шкив с втулкой, позволяющей ему свободно вращаться на валу. Шкив же на насосе имеет ширину обода, соответствующую двойной ширине рабочего шкива на валу трансмиссии. В зависимости от удобства крепления приспособления для перевода ремня холостой шкив может быть расположен и на валу насоса. В таком случае на валу трансмиссии рабочий шкив должен иметь ширину обода, соответствующую примерно двойной ширине рабочего шкива на насосе.

Если трансмиссия приводится в действие от двигателя, пуск которого производится без нагрузки, то для включения трансмиссии устанавливаются разъемные фрикционные муфты, позво-

ляющие производить включение и выключение трансмиссии без остановки двигателя. Конструкции таких муфт разнообразны; наибольшее применение имеют муфты Гилля.

Если длина трансмиссионного вала оказывается значительной (более 6—7 м), его собирают из нескольких частей, соединяя последние муфтами. Для валов, не требующих выключений, применяются глухие муфты. Наиболее употребительной муфтой является дисковая, описанная ранее в разделе непосредственного соединения двигателей с насосом.

Ременную передачу целесообразно применять в тех случаях, когда есть некоторая неопределенность в отношении действительных условий работы насосов. При применении индивидуального привода к центробежному насосу (электронасос) число оборотов насоса обычно не изменяется (электродвигатель трехфазного переменного тока), и установка такого насоса позволит осуществлять лишь определенные Q и H , которые в отдельных случаях могут не удовлетворять действительным условиям работы. В случае же применения ременной передачи путем изменения диаметра шкивов можно получать различное n насоса, а соответственно с этим Q и H . Однако ременная передача требует несколько большего места, нежели при непосредственном соединении насоса с двигателем, менее компактна, менее изящна, а главное требует излишнего расхода энергии; к. п. д. ременной передачи колеблется в зависимости от передаваемой мощности, конструкции передачи и т. д. в среднем примерно около 0,92—0,95%.

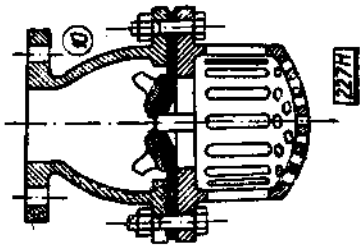
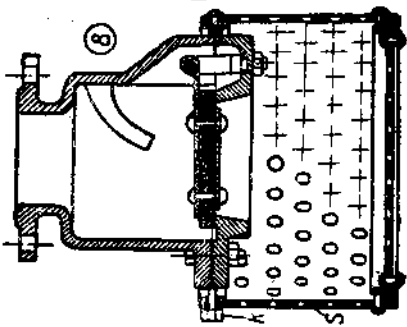
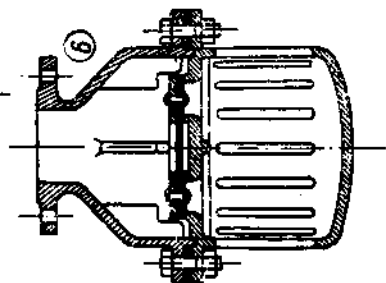
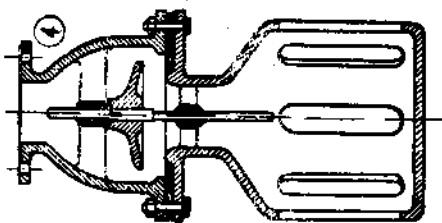
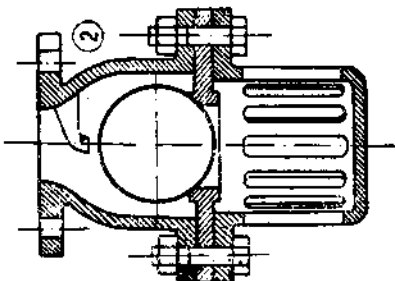
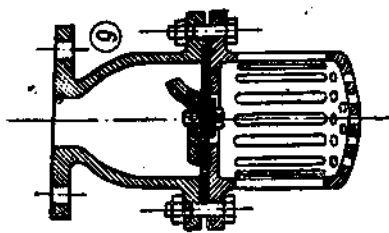
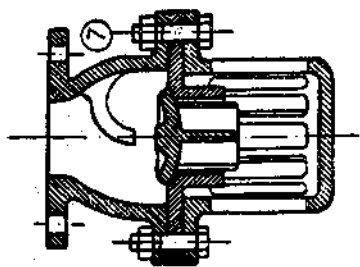
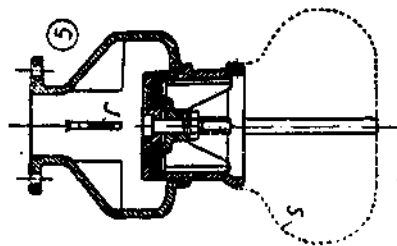
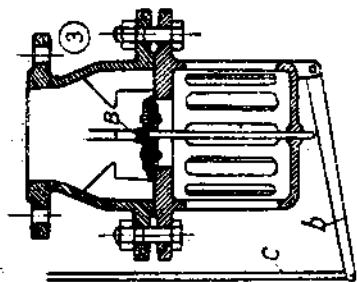
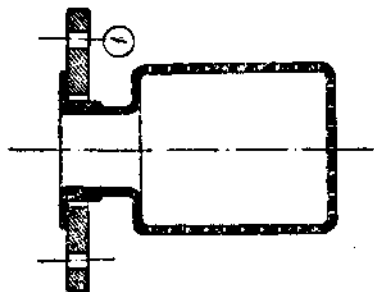
Ременные передачи в водоподъемных сооружениях больших мощностей употребляются редко. Для средних и малых мощностей ременные передачи встречаются значительно чаще.

Рассмотренные выше системы передач и их элементы имеют особо важное значение в насосных установках; правильный выбор их, а также нормальная эксплуатация являются одним из этапов на пути рационализации насосных станций.

У. ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Клапаны в насосных установках служат для разобщения или сообщения корпуса насоса с трубопроводом. В зависимости от конструкции клапана последний может, вообще говоря, или перемещаться перпендикулярно к плоскости своего седла или поворачиваться вокруг связанной с ним оси. По характеру работы клапаны разделяются на ряд основных групп, из коих в области водоснабжения наибольший интерес представляют клапаны, движение которых осуществляется за счет разности давлений на нижнюю и верхнюю поверхности тарелки клапана.

К этим клапанам относятся клапаны насосов, приемные, обратные и др.

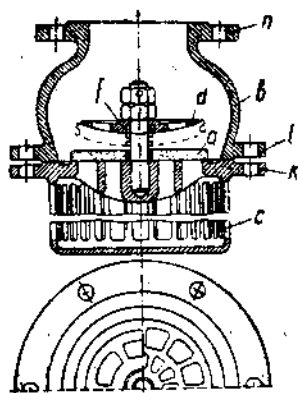


Черт. 40

По сущности своей приемные клапаны могут быть также отнесены к обратным. Как приемные, так и обратные клапаны имеют назначение допускать движение жидкости в одном направлении и не допускать в обратном. Примерами приемных клапанов могут служить представленные на черт. 40. Один из клапанов, изображенный на черт. 41, состоит из корпуса *b*, сетки *c*, тарелки клапана *a* и приспособления *f*, для ограничения подъема тарелки клапана.

Соединение корпуса клапана с сеткой и трубой производится при помощи фланцев *l*, *k* и *n*.

Сетка представляет собой полый цилиндр, чаще всего закрытый снизу, боковая стенка которого имеет прорезы по длине цилиндра; сетка ставится для ограждения возможности попадания посторонних предметов в трубу; в иных конструкциях сетка выполняется из листового железа с отверстиями в 5—10 мм. Во избежание частой очистки сетки общая площадь отверстий должна быть в несколько (4—6) раз больше площади трубы.



Черт. 41



Черт. 42

Фланец *k* представляет собой прилив круглого сечения, середина которого имеет прорезы для пропуска воды, перекрываемые тарелкой клапана. Тарелка клапана изготавливается из резины или из кожи. В центре фланца по оси имеется гнездо с нарезкой, в которое ввинчивается шпилька, служащая осью и направляющей для тарелки клапана.

Для ограничения под'ема тарелки клапана шпилька в верхней своей части имеет переход на меньший диаметр и заканчивается нарезкой. На верхний конец шпильки меньшего диаметра надевается деталь круглого сечения, служащая для ограничения под'ема тарелки клапана и закрепляемая гайкой и контргайкой.

При работе насоса тарелка клапана находится в приподнятом состоянии, а при остановке насоса под действием веса столба воды она садится на седло и предотвращает обратный выход воды из трубы. Это дает возможность не заполнять всасывающую линию водой при последующем включении насоса.

Остальные конструкции клапанов ясны из чертежей и не описываются.

Если сетки клапанов, находящихся в прудах или иных источниках водоснабжения, могут часто и быстро загрязняться, заиливаться, покрываться водорослями и пр., то очистка их довольно хлопотлива. Представленная на черт. 42 конструкция сетки завода Odesse в Германии позволяет осуществлять очистку во время эксплуатации. Длинным ключом, выходящим наружу, поворачиваются у сетки особые медные щетки, очищающие сетку.

Необходимо иметь в виду, что у насосов, развивающих большие давления, приемные клапаны должны рассчитываться на значительное давление, которое может им передаваться при остановке насоса при неисправностях в обратном клапане или при заливке насоса из напорного трубопровода.

При работе насосов в нагнетательных трубах устанавливаются вполне определенная скорость движения жидкости, соответствующая производительности насоса, и вполне определенное давление (в частицах жидкости).

В момент остановки насоса вода, находящаяся под некоторым напором, изменяет свое направление движения на обратное и устремляется к насосу; для предотвращения этого на нагнетательных трубопроводах непосредственно за насосами ставятся автоматически действующие обратные клапаны, открывающиеся в направлении движения воды под ее давлением и закрывающиеся при прекращении подачи последней под влиянием давления, имеющегося в частицах воды в трубопроводе за клапаном. При закрытии и посадке клапана жидкость производит удар, в основном воспринимаемый клапаном (имеется в виду механический удар).

В случае отсутствия обратного клапана жидкость, устремляясь в насос, отрицательно влияет на сохранность отдельных деталей последнего. Кроме того центробежный насос в этом случае может начать работать как водяная турбина, и электромотор превратится в генератор, что совершенно недопустимо. Указанные явления могут иметь место при внезапном прекращении подачи тока.

На черт. 43 изображен обратный клапан, могущий быть установленным как на горизонтальном, так и на вертикальном трубопроводах. Клапан состоит из корпуса *f*, тарелки клапана и

крышки корпуса *1*. Для соединения с трубопроводом корпус имеет соответствующие фланцы.

Монтаж тарелки клапана производится через отверстие в верхней части корпуса, закрываемое крышкой. Тарелка клапана представляет собою круглый диск, имеющий в центре своем снаружи прилив для соединения при помощи шпильки *С* с откидывающимся рычагом *В*, вращающимся относительно оси *d*, закрепляемой в теле корпуса.



Черт. 43

Для плотного прилегания тарелки клапана к корпусу внутри последнего имеется прилив круглого сечения, соответствующий диаметру тарелки клапана и имеющий кольцевую выточку, в которую вставлено медное кольцо. Такое же кольцо вставляется в соответствующую выточку в тарелке клапана; кольца притерты. При посадке тарелки клапана на седло кольца ложатся друг на друга и герметично перекрывают отверстие в клапане. Во время работы насоса под действием движущейся жидкости, давящей на тарелку клапана, последняя поворачивается на рычаге относительно оси *d*, т. е. откидывается, и вода свободно проходит через клапан. При остановке насоса, т. е. при прекращении подачи воды, тарелка клапана под влиянием собственного веса и давления перекачиваемой жидкости опускается, и клапан закрывается. Для сообщения напорного трубопровода с корпусом насоса, разделенных тарелкой клапанов, как это требуется например при заливке центробежных насосов или при опорожнении трубопровода, в корпусе клапанов, как это показано на чертеже, делается перепускная трубка *h* с вентилем, закрытым во время работы. При открытии вентиля вода может по трубке переходить из одной полости в другую.

На черт. 44 показан обратный клапан с грузом на конце рычага, связанного с осью вращения тарелки клапана.

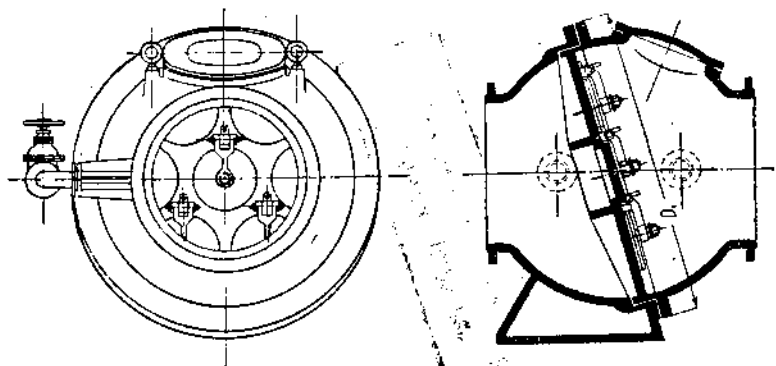
На том же чертеже показан обратный клапан для средних давлений с рычагом, связанным с осью вращения тарелки клапана, но уже без груза. Назначение рычага—соединять трубопровод с насосом. Посадка тарелки клапана на седло сопровождается при значительных давлениях и размерах трубопроводов весьма

сильным ударом; последние могут быть настолько значительными, что возможны даже разрушения клапана или при прочной солидной конструкции быстрый износ рабочих частей. Выше было рассмотрено влияние механических ударов. Далее подлежит рассмотрению вопрос о борьбе с гидравлическими ударами. Для устранения последствий значительных ударов в последнее время появились новые конструкции обратных клапанов.



Черт. 44

Конструкция подобного клапана завода Боп и Рейтер в Германии представлена на черт. 45. Корпус клапана состоит из двух половин, стягиваемых болтами. Между частями корпуса зажат диск круглого сечения, имеющий ряд небольших отверстий. Каждое отверстие представляет собою седло диска обыкновен-



Черт. 45

ного откидного клапана, описанного ранее. Таким образом монтаж ряда клапанов произведен на одном общем диске. Для возможности доступа к отдельным клапанам корпус клапана в верхней части имеет отверстие с крышкой. Для сообщения раз'единенных диском с клапанами полости насоса и трубопровода имеется перепускная трубка с задвижкой. Ввиду того что на

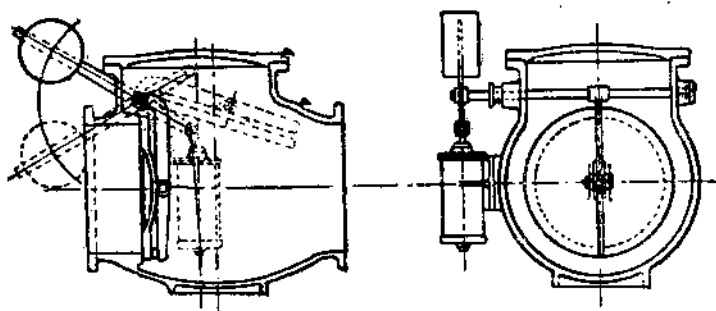
большую поверхность тарелки обыкновенного клапана соответственно приходится и большое давление, удар тарелки клапана о седло будет произведен с большой силой. В описанной конструкции отверстие в седле разбито на несколько отверстий с самостоятельной тарелкой клапана для каждого из них, поэтому посадка тарелок клапанов будет происходить со значительно меньшими ударами. Такой клапан может применяться только для трубопровода большого диаметра (500—1500 мм) ввиду необходимого увеличения площади поперечного сечения клапана, вызванного тем, что отдельные клапаны, выполняя ту же роль, что и один, занимают в совокупности большую площадь. Вследствие больших диаметров описанный клапан имеет значительный вес. Конструкция корпуса клапана предусматривает установку последнего на особом фундаменте, для чего корпус в нижней своей части имеет соответствующий прилив.

Основные размеры изготавливаемых заводом клапанов приведены в табл. 5.

Таблица 5

Диаметр	500	550	600	700	800	900	1000	1200	1400
<i>B</i>	900	1000	1100	1200	1500	1700	1900	2000	2100
<i>A</i>	600	680	720	830	890	970	1060	1200	1330
<i>D</i> ₁	1115	1260	1315	1515	1615	1760	1950	2250	2530

Интересную конструкцию представляет клапан, показанный на черт. 46; эта конструкция предусматривает устранение быстрой посадки тарелки клапана на седло, следовательно и устранение ударов. Замедление посадки тарелки клапана на седло



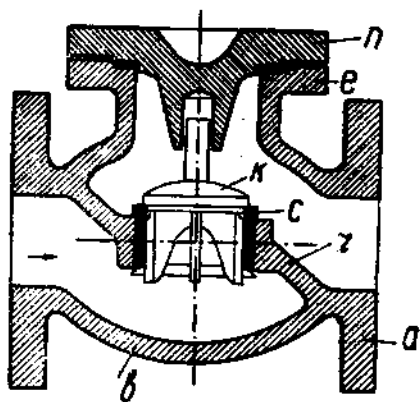
Черт. 46

производится масляным тормозом особой конструкции. На данной схеме клапан в основном представляет собой наиболее распространенную конструкцию клапанов с откидными тарелками, описанную ранее; интерес представляет здесь приспособление для замедленной посадки тарелки клапана на седло.

С осью вращения тарелки клапана связан двуплечий рычаг, один конец которого несет груз, а другой — связан с поршнем масляного цилиндра. Груз служит для уравнивания тарелки клапана, облегчая ее подъем.

Работа масляного тормоза заключается в следующем: в цилиндре тормоза, заполненном маслом, движется поршень, шток которого связан шарнирно с двуплечим рычагом обратного клапана. Обе полости цилиндра, разделяемые поршнем, сообщаются между собой каналом и отверстиями в верхней и нижней частях цилиндра. При подъеме тарелки клапана рычаг поворачивается относительно оси вращения последней и концом, связанным со штоком поршня, производит подъем последнего. При движении поршня во время закрытия клапана в цилиндре происходит перепуск масла с одной стороны поршня на другую по каналу. Масло при протекании по каналу незначительного диаметра, имея большую вязкость, испытывает большое сопротивление при движении и соответственно имеет и небольшую скорость движения. В силу замедленного движения масла по каналу поршень в цилиндре, подающий это масло, движется с малой скоростью, такую же скорость движения имеет и конец рычага клапана, связанного с поршнем. В силу замедленного движения рычага клапана тарелка клапана, связанная с ним, садится на седло с замедлением, чем и устраняется удар тарелки о седло.

Аналогичный обратный клапан с замедленной посадкой поставлен в 1932 г. заводом Клейн Шанцлин, Беккер в Германии ростовскому-на-Дону водопроводу. Здесь на парном штуцере насоса установлен обратный клапан с масляным тормозом, имеющим назначение осуществлять замедленную посадку. Особенностью установки кроме того является труба, отведенная от обратного клапана с особым предохранительным клапаном в конце ее, служащим для выпуска воды и уменьшения давления в том случае, когда последнее почему-либо превзойдет допустимую величину; это, повидимому, может произойти в случае неисправной работы масляного тормоза, быстрого закрытия клапана и внезапного повышения давления. Соответствующая осторожность при осуществлении установки вполне понятна, если принять во внимание давление (11—11,5 ат), длину напорного трубопровода (6000 м) и диаметр (700 мм).



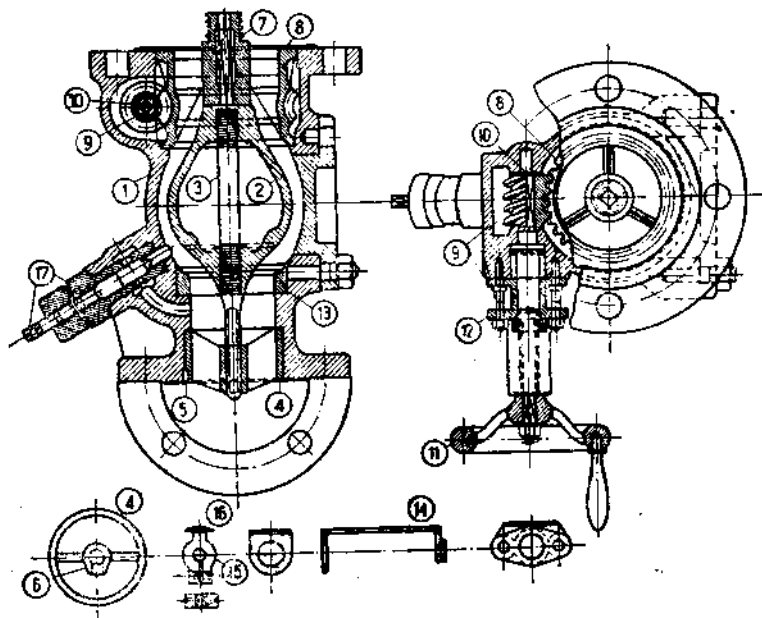
Черт. 47

Для очень малых диаметров трубопроводов и больших напоров употребляются обратные клапаны конструкции, изображенной на черт. 47. Эти клапаны ставятся в горизонтальном положении, так как лишь в этом случае возможна их нормальная работа.

Такие клапаны применяются почти исключительно при питании котлов, почему иногда называются питательными, и приведены здесь для полноты материала об обратных клапанах, тем более, что в отдельных случаях при установке питательных клапанов отдельных клапанов непосредственно у насоса не ставят.

Как правило, у центробежных насосов на напорном штуцере ставят обратный клапан и задвижку. В последнее время Сумской завод стал выпускать комбинированные клапаны системы инж. Ница, заменяющие собой одновременно и клапан и задвижку.

Такой клапан представлен на черт. 48.



Черт. 48

Он состоит из корпуса 1 и клапана 2 грушевидной формы. Работа клапана заключается в следующем: при подеме винта 7 клапан 2 под давлением воды поднимается вверх. Вода через полученный таким образом кольцевой проход между седлом клапана 13 и клапаном может свободно проходить в нагнетательный трубопровод, протекая между стенками корпуса клапана и самим

клапаном. Форма клапана удобообтекаема. Для под'ема винта 7 служит червячная передача 9, приводящаяся в движение от руки помощью маховичка 11. При остановке насоса под действием воды, устремляющейся к масосу, и собственного веса клапан садится на седло и разобщает насос от трубопровода. Для заполнения насоса водой в корпусе имеется приспособление 17, позволяющее сообщать полости, разделяемые клапаном.

Описанные конструкции клапанов являются существенной деталью в насосных установках. Их роль с достаточной ясностью указывает на необходимость строить на заводах СССР кроме обычных конструкций еще и специальные конструкции. При больших давлениях, большой длине трубопровода и значительном диаметре его, т. е. в тех случаях, когда удары при посадке клапана на седло могут быть значительными, необходимо ставить на насос одну из специальных конструкций клапанов, служащих для смягчения ударов. Не имея возможности провести экспериментальную работу с рядом клапанов, работающих в одинаковых условиях, наблюдая однако ряд конструкций клапанов хотя бы и в различных условиях, можно отметить наибольшую целесообразность установки в указанных выше случаях клапанов с замедленной посадкой.

Простота конструкции и надежность их в работе заставляют ставить вопрос о скорейшем производстве их в СССР.

VI. ПРИЕМНЫЕ КЛАПАНЫ, ВАКУУМ-НАСОСЫ И УСЛОВИЯ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Описание наиболее употребительных конструкций приемных клапанов и назначение приемных клапанов приведены в разделе об обратных клапанах.

Весьма существенным является определение действительных потерь напора в приемных клапанах и сетках. Такое определение произведено нами для большого количества клапанов по некоторым отрывочным данным заводов Ehrhardt und Schemer A. g в Германии, Vorr und Reuther и Cebr. Sulzer в Германии.

Потеря напора в клапане и всасывающей коробке зависит от конструкции и размеров последних (что характеризуется коэффициентом сопротивления) и скорости движения воды.

При наличии отрывочных данных по потерям напора в приемных клапанах некоторых заводов при определенных скоростях нами были найдены потери напора для различных скоростей. В табл. 6, 7 и 8 приведены определенные нами коэффициенты сопротивления и потери напора для различных клапанов и различных расходов.

Потеря напора в приемных клапанах и всасывающих коробках

Диаметр в мм	Скорость в м	Расход в л/сек	Коэффициент с сопротивления	Потеря напора в м
1	2	3	4	5
60	1,47	4	9,10	1
80	1,60	8	9,95	1,30
100	2,18	17	9,10	2,20
125	1,40	17	9,00	0,90
125	2,72	33	9,30	3,50
150	1,88	33	9,20	1,65
150	2,84	50	8,90	3,65
175	1,38	33	8,25	0,80
175	2,10	50	8,45	1,90
175	2,76	66	8,75	3,40
200	1,60	50	7,68	1,00
200	2,11	66	7,95	1,80
200	2,66	83	8,05	2,90
250	1,35	66	7,00	0,65
250	1,70	83	6,75	1,00
250	2,05	100	7,00	1,50
300	1,42	100	5,83	0,60
300	2,13	150	6,07	1,40
350	1,57	150	4,40	0,55
350	2,10	200	4,90	1,10
350	2,26	216	4,80	1,25
400	1,00	125	2,26	0,115

Примечание. Таблица составлена на основании некоторых данных завода Etnhardt und Schemer, Германия.

Потеря напора в приемных клапанах и всасывающих коробках

Диаметр в мм	Скорость в м	Расход в л/сек	Коэффициент сопротивления	Потеря напора в м
50	1,0	2	4,12	0,21
50	1,40	2,66	3,40	0,34
50	1,50	3	3,31	0,38
50	1,60	3,04	3,22	0,42
50	1,75	3,32	3,14	0,49
50	2,09	4	2,94	0,60
50	2,10	4,10	2,94	0,66
50	2,25	4,26	2,91	0,75
50	2,50	5	2,82	0,90
60	1,00	2,8	4,12	0,21
60	1,40	3,9	3,40	0,34
60	1,50	4,2	3,31	0,38
60	1,60	4,47	3,22	0,42
60	1,75	4,90	3,14	0,49
60	2,00	5,6	2,94	0,60
60	2,10	5,87	2,94	0,66
60	2,25	6,30	2,91	0,75
60	2,50	7,00	2,82	0,90
80	1,00	5,0	4,12	0,21
80	1,40	7	3,40	0,34
80	1,50	7,5	3,31	0,38
80	1,60	8	3,22	0,42
80	1,75	8,75	3,14	0,49
80	2,00	10	2,94	0,60
80	2,10	10,5	2,94	0,66
80	2,55	10,25	2,91	0,75
80	2,50	12,5	2,82	0,90
90	1,0	6,4	2,94	0,15
90	1,40	8,8	2,40	0,24
90	1,50	9,6	2,36	0,27
90	1,60	10	2,30	0,30
90	1,75	11	2,24	0,35
90	2,00	12,8	2,21	0,45
90	2,10	13,2	2,20	0,50
90	2,25	14,15	2,20	0,57
90	2,50	16	2,20	0,70
100	1,0	7,8	2,94	0,15
100	1,40	11	2,40	0,24
100	1,50	11,7	2,36	0,27
100	1,60	12,5	2,30	0,30
100	1,75	13,7	2,24	0,35
100	2,00	15,7	2,21	0,45
100	2,10	16,5	2,20	0,50
100	2,25	17,7	2,20	0,57
100	2,50	19,60	2,20	0,70
125	1,00	12,22	2,94	0,15
125	1,40	17	2,40	0,24
125	1,50	18,33	2,36	0,27

Диаметр в мм	Скорость в м	Расход в л/сек	Коэффициент сопротивления	Потеря напора в м
125	1,60	19,50	2,30	0,30
125	1,75	21,30	2,24	0,35
125	2,00	24,44	2,21	0,45
125	2,10	25,6	2,20	0,50
125	2,25	27,40	2,20	0,57
125	2,50	30,55	2,20	0,70
150	1,00	17,66	2,94	0,15
150	1,40	24,60	2,40	0,24
150	1,50	26,49	2,36	0,27
150	1,60	28,20	2,30	0,30
150	1,75	30,80	2,24	0,35
150	2,00	35,32	2,21	0,45
150	2,10	37	2,20	0,50
150	2,25	39,60	2,20	0,57
150	2,50	44,15	2,20	0,70
175	1,00	23,90	2,94	0,15
175	1,40	33,40	2,40	0,24
175	1,50	35,85	2,36	0,27
175	1,60	38,20	2,30	0,30
175	1,75	41,70	2,24	0,35
175	2,10	47,80	2,21	0,45
175	2,25	50	2,20	0,50
175	2,50	53,70	2,20	0,57
175	1,00	59,75	2,20	0,70
200	1,40	31,40	2,94	0,15
200	1,50	44	2,40	0,24
200	1,60	47,10	2,36	0,27
200	1,75	50,20	2,30	0,30
200	2,00	55	2,24	0,35
200	2,10	62,80	2,21	0,45
200	2,25	65,70	2,20	0,50
200	2,50	70,50	2,20	0,57
200	1,0	78,50	2,20	0,70
250	1,40	49,20	2,94	0,15
250	1,50	68,70	2,40	0,24
250	1,60	73,80	2,36	0,27
250	1,75	78,50	2,30	0,30
250	2,00	85,80	2,24	0,35
250	2,10	98,40	2,21	0,45
250	2,25	106	2,20	0,50
250	2,50	111	2,20	0,57
250	1,00	123	2,20	0,70
300	1,40	70,66	2,94	0,15
300	1,50	98,50	2,40	0,24
300	1,60	105,99	2,36	0,27
300	1,75	113	2,30	0,30
300	2,00	123	2,24	0,35
300	2,10	141,32	2,21	0,45
300	2,25	148	2,20	0,50
300	2,50	159	2,20	0,57
300	1,00	176,65	2,20	0,70

Диаметр в мм	Скорость в м	Расход в л/сек	Коэффициент сопротивления	Потеря напора в м
350	1,00	96	2,94	0,15
350	1,40	135	2,40	0,24
350	1,50	144	2,36	0,27
350	1,60	154	2,30	0,30
350	1,75	168	2,24	0,35
350	2,00	192	2,21	0,45
350	2,10	202	2,20	0,50
350	2,25	216	2,20	0,57
350	2,50	240	2,20	0,70

Примечание. Таблица составлена на основании некоторых данных завода Ворт. Ренгер, Германия.

Таблица 8

Потери напора в приемных клапанах и всасывающих коробках

Диаметр	Скорость в м	Расход	Коэффициент сопротивления	Потеря напора в м	Примечание
—	1,5	—	2,6	0,30	Таблица составлена по некоторым данным завода Sulzer
—	1,5	—	3,5	0,40	

В табл. 6, 7 и 8 приведены средние значения потерь напора в приемных клапанах; обращают на себя внимание некоторые колебания в значениях коэффициентов сопротивления, каковые по существу для одних и тех же диаметров и одних и тех же конструкций не должны были бы изменяться. Изменению должны лишь подвергаться величины потерь напора.

Коэффициент сопротивления ξ определен по формуле:

$$h_{\kappa} = \xi \frac{V^2}{2g}.$$

Для одних и тех же диаметров при различных скоростях и потерях напора значения коэффициента ξ колеблются в некоторых пределах. На самом же деле это обстоятельство, как указано выше, не должно иметь места. Колебания значений коэффициентов сопротивления возможны при переходе от одного диаметра к другому.

Но при одном и том же диаметре с изменением скорости должна меняться только потеря напора при постоянном коэффициенте сопротивления.

Сравнивая отдельные таблицы между собою, мы видим, что при одних и тех же диаметрах и скоростях потери напора в клапанах, изготовленных различными заводами, различны.

Потери напора в клапанах, выпускаемых заводами *Vorrund Reuther* и *Sulzer* примерно в три раза меньше потерь напора в клапанах, изготавливаемых заводами *Ehrhardt und Schenker*. Возможно, что в своих данных некоторые заводы стремятся показать эти потери преуменьшенными.

При описываемой ниже экспериментальной проверке потерь напора в приемных клапанах на станции I под'ема ростовского-на-Дону водопровода получены данные, превышающие соответствующие данные по потерям в клапанах последнего завода, не говоря уже о предыдущих двух заводах.

Определение потерь напора в приемном клапане на всасывающей линии насосной станции I под'ема ростовского-на-Дону водопровода

Насосная станция I под'ема ростовского-на-Дону водопровода оборудована четырьмя электронасосами производительностью 450 м³/час каждый.

У трех электронасосов на всасывающих линиях имелись приемные клапаны, у одного электронасоса на всасывающей линии приемный клапан был снят.

Определение потери напора в приемном клапане производилось путем сравнения показаний точного вакуумметра, установленного на всех насосах. Наблюдения производились в одном случае при параллельной работе насосов и в другом случае—при работе насосов отдельно.

Условия работы насосов во всех случаях были одинаковы, а именно:

- 1) диаметр всасывающих линий одинаков—400 мм;
- 2) количество подаваемой насосом воды было одно и то же и скорости движения воды во всасывающей линии каждого насоса равнялись 1 м/сек;
- 3) разница отметок осей насосов и уровня воды во всасывающем колодце одна и та же;
- 4) длина всасывающих линий и количество фасонных частей на последних одинаковы.

Многочисленные наблюдения показали, что в приемном клапане всасывающей линии $D = 400$ мм, при скорости движения воды в последней 1 м/сек потери выражались величиной, близкой к 2,5 см рт. ст. или около:

$$13,6 \cdot 2,5 = 34 \text{ см вод. ст.}$$

Коэффициент сопротивления для приемного клапана определен из формулы:

$$h_w = \xi \frac{v^2}{2g};$$
$$\xi = \frac{h_w 2g}{v^2} = \frac{0,34 \cdot 2 \cdot 9,81}{1^2} = 6,7.$$

Меньшие потери напора в приемных клапанах, выпускаемых первыми двумя завода, сравнительно с потерями напора в приемных клапанах завода Ehrhardt und Schemer и полученными на ростовской-на-Дону станции, очевидно, объясняются частично конструктивными особенностями первых клапанов, частично же рекламированием фирмой своих конструкций.

По нашему мнению наиболее близкими к действительности являются данные завода Ehrhardt und Schemer. Поэтому для расчетов мы рекомендуем пользоваться табл. 6, составленной нами по некоторым данным этого завода.

Вакуум-насосы

В некоторых случаях, а именно на крупных насосных установках, вместо приемных клапанов, служащих при заливке центробежных насосов перед пуском их, целесообразно применять вакуум-насосы.

Вакуум-насосы бывают различных конструкций; из них до последнего времени были распространены конструкции поршневых вакуум-насосов, обладающих целым рядом недостатков, из коих некоторые свойственны обычным недостаткам поршневых насосов, а один из недостатков, весьма существенный, заключается в том, что при отсасывании воздуха из центробежного насоса вакуум-насосом в последний могли попадать вместе с частицами воздуха и частицы жидкости; это случается тогда, когда жидкость при вакууме, образовавшемся в корпусе насоса, начинает заполнять последний и одновременно с последними частицами воздуха в вакуум-насос могут поступать частицы жидкости. Попадание жидкости в цилиндр поршневого вакуум-насоса недопустимо, и во избежание этого необходимо на линии, соединяющей вакуум-насос с центробежным насосом, ставить специальные приспособления для улавливания частиц жидкости.

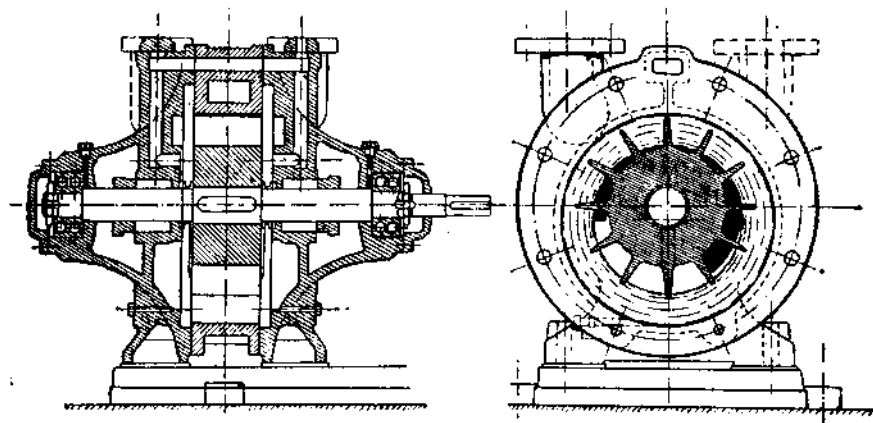
Приспособления эти заключаются или в установке особых горшков-водоуловителей или в особой прокладке трубопровода от насоса к вакуум-насосу с тем, что труба, идущая от насоса, поднимается на определенную высоту вверх (высота эта равна 10 м минус высота всасывания) и тогда уже идет обратно к вакуум-насосу. Важным недостатком является сравнительно небольшая производительность поршневых вакуум-насосов, в ре-

зультате чего нужен значительный промежуток времени для создания значительного вакуума и осуществления всасывания.

Этим недостатком не обладают мокровоздушные насосы, одна из конструкций которых (насос „Эльмо“ с водяным кольцом) получила значительное распространение за границей и в последнее время начинает внедряться в СССР.

Вакуум-насосы состоят в основном из цилиндрического корпуса, вала и крыльчатого колеса (черт. 49).

Вал и колесо расположены эксцентрично к корпусу, так что крылья колеса в одном месте приближаются к корпусу на расстоянии нескольких миллиметров.



Черт. 49

Принцип работы „Эльмо“-насоса состоит в следующем:

Если представить себе вращение колеса с соответствующим образом расположенными лопатками (колесо напоминает собой шестерню с редко сидящими искривленными зубьями) внутри цилиндрического корпуса насоса, частично наполненного водою, то в том случае, когда колесо расположено концентрично по отношению к корпусу, вода, увлеченная лопатками колеса, вращается вследствие центробежной силы в кольцевом пространстве у корпуса насоса (черт. 50, 1—2).

Пространство между колесом и «водяным кольцом» (1—6), разделенное лопатками колеса, занято движущимся воздухом.

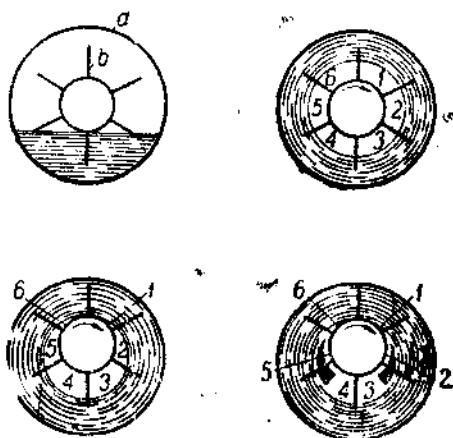
В том случае, когда колесо расположено эксцентрично по отношению к корпусу насоса так, что средняя часть его соприкасается с «водяным кольцом», воздух занимает различные объемы в свободном от воды пространстве, разделенном лопатками (черт. 50, 3); в этом случае при вращении колеса например по часовой стрелке пространство 1, занимаемое воздухом, увеличивается до размеров пространства 2 и далее до 3 и затем уменьшается до 4, 5 и 6; таким образом воздух, находящийся

в пространстве 1, имеет возможность в начале расширяться, затем вновь сжиматься. Если пространства 1, 2, 3 соответствующим каналом соединить с местом, откуда предполагается всасывать воздух, и пространство 4, 5, 6 соединить с местом, куда воздух будет нагнетаться и при этом вращать колесо, воздух будет устремляться в пространство 1, 2, 3 и выбрасываться после сжатия через 4, 5, 6 (черт. 50, 4). Насосы эти работают по принципу поршневых насосов, причем достигаемый ими вакуум может быть очень высок.

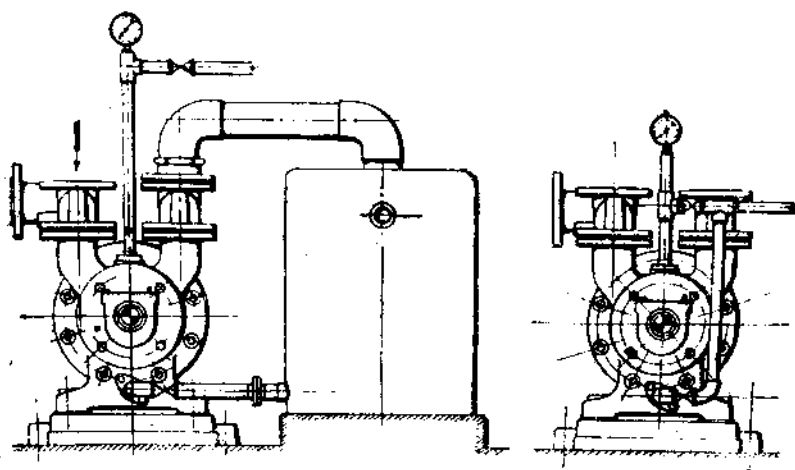
В отличие от поршневых насосов число оборотов „Эльмо“-насосов очень большое (1500—3000 об/мин); насос, соединенный на общем валу и общей фундаментной плите с электромотором, представляет собой весьма компактный агрегат, занимающий очень мало места.

Преимущества их перед другими вакуум-насосами заключаются в надежности в работе, именно в отсутствии чувствительности к воде, попадающей в насос вместе с отсасываемым воздухом; вода эта вместе с воздухом выбрасывается из насоса.

„Эльмо“-насос может кроме воды работать и с другой жидкостью, а при соответствующем переключении трубопроводов



Черт. 50



Черт. 51

он может быть использован как компрессор и для других специальных целей. Для более ясного представления о данном типе насоса, к сожалению еще недостаточно широко распространенного в СССР, в таблице показан ряд данных для насосов „Эльмо“ малой производительности (однако вполне достаточной для установки его на крупных насосных станциях).

Для полноты характеристики насосов приводится еще таблица производительности, мощности и размеров вакуум-насосов для больших производительностей при высоком вакууме.

„Эльмо“-насосом может быть достигнут очень высокий вакуум до 98%, как это следует из табл. 10.

Таблица 9

Производительность в л/мин и потребная мощность в зависимости от степени разрежения								Число об/мин	Вес агре- гата нетто в кг	Размеры в плане в мм
60 см		50 см		35 см		20 см				
л/мин	квт	л/мин	квт	л/мин	квт	л/мин	квт			
40	0,3	58	0,28	75	0,24	85	0,2	2850	29	680×500
140	0,44	160	0,42	175	0,37	180	0,3	2850	30	680×500
210	0,67	285	0,64	330	0,57	340	0,49	2850	37	680×550
300	1,2	470	1,1	570	0,97	620	0,81	2850	44	850×635
680	2,2	750	2,2	820	1,9	860	1,55	1450	170	1050×740
1280	3,5	1400	3,2	1550	2,7	1650	2,35	1450	180	1200×775
1600	4,9	2400	4,7	2600	4,4	2700	4,2	1450	200	1300×775
2000	6,5	3300	6,0	3800	5,8	4000	5,5	1450	240	1400×970

Примечание. Размеры в плане достаточны и для установки специального ящика или резервуара (черт. 51), откуда в насос попадает вода, служащая для образования водяного кольца; в этот же ящик, поставляемый вместе с „Эльмо“-насосом, и выбрасывается вода с воздухом.

Установка ящика собственно не всегда необходима, так как вода к вакуум-наосу может быть подведена с помощью ответвления от водопровода, а выпуск воды с воздухом может быть также произведен в отдельную спускную трубу.

Во избежание перегрева воды в ящике в последний подводится небольшое количество свежей воды.

На черт. 52 показана схема работы, на черт. 51—схема установки вакуум-насоса описанной конструкции и на черт. 53—общий вид насоса.

Вакуум-насосы указанного типа весьма надежны и могут находиться долгое время в работе. Снимая у насосов приемные клапаны и устанавливая вакуум-насосы, надежность насосной станции и обеспеченность бесперебойной работы ее несколько не уменьшается. К захваченным вместе с воздухом небольшим частицам волокон и пр. (если таковые есть в жидкости, перекачиваемой основным насосом) вакуум-насос нечувствителен: все

Таблица 10

Производительность и мощность при вакууме							Число об/мин	Размеры			Вес в кг
98%		94%		92%		Насос и мотор без резервуара		Насос и мотор с резервуаром			
Q л/сек	А. С.	Q л/сек	А. С.	Q л/сек	А. С.	длина в м			ширина в м		
20	4,5	33	4,7	38	5	1,232	0,505	1,232×1090	250		
37	7	53	7,3	55	8	1,278	0,505	1,278×1090	270		
43	8	77	9	78	10	1,337	0,505	1,337×1090	300		
53	10	83	11	85	12	1,737	0,505	1,437×1090	320		
60	14	88	14,5	90	15	1,930	1,250	1,930×1505	600		
125	17,5	153	19	155	20	2,020	1,250	2,020×1505	650		
217	26	250	28	280	30	2,095	1,250	2,095×1505	700		
291	34	300	35,5	300	37	2,175	1,250	2,175×1505	775		

Примечание: Таблица составлена по данным завода Karl Neave, Германия.

это (волокна и пр.) выбрасывается вакуум-насосом вместе с попадающей в него жидкостью. Это обстоятельство выгодно отличает „Эльмо“-насос от обычных вакуум-насосов поршневого типа; как это было указано выше, попадание воды в последние ни в какой мере недопустимо.

„Эльмо“-насосы, как это видно из черт. 53, очень компактны; никаких вентилях кранов, поршней, зубчатых колес и каких-либо частей, которые иногда должны были бы восстанавливаться, здесь нет. Следует отметить лишь, что, повидимому, ввиду некоторого перекоса при сборке насоса после ремонта в эксплуатации в практике автора были случаи поломки зубцов (лопаток) колеса вакуум-насоса.

Монтируются „Эльмо“-насосы обычно на общем валу и общей фундаментной плите с электромоторами. Реже приводятся в движение с помощью ременной передачи.

„Эльмо“-насосы получили широкое распространение за границей. У нас в Союзе „Эльмо“-насосы до последнего времени были малораспространены и вследствие того, что идея их установки еще была недостаточно развита и за отсутствием собственного производства их, между тем как в них имеется большая потребность.

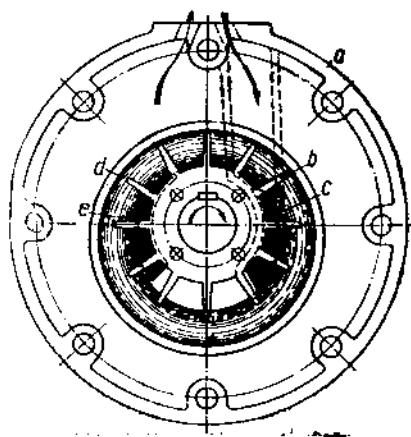
Поэтому производство отечественных вакуум-насосов типа „Эльмо“ должно быть обязательно налажено.

Представляется весьма существенным уточнить, при ка-

ких обстоятельствах целесообразно устанавливать приемные клапаны и при каких вакуум-насосы.

Стоимость воздушных трубок от вакуум-насоса к насосу, краников, арматуры на вакуум-насосе, электропроводки к мотору вакуум-насоса может быть в среднем принята равной стоимости одного приемного клапана.

Стоимость вакуум-насоса и мотора к нему может быть принята в среднем для малых мощностей в 400 руб. (пока производство вакуум-насосов еще не налажено, в дальнейшем стоимость может быть значительно меньше) и для больших в 600 руб. К этой стоимости возможно прибавить резерв. Тогда стоимость вакуум-насосов в одном случае выразится в 800 руб., в другом — 1200 руб.



Черт. 52

Расход энергии для одного пуска или одного включения насоса по данным опыта в Ростове-на-Дону определяется следующим образом.

Вакуум-насос по включении его в работу создает необходимый вакуум в зависимости от производительности самого вакуум-насоса, от длины и диаметра всасывающего трубопровода в течение 2—5 мин., т. е. работает 2—5 мин.

При мощности электромотора вакуум-насоса в среднем в 2,5 *квт* (на ростовском-на-Дону водопроводе имеются различные по мощности вакуум-насосы: от 2,5 до 7 *квт*, но большей частью работает вакуум-насос мощностью в 2,5 *квт*) стоимость электроэнергии в течение 3—5 мин. выразится в десятых долях копейки. Если считать, что каждый насос в течение суток будет несколько раз включен и выключен, то все же расход электроэнергии на включение и пуск насоса представится суммой, практически близкой к нулю. Иначе говоря, с расходом энергии на работу вакуум-насоса в данном случае можно не считаться.

Для того чтобы решить вопрос о целесообразности установки вакуум-насоса, следует в каждом отдельном случае произвести экономический расчет, учитывая, с одной стороны, расход энергии, соответствующий потере напора в приемном клапане, стоимость приемных клапанов (особенно, если на станции установлен целый ряд насосов), и, с другой, — стоимость вакуум-насосов.



Черт. 53

Для иллюстрации приведем ориентировочный экономический расчет, подтверждающий целесообразность установки вакуум-насосов на станции I под'ема ростовского-на-Дону водопровода.

Работают круглые сутки 3—4 насоса производительностью каждый около 450 *м³/час*. Потеря напора в приемном клапане насоса, как это указано выше, составляет около 34 *см вод. ст.*

Потерянная мощность ежесуточно составляет:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot h \cdot 24}{3600 \cdot 75 \cdot 1,36 \eta} \cdot 4 = \frac{1000 \cdot 450 \cdot 0,34 \cdot 24}{3600 \cdot 75 \cdot 0,70 \cdot 1,36} \cdot 4 = 57 \text{ квт-ч.}$$

Считая в среднем по 5 коп. за 1 *квт-ч*, получим среднюю стоимость израсходованной энергии в связи с потерями в приемных клапанах:

$$5 \cdot 57 = 2 \text{ р. } 85 \text{ к., что составляет в год;} \\ 2,85 \cdot 360 = 1000 \text{ руб.}$$

Расход, вызванный установкой вакуум-насосов, приводится по существу к амортизации их, погашению процентов на затраченный капитал и ремонту.

Так как вакуум-насосы работают чрезвычайно мало, то амортизация и ремонт их весьма незначительны. Стоимость же самих вакуум-насосов может быть принята равной примерно стоимости четырех приемных клапанов диаметром каждый в 16". В этом случае установка вакуум-насосов конечно должна быть признана целесообразной, равно как и в тех случаях, когда число насосов, а следовательно и число приемных клапанов будет большим, когда энергия является более дорогой и в ряде других случаев, указываемых нами в выводах.

В тех случаях, когда число насосов на станции незначительно, стоимость энергии низка, установка вакуум-насосов может быть излишней.

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы:

1. Необходимо поставить производство вакуум-насосов типа „Эльмо“ в СССР.

2. При проектировании насосных станций необходимо, пользуясь предлагаемой таблицей потерь напора в приемных клапанах, определять целесообразность установки вакуум-насосов или приемных клапанов в зависимости от количества проектируемых насосов, размеров или мощностей их, стоимости энергии и прочих условий и в соответствии с полученным результатом проектировать или то или другое.

На малых станциях с небольшим количеством агрегатов установку вакуум-насосов взамен приемных клапанов следует считать нецелесообразной.

4. Установка вакуум-насосов может быть весьма целесообразна при перекачивании грязных вод или при перекачивании вод, не исключающих возможность попадания под приемный клапан таких предметов (дерево, камни и пр.), которые препятствовали бы нормальной посадке клапана при наполнении насоса водой и нормальной работе насоса.

VII. О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРАХ, ИХ ВЛИЯНИИ НА СОХРАННОСТЬ ВОДОПРОВОДНЫХ СООРУЖЕНИЙ И МЕРАХ К ИХ УСТРАНЕНИЮ

В разделе об обратных клапанах указан ряд конструкций клапанов, указано также на целесообразность установки некоторых конструкций обратных клапанов, в том числе и с замедленной посадкой с целью устранения ударов. Здесь имелись пока в виду главным образом удары в механическом значении этого слова. Далее мы позволим себе подробно остановиться на явлении гидрав-

лического удара, на влиянии этого явления на сохранность сооружений и на мерах к устранению этого явления.

Согласно существующей теории гидравлического удара, предложенной еще 35 лет назад проф. Н. Е. Жуковским, гидравлический удар есть явление, связанное с внезапным прекращением движения воды, и объясняется возникновением и распространением в трубах ударной волны, т. е. распространением повышения давления в виде волнообразного движения, происходящего одновременно и от сжатия воды и от расширения стенок трубы.

Суть явления заключается в том, что при внезапном и быстром прекращении движения воды внезапно повышается давление, причем повышенное давление передается по всей трубе. Повышение давления при ударе зависит от скорости движения воды в трубопроводе или, иначе, скорости, потерянной на удар, и скорости распространения волны в трубе; согласно опытам Н. Е. Жуковского скорость распространения волны в трубе с увеличением диаметра уменьшается, и повышение давления при прочих одинаковых условиях в трубах меньшего диаметра несколько больше, чем в трубах большего диаметра. Согласно тем же опытам увеличение давления при гидравлическом ударе равно примерно 13—10 ат на 1 м скорости в трубопроводе (потерянной), причем большая величина относится к трубам малого диаметра и меньшая—к трубам большого диаметра (в опытах Н. Е. Жуковского 600 мм). При переходе от труб большого диаметра к трубам меньшего диаметра и особенно оканчивающимся тупиками давление возрастает еще сильнее. В тупиках примерно вдвое, а в главной магистрали повышение давления, если и не удваивается, то во всяком случае сильно возрастает.

В той же работе проф. Н. Е. Жуковский указывает, что для ослабления гидравлического удара (или для его уничтожения) необходимо строить приспособления, замедляющие закрытие кранов, задвижек и пр. Время этого медленного закрытия с тем, чтобы ударное давление (повышение давления) не превосходило заданной величины давления P , определяется по формуле, данной Н. Е. Жуковским:

$$t = \frac{L \cdot V}{75 P},$$

где L — длина трубы в саженьях и V — скорость движения воды в трубе в футах.

Приведенная формула указывает на возрастание необходимого времени закрытия задвижки или иного затвора при увеличении скорости движения воды в трубе и особенно длины трубы.

Интересную и очень важную теорию гидравлического удара проф. Н. Е. Жуковского к сожалению инженеры не использовали полностью в водопроводных сооружениях, если не считать установки предохранительных клапанов, каковые обычно не соизмеряются с величиною гидравлического удара, не выбрасы-

вают определенных количеств воды при наличии удара и таким образом в большинстве случаев себя не оправдывают, да еще сами предохранительные клапаны ставятся весьма и весьма редко, несмотря на то, что они должны были бы быть по указанию проф. Н. Е. Жуковского „наиболее практической мерою предохранения водопроводов от распространения гидравлического удара“.

Автору пришлось обратиться к теории гидравлического удара при разрешении вопроса об авариях и мерах к их устранению на водопроводах Донбасса, каковая работа проводилась по заданию Донбассводтреста. Было обследовано несколько водоводов.

Луганский водовод снабжает водой из луганского водохранилища Горловку. Водовод имеет два участка: 1) высокого давления железный сварной $D = 400$ мм; $L = 12$ км и 2) среднего и низкого давления чугунный раструбный со свинцовыми стыками $D = 400$ мм, $L = 8$ км.

Давление у насосов, подающих воду в водовод, 23 ат, в конце водовода давление близко к нулю.

Грунт по длине водовода плотный, не допускающий неравномерную осадку, подача воды совершается центробежными насосами равномерно.

Водовод до лета 1933 г. работал с неотрегулированным предохранительным клапаном. По данным горловского участка Донбассводтреста на луганском водоводе имел место ряд прорывов.

Разрывы чугунных труб происходили и в районе более высокого давления и в тех районах, где давление обычно не превышало 3 ат. При выяснении здесь характера самих аварий оказалось, что наибольшее их количество приходится на разрывы чугунных труб вдоль оси их, причем эти разрывы имели место и на участках, расположенных ближе к насосной станции (большое давление), и на участках, расположенных ближе к концу водовода (малое давление). При осмотре самих лопнувших труб оказалось, что толщина стенок их колеблется в значительных пределах; кроме того как с внутренней поверхности труб, так и снаружи, а равно и в самой толще стенок обнаружены в большом количестве раковины. Отдельные трубы $D = 400$ мм вместо толщины стенки по сортаменту 14 мм имели толщину стенки с одной стороны 11 мм, с другой — 22 мм, другие — 12 и 22 мм и т. д.

Водовод водопровода „Кипучая криница“ служит для подачи воды насосной станцией в г. Сталино из источника „Кипучая криница“, расположенного в 45 км от Сталино. Водовод выполнен из железных раструбных труб, диаметр его 425 мм, длина около 45 км. Стыки заделаны смоленой прядью и свинцом.

В начале водовода установлен предохранительный клапан с пружиной. Клапан бездействует и перекрыт задвижкой. На водоводе имеются двухшаровые вентузы для быстрого впуска

(во время опорожнения) и выпуска (во время наполнения) воздуха. Давление в начале водовода 24 ат (насосы развивают напор, равный 24 ат). На 36 км давление близко к 1 ат. Грунт по всей длине водовода плотный (за исключением первого километра), не допускающий значительной осадки труб.

подавляющее большинство аварий здесь заключается в выпирании свинца из стыков труб. Выпирание свинца носит массовый характер, происходит обычно в какой-либо части стыка, где обнаруживается недостаточно полная заливка стыка свинцом. В 1932 г. было около 70 аварий, в 1933 г.—около 25. Примерно та же картина и на некоторых других водоводах (шахтинский и другие водоводы Донбассводтреста).

При разрешении вопроса о причинах аварий следовало несомненно учесть качество труб в одном случае и качество выполнения работ в другом случае. Данные обследования указывали и на неудовлетворительное качество труб (Луганский водовод) и на неудовлетворительное качество выполнения работ („Кипучая криница“, „Шахты“). Однако только это обстоятельство не могло иметь решающего значения, так как каждый из аварийных стыков и каждая из труб, лопавшихся по образующей, до определенного времени работали и в большинстве своем были испытаны при прокладке и т. д.

Несомненно лишь, что трубы лопались в слабых местах и свинец выпирался в тех стыках, которые были плохо выполнены (заливка, чеканка) вследствие существования некоторой основной причины, приводящей к авариям. Этой основной причиной являлись гидравлические удары. Где же был „источник“ этих ударов? В опытах проф. Н. Е. Жуковского удары вызывались внезапным закрытием на трубопроводе специально пристроенной задвижки. На обследованных сооружениях гидравлические удары вызывались внезапной и быстрой посадкой тарелок обратных клапанов, расположенных за напорными штуцерами каждого из насосов на насосной станции; эти внезапные и быстрые посадки тарелок обратных клапанов являются следствием внезапных выключений тока электрическими станциями.

При внезапном выключении тока, внезапной остановке мотора и насоса движение воды в трубопроводе по направлению от насоса прекращается; под давлением столба воды в водоводе тарелка обратного клапана быстро садится на соответствующее место в корпусе клапана, и столб воды даже несколько перемещается в обратном направлении. Имеют место сжатие воды, расширение стенок трубопровода и внезапное повышение давления.

Итак, в момент внезапного выключения тока имеет место явление гидравлического удара, давление в водоводе у насосов достигает величины 34—35 ат вместо 21 при нормальной работе насосов и 11—12 ат в конце водовода, где это давление было близко к 1 ат.

Частые выключения тока и частые гидравлические удары приводили к постепенному нарушению нормальной работы труб и стыков и далее—к авариям в наиболее слабых местах труб и в недостаточно хорошо выполненных стыках.

Опрос персонала насосной станции в „Кипучей кринице“ подтвердил, что им наблюдалось по манометру увеличенное давление при внезапном выключении тока, а на насосной станции Алмазно-марьевского водопровода (Донецкий водопровод) в момент внезапного выключения тока имела место авария у самого насоса. Автору известен случай, когда на старом Ростовском водопроводе при внезапном выключении тока часто выпирало свинец в одном и том же стыке вблизи насоса, а однажды вовсе вырвало эту же фасонную часть.

Причина аварий ясна. Однако, какие же меры должны быть приняты для предотвращения этих аварий, ибо каждая из них может повести к длительным перебоям в водоснабжении? Одно из мероприятий—установка предохранительного клапана у начала напорного водовода, отрегулированного с таким расчетом, чтобы в момент повышения давления на некоторую незначительную заранее заданную величину клапан открывался, определенное количество воды выбрасывалось наружу и давление вследствие этого падало. К сожалению и проектирующие и эксплуатирующие насосную станцию чаще всего в нужных случаях вовсе не ставят предохранительных клапанов, а если в редких случаях и ставят, не отрегулировывают их и не следят за правильной их работой.

Следующим мероприятием является устройство, служащее для замедления закрытия тарелки обратного клапана, т. е. приспособление для принудительной посадки клапана в течение определенного промежутка времени, во всяком случае, далеко превосходящего те доли секунды, в течение которых закрывается тарелка обратного клапана обычной конструкции. Принимая во внимание, что в формуле для времени закрытия кранов и пр.,

данной Н. Е. Жуковским, $t = \frac{L \cdot V}{75 \cdot P}$ время это зависит от длины

трубы, следует особо подчеркнуть значение замедления посадки клапана для длинных водоводов, где это время может выражаться десятками секунд или минутами. Так например, время закрытия клапана для водовода „Кипучей криницы“, имеющего длину в 45 км, при скорости движения воды в нем около 0,6 м (2 фута) при допущении повышения давления в 3 ат выразится

по формуле: $t = \frac{L \cdot V}{75 \cdot P}$ в $\frac{45 \cdot 500 \cdot 2}{75 \cdot 3} = 3\frac{1}{3}$ мин.

Для устранения или уменьшения гидравлических ударов, для устранения опасности разрушения водоводов, особенно длинных водоводов, в тех случаях, когда давление в них и при нормальной работе значительно, следует применять устанавливаемое

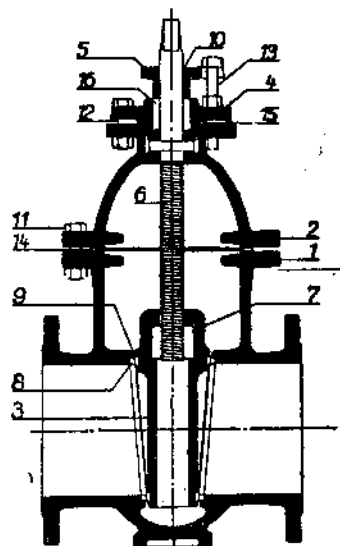
мые на насосах обратные клапаны специальных конструкций с принудительной и замедленной посадкой тарелки клапана, достигаемой применением конструкции масляных или иных амортизаторов, рассчитанных в каждом отдельном случае на необходимое время посадки клапана. Конструкция этих клапанов описана в разделе „Обратные клапаны“. Клапаны эти необходимо теперь же начать строить в СССР. Что касается предохранительного клапана, то и его установка может иметь место для большей надежности в работе водовода, да и на случай возможной порчи масляного амортизатора или иной детали обратного клапана. Важно, что обратный клапан есть один из элементов насосной станции, всегда находящийся в работе под наблюдением (на насосе), в то время как предохранительный клапан, будучи обычно установлен вне здания станции, остается часто вне наблюдения. Следует еще иметь в виду, что при установке обратных клапанов с замедленной посадкой не следует устанавливать приемных клапанов на всасывающих трубопроводах насосов во избежание передачи последним давления из напорных трубопроводов во время медленной посадки обратного клапана. Приемные клапаны с успехом могут быть заменены вакуум-насосами.

VIII. ЗАДВИЖКИ И ПРИВОДЫ К НИМ

Задвижка — столь известный и распространенный элемент в оборудовании трубопроводов и насосных станций, что на описании ее конструкции особо останавливаться не приходится. На черт. 54 показана задвижка нормального типа: 1 — корпус, 2 — крышка, 3 — клин, 4 и 5 — сальник, 6 — шпindel, 7 — гайка, 8 и 9 — кольца в корпусе и клине, 10 — сальник крышки, 11, 12 и 13 — болты, 14 и 15 — уплотняющие прокладки, 16 — сальниковая набивка.

Существуют некоторые разновидности задвижек, как-то: задвижки тяжелого или легкого типа для больших и малых давлений, с различной формой корпуса, со шпindelной нарезкой, лежащей внутри корпуса или вне его, задвижки Лудло, задвижки с маховичком или специальным приводом и т. д.

Вопросом большой важности, при том вопросом, которым проектирующие и ведущие оборудование насосных станций в должной мере не за-



Черт. 54

нимаются, является вопрос о рациональном приводе к задвижке ввиду того, что последний в связи с увеличением диаметров трубопроводов и увеличением давлений, развиваемых насосами, в связи с необходимостью осуществлять регулирование, приобретает все большее и большее значение, ибо открытие и закрытие задвижек у насосов большой производительности и высокого давления требуют значительных усилий и времени, в то время как эксплуатация может предъявить требование быстрого и легкого закрытия или открытия. Характерно, что даже в тех случаях, когда должны быть установлены обыкновенные задвижки с приводом вручную от маховичка, их часто так устанавливают, что для того чтобы закрыть или открыть задвижку, необходимо в одних случаях стать на некоторое возвышение, в других — спуститься в галерею для труб или подвал; и то и другое, как правило, не должно иметь места, равно как открытие или закрытие задвижки целой группой рабочих, как это на некоторых наших станциях к сожалению имеет место.

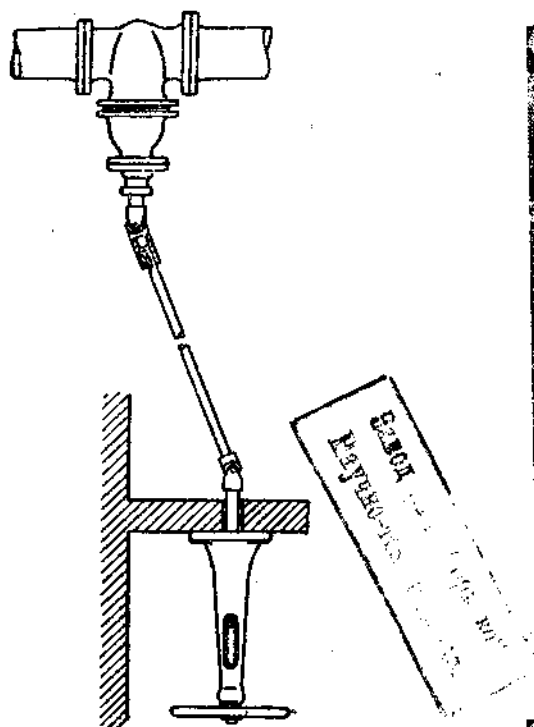
Привод к задвижкам, будет ли то механическая передача, гидравлический привод или электрический, позволяющий также производить открытие и закрытие задвижек на расстоянии, в современных насосных станциях является элементом существенным, требующим соответствующего уточнения в самом проекте, так как позднейшие переделки привода в процессе эксплуатации бывают и дорогими, и затруднительными, и не достигающими полностью цели.

Ручной привод

Ручной привод к задвижкам обычно применяется при малых давлениях на трубопроводах диаметром до 1 м; при больших давлениях — на трубопроводах меньшего диаметра; в насосных установках, где задвижки обычно закрываются и открываются довольно часто, где время закрытия и открытия должно быть малым, ручной привод применяется обычно к задвижкам диаметром до 400 мм.

Различают ручной привод с промежуточной передачей и без таковой. Простейший вид привода — маховичок, непосредственно сидящий на шпинделе задвижки. Если задвижка находится ниже пола станции (в подвале, галерее), для удобства управления шпиндель удлиняется и проходит внутри колонки, над которой устанавливается маховичок: в тех случаях, когда место не позволяет установить колонку над задвижкой, прибегают к передаче движения от маховичка к шпинделю задвижки помощью рычагов, связанных шарнирами (черт. 55).

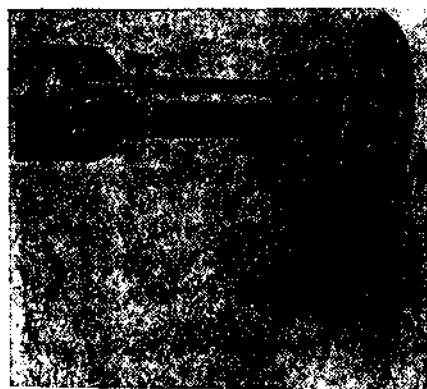
При расположении задвижки на значительном расстоянии от пола станции при горизонтальном расположении шпинделя может применяться привод, показанный на черт. 56.



Черт. 55



Черт. 57

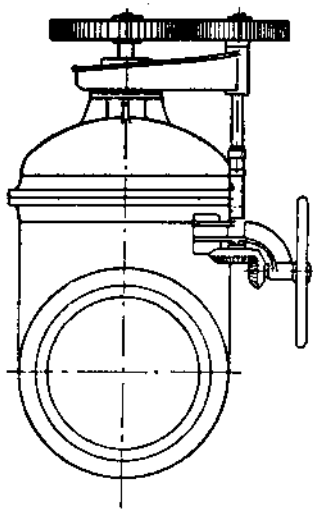


Черт. 56

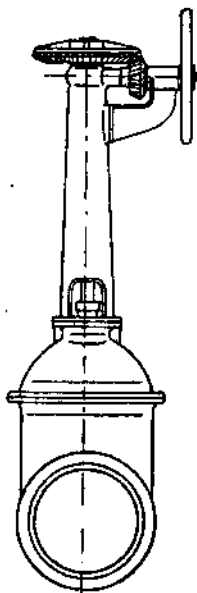


Черт. 58

Задвижки диаметром большим 400 мм при средних давлениях имеют обычно ручной привод с цилиндрическими, коническими колесами или червячной передачей или состоящий из комбинации этих передач с маховичком или рукояткой, расположенными в зависимости от удобства обслуживания, обводными задвижками, дополнительными опорами, кронштейнами и т. д., как это изображено на чер. 57, 58, 59 и 60.



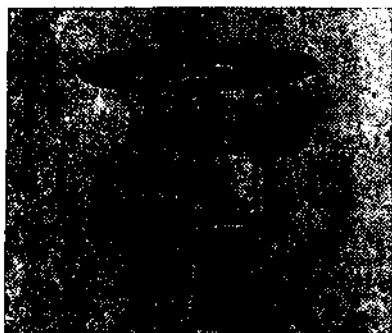
Черт. 59



Черт. 60

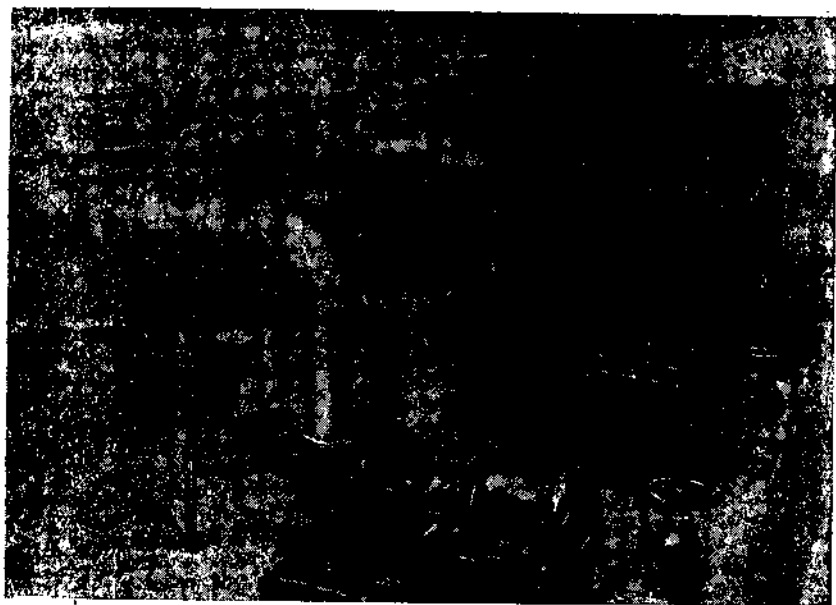
Степень открытия или закрытия задвижки с ручным приводом со шпинделем внутри корпуса задвижки, управление которой

(маховичок, рукоятка) находится не на задвижке (промежуточная колонка и пр.), не может быть точно определена без соответствующих весьма простых приспособлений. На черт. 61 изображено одно из таких простых приспособлений. На шпинделе задвижки имеется зубчатое колесо, сцепляющееся с двумя зубчатыми колесами, расположенными друг над другом, причем число зубьев нижнего на единицу меньше верхнего, поэтому при



Черт. 61

каждом вращении шпинделя нижнее колесо несколько опережает верхнее. Это опережение, а следовательно и число оборотов шпинделя при любом открытии читается на нижнем колесе через прорезы, имеющиеся в верхнем. На черт. 62 показано управление задвижками на напорных линиях насосов. Задвижки расположены высоко, однако управление ими не представляет никаких затруднений.



Черт. 62

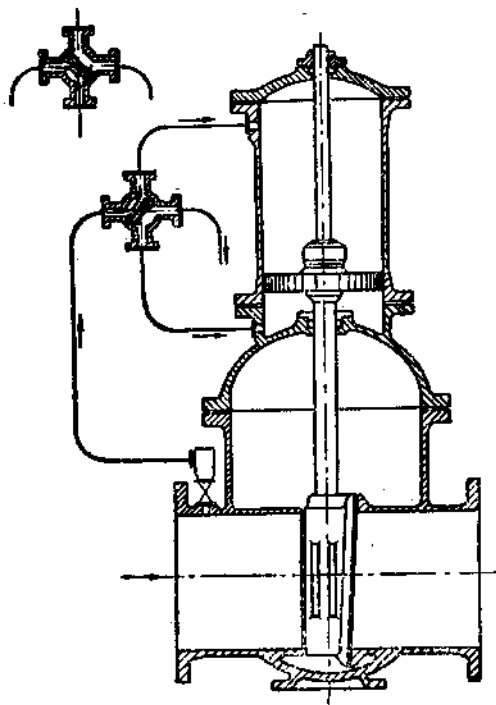
Гидравлический привод

Гидравлический привод может быть применен всюду, где имеется давление не ниже 1 ат. Этот привод особенно рекомендуется для задвижек большого диаметра и в особенности в тех случаях, когда открытие и закрытие задвижек должно происходить быстро. Существующие гидравлические задвижки могут быть открыты и закрыты в промежуток времени, колеблющийся между несколькими секундами и 2—3 мин.

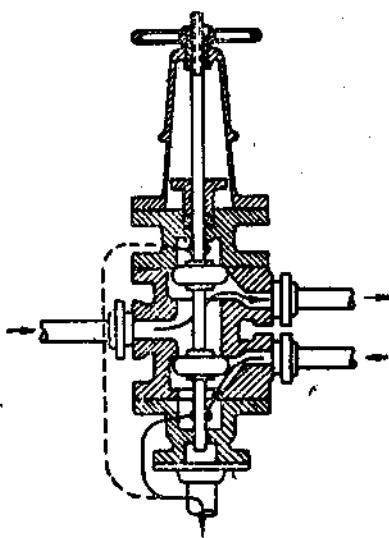
Принцип действия гидравлического привода может быть уяснен из черт. 63.

К корпусу задвижки пристроен цилиндр, в котором движется поршень, закрепленный к шпинделю задвижки. Шток поршня проходит в корпусе задвижки и крышке цилиндра, причем уплотнение достигается помощью сальников.

Напорная вода для гидравлического привода в большинстве случаев берется из того же трубопровода, на котором установлена задвижка; для этой цели, как видно из чертежа, на задвижке имеется особый кран; исключения составляют случаи, когда задвижка установлена на всасывающем трубопроводе, когда имеются аккумуляторы давления или же когда для привода употребляют не воду, а другую жидкость, например масло. На черт. 64 изображен распределительный кран, от которого одна трубка ведет к одной стороне поршня; третья трубка подводит воду к распределительному крану, четвертая отводит отработанную в приводе воду наружу.



Черт. 63



Черт. 64

Изображенные положения распределительного крана соответствуют закрытию и открытию задвижки. Распределительный кран приводится в действие обычно вручную.

На черт. 65 изображена задвижка высокого давления диаметром 600 мм с гидравлическим приводом с обводной задвижкой, открываемой вручную.

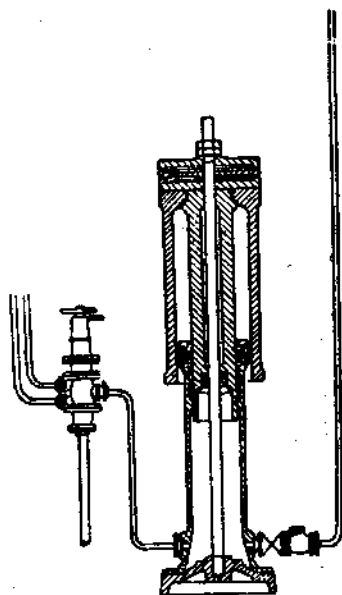
Задвижки с гидравлическим приводом позволяют осуществлять закрытие и открытие их на расстоянии. В этом случае и обводная задвижка снабжается гидравлическим приводом.

Управление задвижкой на расстоянии до 100 м производится тем же гидравлическим путем, на большем расстоянии — гидрав-

лическим с электрической передачей; принцип этого способа или состоит в том, что включаемый на расстоянии ток приводит в действие электрический моторчик, сидящий у распределительного крана, расположенного на задвижке, помощью червячной передачи, приводящей распределительный кран в действие, или в том, что включаемый на расстоянии ток действует на электромагниты, ставящие распределительный кран в определенное положение. В тех случаях, когда в напорной линии по тем или иным причинам может отсутствовать необходимое для гидравлического привода давление, на станции необходимо устанавливать небольшой аккумулятор давления, наполняющийся из напорного трубопровода. Такой аккумулятор изображен на черт. 66. В тех случаях, когда не исключена возмож-



Черт. 65

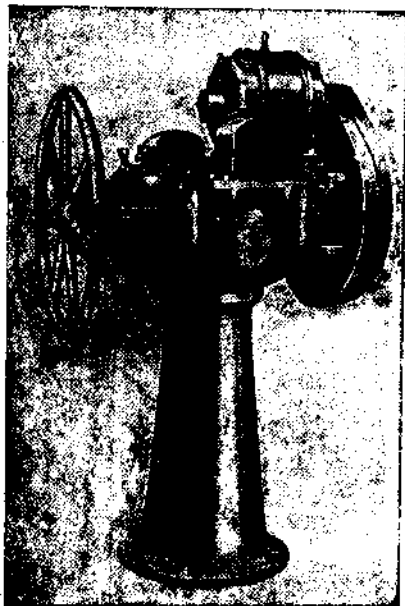


Черт. 66

ность замерзания воды, в распределительный кран может под давлением подаваться масло. Преимущества гидравлического привода — простое и быстрое открытие и закрытие задвижки, простое и легкое обслуживание.

Электрический привод

Несмотря на ряд преимуществ, гидравлический привод особенно широкого распространения на насосных станциях не получает главным образом вследствие того, что на больших установках в настоящее время имеет широкое применение электрический привод. Электрический привод не вызывает необходимости в воде из напорного трубопровода (затвора на всасывающих линиях), не вызывает необходимости строить гидравлические цилиндры большого диаметра (затвора на напорных линиях с небольшим давлением), не вызывает необходимости применять масло под давлением (затвора в месте, где вода подвержена замерзанию), кроме того он представляет большие возможности для полнейшей автоматизации и в особенности



Черт. 67



Черт. 68

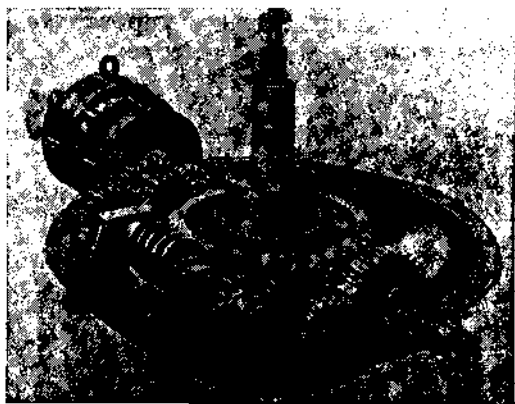
в тех случаях, когда должно быть осуществлено регулирование затворкой, т. е. точная ее установка на то или иное открытие, отмечаемое точными электрическими же приборами. За границей большое распространение кроме насосных станций получают затворки с электрическим приводом на водопроводных сетях; в этом случае управление осуществляется из одного центрального

места, от которого задвижки могут отстоять на расстоянии нескольких километров, причем работают они достаточно надежно.

На черт. 67 показана одна из ранее появившихся конструкций, на черт. 68 — одна из новых конструкций, на черт. 69 — передача от мотора к шпинделю задвижки. В первоначальных конструкциях, распространенных и до сих пор, по существу мотор и передача пристраивались к существующей задвижке с ручным приводом; в случае надобности эти задвижки могли приводиться и вручную. Два выключателя автоматически выключают мотор по достижению задвижкой какого-либо из двух определенных положений. В качестве привода служат моторы, закрытые или с вентилятором, часто с противосыровой изоляцией (когда весь привод установлен во влажном месте). При переменном токе, т. е. в подавляющем большинстве случаев, употребляются короткозамкнутые моторы, включаемые без всяких пусковых приспособлений; мощность наиболее употребительных моторов колеблется в пределах 0,5—3 *квт*, редко больше.

В лучших конструкциях электрического привода в случае заедания, торможения и пр. во избежание перегрузки мотора или какой-либо детали задвижки особая скользящая муфта действует помощью рычажной передачи на специальный выключатель; мотор останавливается, чем и обеспечивается полная надежность в работе задвижки и привода.

Управление задвижками с электрическим приводом и все электрическое устройство для означенного управления могут быть различными: а) управление вручную без особых приспособлений, сигнализирующих о положении задвижки, имеющее место на насосных станциях и при управлении на коротком расстоянии; б) управление на расстоянии с установкой приборов, извещающих о конечном положении задвижки, применяющееся реже на насосных станциях, и в) управление на расстоянии с применением устройств и приборов, указывающих любое положение задвижки, применяющееся главным образом на сети; в этом последнем случае задвижка не только может со значительного расстояния открываться на определенную величину, но и далее может открываться, закрываться и устанавливаться в любом положении в зависимости от управления на центральной станции. На

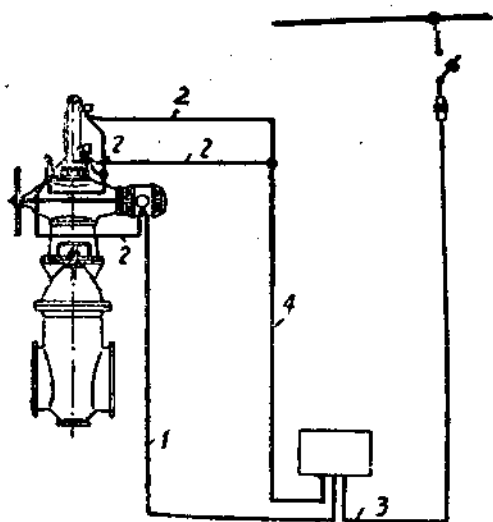


Черт. 69

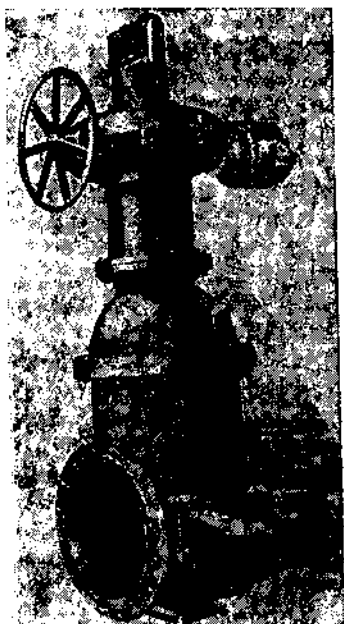
черт. 70 показана схема электрического включения задвижки на насосной станции; открытие и закрытие происходят вручную помощью выключателя или нажима кнопок; любое положение задвижки указывается простым приспособлением.

Выключение мотора при закрытии или открытии задвижки происходит автоматически помощью двух выключателей.

Схемы для „б“ и „в“ не приводятся, так как осуществляются редко или вовсе не осуществляются на насосных станциях (главным образом на сети). Здесь интересным является то обстоятельство, что на месте управления задвижкой (даже на расстоянии нескольких километров) приборы показывают положение задвижки, а если последняя имеет еще обводную задвижку, то и положение последней, которая, кстати сказать, также может управляться автоматически и на расстоянии.



Черт. 70



церт. 71

На черт. 71 показана задвижка 600-мм с электрическим приводом с обводной задвижкой, управляемой вручную; на черт. 72— задвижки 300 и 250-мм с электрическим приводом.

Для трубопроводов больших диаметров при больших давлениях установок обычных задвижек клинового типа независимо от механизации привода представляет все же ряд неудобств, как-то: значительная односторонняя нагрузка клина и вызываемое этим истирание соприкасающихся частей (в некоторой степени даже и при гидравлической разгрузке клина), большое место, требуемое для установки громоздкой клиновой задвижки,

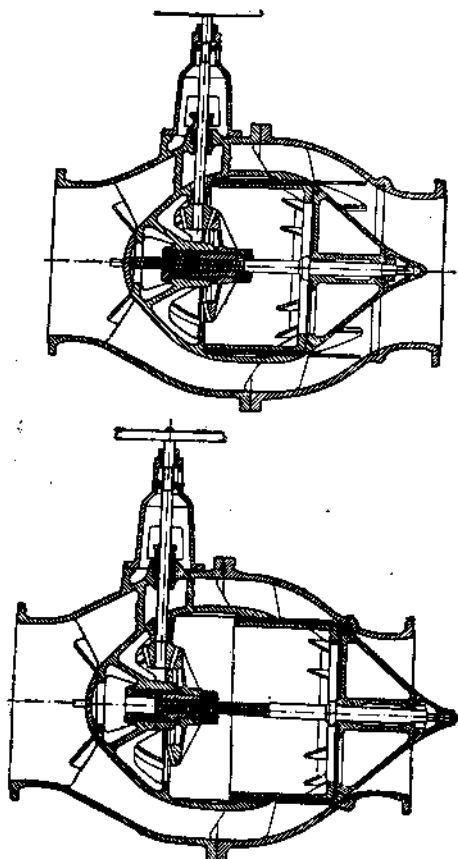
имеющей часто высоту в три с лишним раза больше диаметра трубопровода, большой вес ее и т. п. За границей еще около 20 лет назад для больших трубопроводов (гидросиловые станции) начали применять задвижки кольцевого типа, встречающиеся в настоящее время и на насосных станциях. Задвижка кольцевого типа с ручным приводом изображена на черт. 73.



Черт. 72

В средней яйцевидной части корпуса задвижки, концентрически расположенной и скрепленной с наружной частью радиальными ребрами, перемещается концентрически же расположенная подвижная часть, осуществляющая открытие и закрытие задвижки; механизм для привода изображен на чертеже в виде маховичка и передачи. На черт. 73 вверху задвижка открыта, внизу закрыта. Проходное сечение для движения воды имеет вид кольца, ход подвижной части небольшой, время открытия и закрытия незначительно, а это в отдельных случаях представляет определенное преимущество. Подвижная цилиндрическая часть заканчивается конусом, имеющим целью привести движение воды к более равномерному, а сделанные в последнем отверстия предназначены для выра-

вливания давления между внутренней и внешней частями запорного органа. Вследствие более спокойного движения потери в задвижке незначительны.

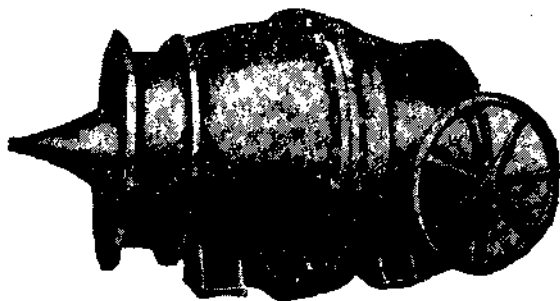


Черт. 73

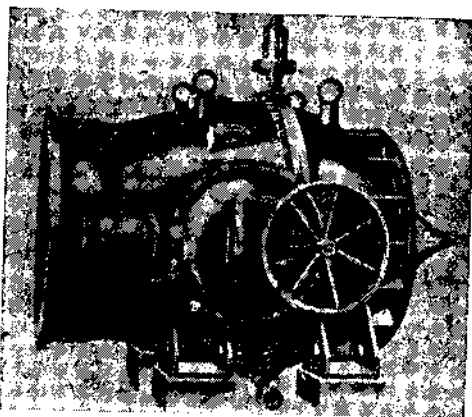
Плотность затвора при закрытии осуществляется двумя кольцами, из коих одно закреплено в подвижном запорном органе, другое — в корпусе.

Привод к задвижке описываемой конструкции, так же как и в обычных конструкциях, встречается ручной, гидравлический и электрический, последний и с управлением на расстоянии. На черт. 74 показана задвижка кольцевого типа с ручным приводом, на черт. 75 — с электрическим.

Усилие, затрачиваемое в приводе, много меньше усилия, затрачиваемого в обычной задвижке, так как усилие это необходимо главным образом для преодоления трения движущейся части.



Черт. 74



Черт. 75

Описанные задвижки кольцевого типа должны будут вследствие ряда преимуществ найти себе применение на крупнейших насосных станциях СССР.

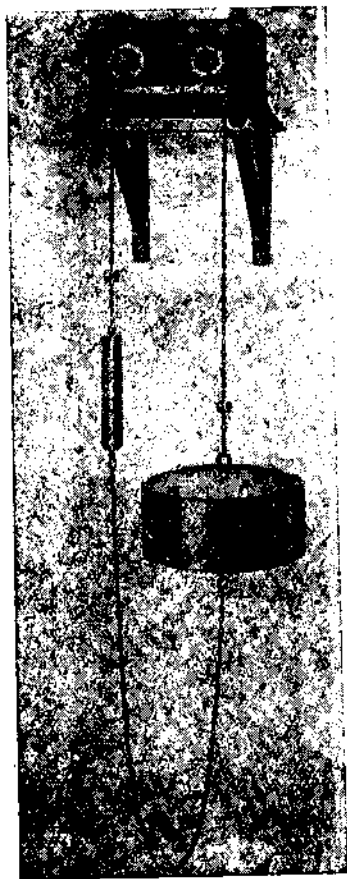
IX. ПОКАЗАТЕЛИ УРОВНЯ ВОДЫ

При нагнетании воды насосной станцией часто является весьма существенным определять в любой момент уровень воды в резервуаре, из которого производится всасывание, и особенно в напорном резервуаре, куда производится нагнетание. Так как в большинстве случаев напорный резервуар находится на значительном расстоянии от насосной станции, является необходимой сигнализация уровня воды на насосную станцию особыми приборами — показателями уровня воды.

Показатель уровня воды состоит из помещенных в чугунную коробку контактного механизма, собственно показателя уровня воды, источника электричества и проводов.

В контактном механизме (черт. 76) движение передается по цепи, соединенной с медным поплавком, движущимся вверх или вниз, в зависимости от изменения уровня воды; на той же цепи имеется противовес.

Контактный механизм так устроен, что контакт осуществляется лишь после определенного перемещения цепи или, что то же самое, после определенного перемещения поплавка например на 5 см; в промежуточных положениях поплавок и цепи контакта нет. При наличии контакта в цепь от источника электри-



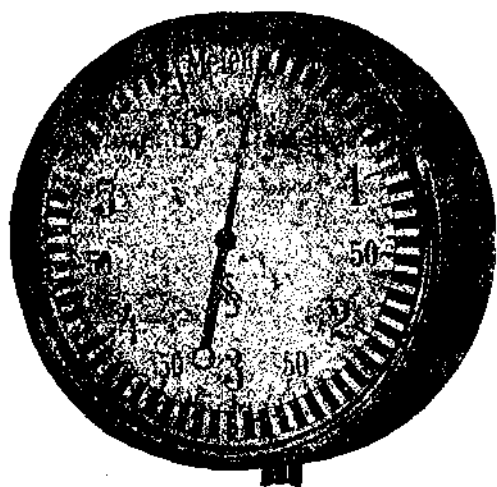
Черт. 76



Черт. 77

чества включается ток, причем в зависимости от движения поплавка вверх или вниз ток идет вначале по одному проводу, затем по другому или вначале по второму, затем по первому. Для показания наибольшего (наполнение) и наименьшего уровня в резервуаре служат дополнительные контакты, включающиеся особыми клеммами, сидящими на цепи и действующими при определенном положении цепи, т. е. при определенном положении поплавка на левый или правый конец двуплечего рычага, при-

строенного на той же коробке с контактным механизмом. При том или ином повороте этого рычага включается специальный контакт с пристроенным к нему сигнальным приспособлением; в некоторых случаях сигнальное приспособление заменено приспособлением для автоматического включения и выключения насосных агрегатов. В некоторых устройствах весь контактный механизм отсутствует и имеются лишь два упомянутых выше контакта для сигнализации наивысшего уровня в резервуаре и наивысшего. Установку контактного механизма производят в месте, где он наименее подвержен действию влаги, а если это затруднительно, его выносят в специальную будку (черт. 77) (над резервуаром); здесь он находится в сухом месте и доступен для осмотра. Следует еще иметь в виду, что поплавков должен быть защищен от сильных движений воды и от замерзания: первое приводит часто к помещению поплавка в особо установленной трубе, второе разрешается на основании местных условий.



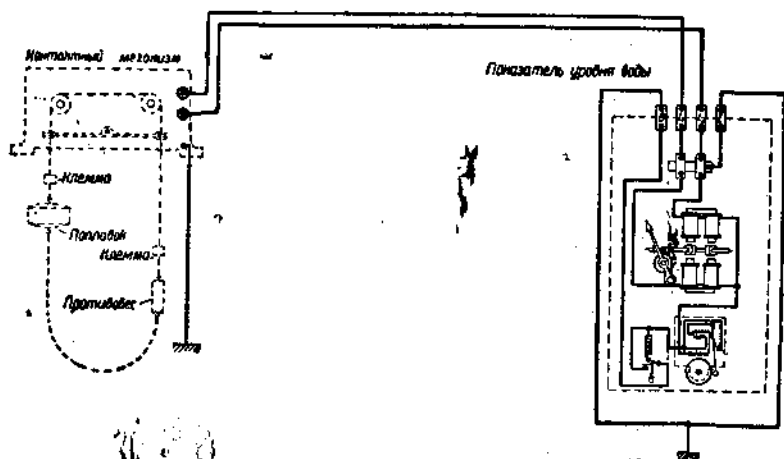
Черт. 78



Черт. 78а

Собственно показатель уровня воды, внешний вид которого показан на черт. 78 и 78а, помещен в металлическую коробку или деревянный ящик и представляет собой систему, состоящую из двух электромагнитов, расположенных друг к другу под углом в 120° (черт. 79). Между полюсами электромагнитов расположен могущий вращаться якорь. Вращение якоря передается

зубчатому колесу и далее — стрелке показателя, как это изображено на схеме черт. 79. Для правильного представления об ежедневной работе станции весьма целесообразно регистрирование изменений уровня воды; весьма простой регистрирующий механизм, пристроенный к тому же вращающемуся якорю, пере-



Черт. 79

дает движение стрелки перу и выполняет эту работу. Диаграмма может сниматься ежедневно или еженедельно в зависимости от устройства завода и пружинного часового механизма, вра-



Черт. 80

щающего барабан с бумажной лентой, на которой перо наносит график. На схеме (черт. 79) показано еще приспособление, сигнализирующее переполнение резервуара. Источником электричества служит батарея элементов; в тех случаях, где имеется несколько приборов, можно использовать имеющийся ток, причем при переменном токе необходимо устанавливать небольшой выпрямитель тока для преобразования его в постоянный. Сопротивление прибора около 140 ом; требуемое напряжение тока зависит от числа приборов и сопротивления проводов. Для включения прибора требуется два провода; вместо обратного провода служит земля. При расстоянии самого показателя уровня воды от места установки контактного механизма с поплавком, т. е. от резервуара около 1 км, при проводах диаметром около 2 мм необходимо напряжение около 34 в или обычных элементов напряжением около 1,4 в нужно около 25 шт. На черт. 80 показана установка регистрирующего показателя уровня воды на насосной станции.

Описанные приборы установлены на ряде насосных станций в СССР, в частности и в Ростове-на-Дону. Эксплуатация их шла в общем нормально за исключением питания током, так как установленные батареи элементов сравнительно скоро начинали давать пониженное напряжение и требовали частой очистки и замены растворов элементов свежими.

Х. ПРАВИЛА ПО ПРИЕМКЕ НАСОСОВ, УСТАНОВКЕ, МОНТАЖУ, ИСПЫТАНИЮ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

Технические условия на поставку и приемку центробежных насосов

При заказе центробежного насоса необходимо предоставить заводу точные технические условия, которым должен удовлетворять заказываемый центробежный насос.

Только в этом случае завод сможет подобрать более рациональный тип насоса и обеспечить удовлетворительную работу последнего в эксплуатации.

При заказе центробежных насосов обычно заводу представляются следующие данные:

1. Цель установки насоса.
2. Количество жидкости, подаваемой насосом (в л/сек).
3. Полный манометрический напор в метрах водного столба

$H_{\text{м}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{нагн}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{нагн}} + H_{\text{в}} - H_{\text{д}}$, где $H_{\text{вс}}$ — геометрическая высота всасывания в м;

$H_{\text{нагн}}$ — геометрическая высота нагнетания в метрах;

$h_{\text{вс}}$ — потери во всасывающей линии (в метрах водяного столба);

$h_{\text{нагн}}$ — потери в нагнетательной линии (в метрах водяного столба);

H_B — давление в напорном резервуаре (например в котле);
 H_A — давление в резервуаре, из которого забирается вода
(в метрах водяного столба).

В случае всасывания воды из открытого резервуара $H_A = 0$.
В случае нагнетания в открытый резервуар $H_B = 0$.

Если к насосу вода должна поступать из водопровода, то
 H_A — давление в трубопроводе.

4. Расположение в плане, профиль, диаметр, длина, материал, степень изношенности, загрязненность и пр. всасывающего и нагнетательного трубопровода.

Примечание. Целесообразно в развитие к п. 4 и в дополнение к данным, указанным в п. 3 дать эскиз установки и следующие сведения:

- а) отметку воды в источнике или колодце (наименьшую);
- б) отметку поверхности земли или пола насосной станции;
- в) диаметр и длину всасывающего трубопровода (имеющегося или проектируемого);
- г) число колен и прочих мест, дающих дополнительные местные сопротивления;
- д) отметку уровня воды в напорном резервуаре;
- е) диаметр и длину напорного трубопровода (имеющегося или проектируемого);
- ж) число колен, задвижек и прочих мест, дающих дополнительные местные сопротивления в нагнетательном трубопроводе.

5. Род перекачиваемой жидкости.

Если насос подает воду, то необходимо дополнительно указать:

- а) химический состав;
- б) количество и характер взвеси;
- в) степень кислотности или щелочности;
- г) температуру подаваемой воды.

В случае перекачивания других жидкостей дополнительно указывается:

- а) вязкость при температуре перекачиваемой жидкости;
- б) пределы колебания температуры;
- в) удельный вес.

При перекачивании каких-либо жидкостей, оказывающих разъедающее действие, необходимо указать желательный материал, из которого необходимо выполнить центробежный насос, или прислать анализ жидкости.

6. Желательный тип насоса:

- а) по расположению оси (горизонтальный, вертикальный);
- б) по расположению всасывающего и напорного штуцеров.

7. Род соединения насоса с двигателем.

Здесь указывается один из нижеперечисленных типов соединения:

- а) непосредственное — с помощью эластичной муфты на общем валу и общей фундаментной плите;
- б) с помощью редуктора;
- в) ременная передача; при этом сообщается, должен ли насос иметь один рабочий шкив или рабочий и холостой.

8. Тип двигателя.

Если двигателем является электромотор, то сообщается:

- а) род тока (постоянный или переменный);
- б) напряжение;
- в) частота.

При наличии вполне определенного двигателя указывается:

- а) число оборотов двигателя;
- б) мощность и допускаемая перегрузка;
- в) размеры шкива (если таковой есть).

9. Если насос заказан к имеющемуся мотору, то необходимо препроводить размеры мотора, высоту, считая до оси, размер шкива мотора, размер вала и эскиз его (если имеется в виду непосредственное соединение на общем валу).

10. Предполагается ли параллельная работа насосов? Если предполагается, то необходимо сообщить:

- а) способ соединения всасывающих линий (общие всасывающие трубы или самостоятельные к каждому насосу;
- б) учтены ли дополнительные потери, возникающие при включении всех параллельно работающих насосов);
- в) необходимо представить заводу характеристики имеющихся насосов.

Технические условия на поставку центробежных насосов

Технические условия, которым должен удовлетворять поставляемый насос, обычно включают следующие пункты:

1. Общая характеристика насоса:

- а) производительность насоса в л/сек;
- б) полный манометрический напор;
- в) наибольшая допускаемая высота всасывания;
- г) к. п. д. насоса;
- д) мощность на валу насоса при этих условиях;
- е) давление холостого хода.

2. Конструктивные данные насоса:

- а) тип насоса;
- б) диаметры всасывающего и напорного штуцеров; направления штуцеров;
- в) способ уравнивания осевого давления насоса;
- г) прочие важные конструктивные особенности насоса.

3. Род привода насоса:

- а) род двигателя;
- б) мощность и число оборотов двигателя;
- в) способ соединения насоса с двигателем; при ременной передаче размеры шкивов двигателя, тип редуктора и т. п.

4. Материал, из которого изготавливается насос:

а) род материала, из которого изготавливается вал, рабочие колеса, направляющие аппараты, корпус и другие детали;

б) пробное гидравлическое давление корпуса насоса.

Если перекачиваемая жидкость действует раз'едающе на материал насоса, то должны быть указаны материалы, имеющие соответствующую сопротивляемость раз'еданию; допускаемые напряжения, временные сопротивления, сорта и другие данные по качеству материала.

5. Свойства жидкости, перекачиваемой насосом:

а) температура;

б) удельный вес;

в) вязкость;

г) количество и характер механических примесей;

д) химические свойства жидкости (кислотность, щелочность и пр.).

6. Условия и гарантия работы насосов в эксплуатации:

а) допускаемый нагрев подшипников;

б) способ регулирования работы насоса и пр.

7. Характер испытания

Технические условия на поставку центробежного насоса являются основанием для приемки центробежного насоса от завода.

В тех случаях, когда установка насоса и проста и малоответственна, отдельные данные в технических условиях могут отсутствовать.

Приемка насоса

Приемка центробежных насосов должна слагаться из:

1) приемки материала;

2) приемки отдельных деталей;

3) приемки по наружному осмотру с разборкой насоса;

4) приемочных испытаний на станде завода, изготовлявшего насос;

5) приемочных испытаний на месте установки в эксплуатационных условиях.

В зависимости от большей или меньшей ответственности предстоящей работы насоса отдельные элементы приемки могут отсутствовать

Приемка материалов

Приемка материалов состоит в испытании материала:

1) вала насоса,

2) рабочего колеса;

3) направляющего аппарата;

4) корпуса насоса;

5) разгрузочной шайбы.

Методы испытания — обычные, ничем не отличающиеся от испытания материалов при приемке различных изделий по правилам НКПС.

Приемка отдельных деталей

При заказе запасных деталей или при разборке насоса при приемочных испытаниях производится приемка деталей.

Приемка заключается в:

1) наружном осмотре деталей;

2) проверке правильности размеров;

3) проверке взаимозаменяемости деталей центробежного насоса при наличии ряда одинаковых деталей (рабочие колеса и т. д.).

4) проверке уравновешенности рабочих колес насоса.

Проверка взаимозаменяемости частей производится обычно при заказе или нескольких насосов или же при одновременном заказе насоса с запасными деталями; при этом обращается особое внимание на взаимозаменяемость следующих деталей: а) рабочих колес; б) направляющих аппаратов; в) вкладышей подшипников; г) уплотняющих колец; д) разгрузочных шайб; е) втулок на валу насоса.

Проверка уравновешенности комплекта колес может быть произведена на особом станке. Для многоколесных насосов проверяется каждое колесо в отдельности и весь комплект колес в собранном на валу виде.

При производстве наружного осмотра деталей насоса обращается внимание на:

а) отсутствие каких-либо раковин на обработанных поверхностях;

б) отсутствие различных заделок, заливок и пр. в отливках;

в) чистоту поверхностей, по которым движется жидкость во время работы насоса.

Проверка правильности размеров производится по рабочим чертежам.

Приемка насоса по наружному осмотру

К приемке насоса по наружному осмотру относится все то, что было сказано в главе о приемке деталей; кроме того в данном случае выполняется следующее:

1) проверяется возможность легкой сборки и разборки деталей;

2) проверяется (в соответствии с заказом) расположение всасывающего и напорного штуцеров;

3) проверяется правильность установки вала насоса с рабочими колесами с тем, чтобы не было никаких затруднений при вращении вала вручную;

4) проверяется наличие и исправное состояние всей необходимой мелкой арматуры центробежного насоса;

5) корпус насоса должен быть испытан соответствующим давлением (при испытании насосов давлением в масляную камеру подшипников не должна попадать вода);

6) при ременной передаче проверяются размеры шкивов;

7) после производства испытаний производится разборка и проверка деталей насоса, причем:

а) шейки вала не должны иметь царапин или задиров,

б) поверхность внутри корпуса должна быть гладкой и не иметь трещин, разрывов и пр.

Приемка насоса на стане завода, изготовляющего насос

Во время испытания насоса и определения его производительности, напора, числа оборотов, к. п. д. и пр. дополнительно выясняется следующее:

1. Какая устанавливается температура подшипников; при этом замер температуры производится путем опускания термометра в масляную камеру подшипников.

2. Нет ли заедания каких-либо деталей насоса.

Признаками заедания может быть:

а) резкое увеличение потребляемой мощности (резкое увеличение силы тока);

б) быстрая остановка рабочих колес после выключения мотора;

в) нагревание трубки, отводящей воду из камеры разгрузочных шайб.

Заедание можно обнаружить и при осмотре насоса во время разборки последнего после испытания.

3. Не наблюдаются ли недопустимые колебания самого насоса; если таковые наблюдаются, то отыскивается причина, вызывающая эти колебания.

Причина колебаний:

а) критическое число оборотов рабочих колес;

б) неуравновешенность рабочих колес насоса;

в) неправильное соединение вала насоса с валом мотора.

4. Правильность течения воды или другой перекачиваемой жидкости в каналах направляющего аппарата, в каналах рабочего колеса. Неправильность течения жидкости в указанных каналах обнаруживается по своеобразному шуму, ударам, сильному дребезжанию, переходящему в отдельных случаях в барабанную дробь.

5. Правильная работа сальников, которые не должны:

а) сильно нагреваться;

- б) давать значительный проток воды;
- в) вызывать сильный износ вала;
- г) быть неудобными для обслуживания во время работы.

6. Какое время затрачивается на пуск насоса и не вызывают ли конструкция и установка последнего каких-либо затруднений при заливке его водою и пуске.

Приемка насоса на месте установки (в эксплуатационных условиях)

Все сказанное в главе об испытании и приемке насоса на стане завода, изготовляющего насос, относится и к приемке насоса в эксплуатационных условиях.

Здесь обращается внимание на следующее:

соответствует ли действительно развиваемый напор тому напору, который обусловлен договором;

соответствует ли производительность и к. п. д. насоса тому же.

В том случае, когда напор, производительность и число оборотов по договору могут иметь колебания в определенных заданных границах, производится, если это возможно, проверка работы насоса при различных промежуточных значениях напора, производительности и числа оборотов.

Правила испытания центробежных насосов

Условия испытания

1. Для выяснения точности соблюдения технических условий при изготовлении центробежного насоса и соответствия их заданным условиям его работы производится испытание насоса. Испытания могут совершаться или после установки в эксплуатационных условиях или же на стане завода.

2. Перед производством испытания необходимо убедиться в полной исправности всех измерительных приборов, в отсутствии каких-либо дефектов в насосе, трубопроводе и всей установке в целом.

3. Испытания должны производиться минимум в течение нескольких часов; при этом необходимо, чтобы за этот промежуток времени была достигнута установившаяся температура подшипников, не превышающая температуру окружающего воздуха больше, чем на 50°.

4. В случае производства испытаний на стане завода получение необходимого сопротивления производится путем регулирования задвижки на нагнетательном трубопроводе. Не допускается увеличение напора путем создания задвижкой сопротивления во всасывающей линии; последнее допустимо только для создания обусловленной или потребной высоты всасывания.

5. Необходимо стремиться к поддержанию при производстве испытаний постоянного числа оборотов; при несоблюдении этого производится соответствующее приведение всех величин (Q , H , N и η) к одному и тому же числу оборотов. При невозможности вести испытание при том числе оборотов, при котором насос должен будет работать в эксплуатационных условиях, испытание может производиться при меньшем числе оборотов с приведением результатов испытания к необходимому числу оборотов.

6. Отклонение значений производительности, к. п. д. и напора от заданных могут быть следующие:

а) для производительности 3—5%;

б) для к. п. д. 2%;

в) отклонения значения величины напора от заданного могут быть самыми незначительными и лишь в сторону увеличения его.

7. Результаты испытания с показаниями всех приборов записываются в особый протокол, причем в этом случае записываются показания приборов, помещенные в соответствующей последовательности согласно прилагаемой табл. 11.

Таблица 11

№ отсчета	Часы, мин.	Манометр	Вакууметр	Расстояние от вакуумметра до манометра	Водомер	Амперметр	Ваттметр	Тахометр	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Показания приборов при окончательном подсчете результатов испытания необходимо корректировать на основании соответствующих проверок приборов, произведенных до испытания, а в некоторых случаях для большей точности — и после испытания. Результаты сводятся в табл. 12.

Таблица 12

№ отсчета	Часы, мин.	Манометр-р.ч. напор	Высота всасывания	Пронзв. в л/сек	Число об/мин	Мощность в л. с.	К. п. д. в %
1	2	3	4	5	6	7	8
1							
2							
3							

Измерения

Измерение производительности

Производительность насоса может быть измерена при помощи: а) взвешивания воды, подаваемой насосом за определенный промежуток времени; б) наполнения водой мерных баков; в) калиброванных сопел или диафрагм; г) водомеров Вентури; д) водомеров Вольмана; е) водосливов; ж) химического метода.

Измерение, производящееся путем взвешивания или наполнения мерных баков, является точным способом измерения, оно требует точного же отсчета времени.

Измерение производительности насосов, развивающих очень низкие напоры, при помощи диафрагм или сопел не может быть произведено, так как последние дают некоторые дополнительные сопротивления, чего нет при измерении производительности мерными баками.

Калиброванные сопла, диафрагмы, водомер Вентури и пр. должны устанавливаться на напорном трубопроводе за достаточно длинным прямым участком.

В случае установки сопла или диафрагмы у дна бака необходимо, чтобы расстояние от выходного сечения прибора до уровня жидкости в баке было постоянным.

Перед производством испытаний сопла, диафрагмы или водомер Вентури должны быть проверены, а иногда и прокальброваны.

(При использовании водомеров Вентури разность давления перед конусом и в самом узком месте измеряется дифференциальным манометром, который перед испытанием должен быть освобожден от воздуха. Мениск ртути должен быть ясно виден.)

При употреблении диафрагмы необходимо стремиться к тому, чтобы последняя была точно центрирована относительно сечения трубопровода, так как от этого зависит точность измерения расхода.

Водомеры Вентури, измерительные сопла и шайбы могут быть установлены в горизонтальном и наклонном положениях; при этом рекомендуется перед водомером иметь прямой участок трубы длиной 0,5 — 1 м в зависимости от диаметра трубопровода. В случае измерения расхода соплом (насадкой), шайбой прямой участок трубопровода до насадки и после нее должен быть примерно равен пятикратному диаметру трубы.

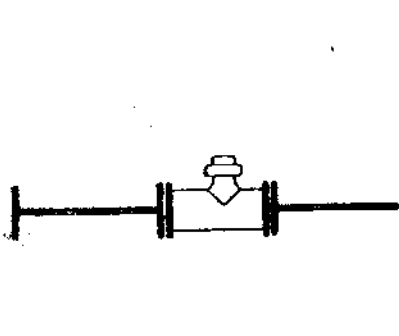
Большую частью трубы Вентури устанавливаются такого же размера, как и трубопровод (размер трубы Вентури характеризуется диаметром фланца в месте присоединения к трубопроводу).

Установка водомера Вольмана. Водомер Вольмана следует устанавливать таким образом, чтобы жидкость подходила к нему в состоянии, более близком к параллельному движению.

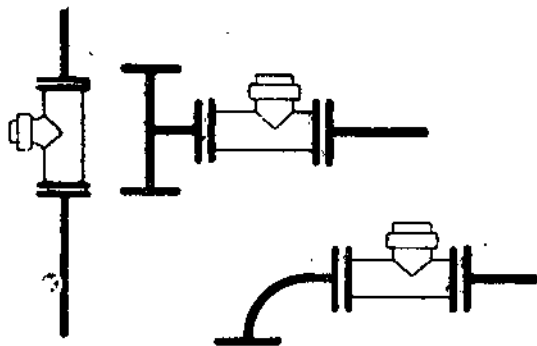
В соответствии с этим водомер Вольмана часто бывает снабжен особым направляющим аппаратом — струевыпрямителем, служащим для направления отдельных потоков воды, вступающих в водомер параллельно оси вертушки водомера. При отсутствии такого струевыпрямителя необходимо до водомера иметь прямой участок трубы длиной в 5—10 диаметров водомера и во всяком случае не менее 1 м.

Кроме того водомер Вольмана всегда должен быть заполнен жидкостью полностью, т. е. водомер должен работать полным своим сечением (должен быть затоплен).

Устанавливая водомер Вольмана на каком-либо участке трубопровода, необходимо всегда выполнять эти два основных требования, так как в противном случае его показания не будут соответствовать действительному расходу.



Черт. 81

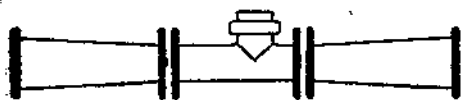


Черт. 82

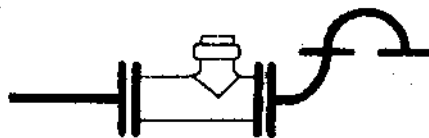
При установке водомера могут встретиться следующие случаи:

1. Водомер устанавливается на прямом вертикальном или горизонтальном трубопроводе (черт. 81). В этом случае особого направляющего аппарата не требуется.

2. Водомер устанавливается на ответвлении у тройника или после изгиба у колена (черт. 82).



Черт. 83



Черт. 84

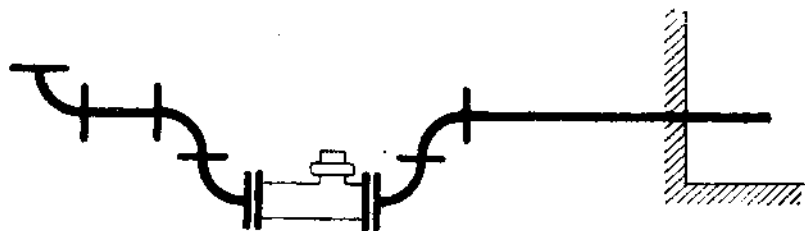
В этом случае необходимо при водомере иметь направляющий аппарат.

3. Водомер имеет меньший диаметр, чем трубопровод. В этом случае включение производится посредством переходных патрубков (черт. 83).

4. Водомер устанавливается на конце трубопровода. В этом случае для заполнения всего сечения жидкостью необходима установка особого патрубка, как это показано на черт. 84; эта установка преследует цель: полное заполнение водомера водой и создание противодействия со стороны выпуска.

В этом случае, если вместе с водой поступает и воздух, он не должен попадать в водомер, для чего последний следует углублять (черт. 85), а в наивысшей точке трубопровода до водомера — осуществлять выпуск воздуха.

Для измерения больших расходов воды могут употребляться и водосливы.



Черт. 85

Данные для заказа водомера. При заказе водомера того или иного типа заводу необходимо представить ряд основных данных, поименованных ниже:

- 1) внутренний диаметр трубопровода в месте установки водомера;
- 2) направление трубопровода в месте установки водомера;
- 3) направление течения жидкости в трубопроводе (например сверху вниз или наоборот);
- 4) назначение трубопровода (всасывающий или нагнетательный);
- 5) давление в месте установки водомера;
- 6) каковы крайние пределы колебания давления;
- 7) расход воды в л/сек: а) максимальный, б) средний, в) минимальный;
- 8) какие могут быть допущены потери напора при установке водомера (в метрах);
- 9) температура и прочие свойства жидкости (чистая, грязная, сильно загрязненная, кислая, щелочная и пр.);
- 10) эскиз фланца в месте прикрепления водомера;
- 11) какое имеется место для установки водомера;
- 12) какова длина прямых участков до водомера и после водомера;
- 13) имеется ли вблизи водомера какая-либо арматура (задвижки, клапаны);
- 14) вид насоса, его производительность;

15) должны ли быть установлены регистрирующие аппараты и с какими показаниями: для суммарных расходов, расходов в данный момент или и тех и других вместе;

16) расстояние от места установки водомера до места установки регистрирующего аппарата.

Измерение давления

Для измерения давления обычно употребляются пружинные манометры. При установке манометров необходимо следить за тем, чтобы:

1) отверстие в трубопроводе было таково, чтобы трубка, соединяющая манометр с трубопроводом, была нормальна к поверхности трубопровода;

2) отверстия не имели заусениц;

3) манометр был проверен согласно существующим правилам.

Эти же требования предъявляются и к вакууметру. При заливке насоса из напорного трубопровода вакууметры часто портятся, если их на это время не выключать. В соответствии с этим рекомендуется вместо вакууметров устанавливать мановакууметры.

Измерение мощности

Измерение мощности на валу насоса может быть произведено следующими способами:

1) калиброванным динамометром на валу насоса;

2) путем измерения мощности двигателя при соответствующем учете к. п. д. передачи (с учетом изменения к. п. д. двигателя при разных нагрузках).

Приборы, при помощи которых измеряются все необходимые величины для определения мощности (вольтметр, амперметр, ваттметр, счетчики оборотов и др.) должны быть тщательно выверены.

В том случае, когда насос приводится в действие паровой турбиной или двигателем внутреннего сгорания, определение мощности насоса может иногда заменяться определением расхода пара или топлива на единицу работы насоса (1 м³ подаваемой воды).

Измерение числа оборотов

Измерение числа оборотов производится тахометром или счетчиком числа оборотов.

УСТАНОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ, ПОДГОТОВКА К ПУСКУ И ВКЛЮЧЕНИЕ В РАБОТУ

Установка насоса

Устанавливая центробежный насос, необходимо придерживаться следующих правил:

1. Насос перед установкой должен быть подвергнут заводскому испытанию.

2. К насосу необходимо иметь его характеристику, кривую Q, H и кривую изменения к. п. д.; при отсутствии последних их необходимо затребовать с завода.

3. Перед окончательной установкой насоса целесообразно его разобрать и собрать для соответствующего осмотра отдельных частей.

4. Необходимо иметь вполне сухой фундамент с выверенной горизонтальной плоскостью для установки насоса.

5. Фундаментная плита насоса должна быть установлена горизонтально, а ось вала насоса и ось вала мотора должны лежать на одной прямой линии. При трансмиссионной передаче ось шкива насоса должна быть параллельна оси трансмиссионного вала.

6. После предварительной установки насоса всасывающая и нагнетательная линии присоединяются к соответствующим штуцерам насоса.

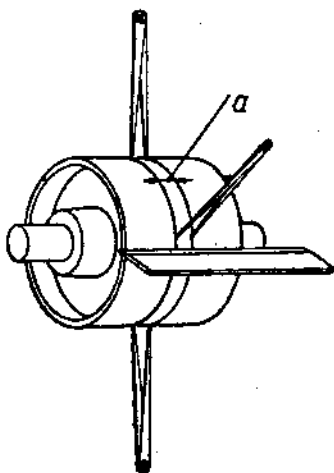
7. Укрепив трубы и вторично проверив правильность положения насоса, можно приступить к заливке фундаментных болтов и фундаментной плиты.

8. Спустя 36—48 час., когда затвердеет цемент, фундаментные болты могут быть окончательно затянуты; при этом необходимо следить за тем, чтобы фундаментная плита не была перекошена.

9. После затяжки фундаментных болтов необходимо еще раз проверить правильность установки центробежного насоса и мотора или насоса и ременной передачи.

10. Проверка правильности установки насоса и мотора, соединенных при помощи муфты, производится обычно следующим образом (черт. 86):

а) проверяется расстояние a , которое по всей окружности муфты должно быть одинаково;



Черт. 86

б) прикладывается линейка по поверхности муфты параллельно оси вала; при этом линейка должна совершенно плотно прилегать к обоим полумуфтам во всех местах (по образующим).

Если пункты „а“ и „б“ соблюдены, то соединение мотора и насоса произведено правильно.

11. В том случае, когда при проверке установки насоса обнаруживается неправильность его положения, необходимо произвести подклинивание фундаментной плиты таким образом, чтобы эта неправильность была полностью устранена.

12. Фундаментная плита центробежного насоса должна быть установлена таким образом, чтобы ее края были параллельны краям фундамента.

13. После затяжки фундаментных болтов необходимо проверить правильность положения вала центробежного насоса. Вал насоса при ослаблении затяжки сальников должен вращаться так же свободно, как и до затяжки фундаментных болтов.

14. Для насосов, части которых имеют значительный вес, необходимо на станции предусмотреть подъемный кран или иное подъемное приспособление.

15. Насос должен быть установлен на таком расстоянии от стен, чтобы обслуживание его, а также разборку и сборку можно было производить без каких-либо затруднений. В этом же смысле должно выбираться и расстояние между агрегатами.

Всасывающий трубопровод

16. Высота всасывания должна обеспечить нормальную работу центробежного насоса при самых неблагоприятных условиях, а именно: при наиболее низком уровне жидкости, ее максимальной температуре и наименьшем барометрическом давлении.

17. Всасывающий трубопровод должен быть абсолютно герметичен, так как проникание незначительного количества воздуха поведет к уменьшению производительности насоса и далее к прекращению подачи.

18. Для устранения возможности образования воздушных мешков всасывающая линия прокладывается с постепенным подъемом к насосу.

19. Если всасывающий трубопровод имеет изгибы в вертикальной плоскости, то в наивысших точках всасывающего трубопровода должно производиться отсасывание воздуха. Вообще крутые и частые изгибы должны быть избегнуты.

20. Монтируя трубопровод, необходимо устранить возможность его провисания, так как таковое может привести к образованию неплотностей.

21. Трубопровод не должен нагружать насос, для чего он в некоторых случаях соответствующим образом крепится.

22. Всасывающая линия должна создавать возможно малое сопротивление, т. е. быть по возможности короткой при значи-

тельном диаметре с тем, чтобы скорость воды не превышала 2 — 2,5 м/сек.

23. Для осуществления заливки насоса и всасывающего трубопровода перед пуском насоса трубопровод снабжается приемным клапаном с сеткой. В отдельных случаях (на больших сооружениях) вместо приемных клапанов устанавливаются воздушные насосы для отсасывания воздуха из трубопровода и корпуса насоса.

24. Приемный клапан с сеткой устанавливается от дна колодца или бассейна на расстоянии не менее 0,5 м; от стенок колодца — на расстоянии не менее трех диаметров всасывающего трубопровода.

Размеры сетки и отверстий в ней должны быть достаточно большими. Сетка должна содержаться в чистоте.

25. Приемный клапан и конец всасывающей линии не должны оголяться при наименьшем уровне воды.

26. Всасывающий трубопровод обычно прокладывается из фланцевых труб.

27. Всасывающий трубопровод на больших и ответственных сооружениях целесообразно прокладывать в галлерейх или иных открытых для осмотра труб местах, обеспечив при этом удобный доступ к трубам.

28. Проложенный всасывающий трубопровод перед засыпкой землей необходимо испытать на давление от 3 до 5 ат.

Испытание целесообразно вести при напоре, присоединенном к трубопроводу.

29. Когда во всасывающий трубопровод вода подается под значительным давлением, приемный клапан должен отсутствовать. Для возможности прекращения притока воды к насосу иногда на всасывающей линии устанавливается задвижка.

30. В том случае, когда отметка воды в резервуаре, колодце, реке или другом источнике может быть и ниже и выше отметки оси насоса, на всасывающем трубопроводе необходимо устанавливать задвижку.

31. При установке в больших сооружениях нескольких насосов целесообразно к каждому насосу иметь отдельный всасывающий трубопровод; это же необходимо при параллельной работе насосов.

32. Воздушные колпаки на всасывающих трубопроводах при центробежных насосах не ставятся.

33. Если насос преодолевает только высоту всасывания, то вода в этом случае не должна выливаться наружу из нагнетательного патрубка без преодоления некоторого напора.

Для этого необходимо на напорном штуцере устанавливать патрубок высотой не менее 1 м. От этого патрубка вода может отводиться в соответствующее место.

34. Плотность всех соединений всасывающей линии и исправность приемного клапана могут быть иногда проверены путем

заливки трубопровода и насоса водою; при этом не должна наблюдаться утечка воды.

35. Диаметр всасывающего трубопровода не должен быть меньше диаметра всасывающего штуцера.

36. Если трубопровод имеет диаметр, больший диаметра всасывающего штуцера насоса, то устанавливается переходной патрубок; если последний находится в горизонтальной части трубопровода, то он должен выполняться и устанавливаться таким образом, чтобы верхняя образующая патрубка была горизонтальной.

Нагнетательный трубопровод

37. Нагнетательный трубопровод рассчитывается на скорость воды в нем в пределах от 1 до 2 м/сек.

38. При рабочем напоре более 20—25 м или длине трубопровода более 20 м необходимо нагнетательный трубопровод снабжать обратным клапаном.

39. Для регулирования подачи воды на нагнетательном трубопроводе ставится задвижка по возможности вблизи нагнетательного патрубка.

40. Для осуществления заливки насоса из нагнетательного трубопровода на обратном клапане устанавливается обводная трубка.

41. При прокладке нагнетательной линии следует избегать крутых и частых изгибов.

42. При расчете нагнетательной линии необходимо обратить особенное внимание на возможно точный учет потерь напора, так как при больших расхождениях расчетного сопротивления в нагнетательной линии с действительным центробежный насос может работать с пониженным к. п. д. или вообще не осуществить намеченной работы.

Особое значение точный учет всех сопротивлений имеет при невозможности регулирования числа оборотов насоса.

Подготовка насоса к пуску в ход

43. Перед каждым пуском после сборки необходимо проверить, не осталось ли в насосе посторонних предметов (гайка, болт, ключ и т. д.).

43-а. Перед включением центробежного насоса в действие необходимо заполнить всасывающий трубопровод и корпус насоса водой.

44. Во время заполнения всасывающего трубопровода и насоса водою все воздушные краники на насосе должны быть открыты до появления из них воды. При насосах, развивающих большие давления и заливаемых из напорного трубопровода, связь с последним должна быть прекращена после появления

воды в воздушных кранах. Это необходимо для предохранения всасывающего трубопровода и приемного клапана от большого давления.

45. Для лучшего и более быстрого удаления из насоса воздуха рекомендуется иногда медленно вращать ось насоса.

46. Наполнение водою может производиться посредством:

а) особой воронки с краном;

б) соединения корпуса насоса с водопроводом;

в) открытия обводной трубки на обратном клапане в этом случае заполнение производится водою, находящейся в нагнетательном трубопроводе; при этом, как указано в п. 44, необходимо следить за тем, чтобы всасывающая линия не подвергалась высокому давлению;

г) отсасывания воздуха, находящегося во всасывающей линии и насосе, особым воздушным насосом. Указанный способ обычно применяется на крупных насосных станциях.

47. Перед первым пуском насоса в ход необходимо проверить направление вращения вала насоса, каковое должно совпадать с направлением, указанным стрелкой на корпусе насоса.

48. Перед пуском в ход все масленки должны быть залиты маслом. Кроме того должна быть проверена их исправная работа.

49. Все части насоса, подвергшиеся той или иной обработке во время сборки или ремонта насоса, надлежит тщательно смазать (при сборке насоса).

Включение насоса в работу

50. Включение насоса в работу можно производить только после полного заполнения всасывающей линии и корпуса насоса водою. После заливки насоса воздушные краны закрываются; задвижка на напорном штуцере закрывается.

51. Пуск в ход должен быть произведен плавно, начиная с минимальной нагрузки, и вначале при закрытой задвижке.

Лишь после достижения насосом нормального числа оборотов и развития насосом определенного давления (судя по показанию манометра) можно постепенно открыть задвижку.

52. Длительная работа насоса при закрытой задвижке не рекомендуется, так как при этом жидкость может значительно повысить свою температуру, а мощность двигателя расходуется непроизводительно.

53. Работа насоса без жидкости не допускается, так как при этом имеет место сильный износ уплотняющих колец, разгрузочной шайбы и пр.

54. При открытии задвижки необходимо следить за манометром, показывающим рабочее давление. Если стрелка манометра сильно колеблется, то это будет указывать на плохое заполнение всасывающего трубопровода водою.

55. Нельзя допускать продолжительную работу насоса с нормальной подачей воды. При электрическом приводе необходимо задвижку открывать лишь до тех пор, пока насос начнет развивать нормальную производительность (нормальная нагрузка мотора, судя по амперметру). В противном случае можно легко перегрузить мотор.

56. Во время пуска насоса необходимо следить за тем, чтобы все трущиеся части не нагревались выше допускаемой температуры.

Сальники насоса

57. Сальники центробежных насосов уплотняются обычно мягкой хлопчатобумажной набивкой, пропитанной салом.

58. Подтягивание сальников производится с таким расчетом, чтобы перекачиваемая жидкость могла несколько просачиваться наружу, что является признаком отсутствия присасывания воздуха в корпус насоса; с другой стороны, необходимо следить за тем, чтобы при подтягивании сальников не происходило заедания вала центробежного насоса.

59. Применение пеньковой набивки не рекомендуется, так как последняя вследствие своей жесткости может иногда при большом числе оборотов вала насоса вести к большому износу вала.

60. Полость сальника, если это необходимо, может быть соединена с нагнетательной стороной насоса посредством особой трубки.

При перекачивании воды высокой температуры обычная набивка сальников непригодна. В этих случаях у сальников часто применяют охлаждение, иногда применяют особые набивки.

Смазка насоса и разгрузка осевого давления

61. При применении подшипников с кольцевой системой смазки необходимо употреблять минеральное масло высшего качества.

62. В первый период действия насоса необходима частая смена масла.

63. При вполне исправной работе насоса достаточно сменять смазку и чистить подшипники 1 — 2 раза в месяц.

64. Во время работы насоса необходимо следить за исправной работой колец подшипников, и в случае их застревания сейчас же принимать меры к устранению этой неисправности.

65. В случае перегрева свеженалитой смазки необходимо обратить внимание на исправность подшипников и точность их пригонки.

66. Минеральное масло, применяемое для смазки, должно быть нейтрально по отношению к металлическим деталям насоса.

67. Ни в коем случае не допускается присутствие воды в коробке подшипника.

68. При наличии у центробежного насоса разгрузочных шайб, служащих для уравнивания осевого сдвига, необходимо обратить внимание на положение вала относительно подшипника на валу; для этой цели на нем может быть соответствующая засечка; вал при износе разгрузочной шайбы смещается относительно своего нормального положения. При отсутствии износа в шайбах засечка на валу центробежного насоса должна совпадать с наружной гранью подшипника или быть от нее на строго определенном расстоянии.

Смещение засечки допускается не более 1,5 мм. В том случае, когда засечка смещается относительно своего нормального положения более чем на 1—1,5 мм, необходимо уничтожение этой неисправности, так как в противном случае будет происходить дальнейшее истирание разгрузочной шайбы и следующий за этим износ рабочих колес и других деталей.

Исправление может быть иногда произведено путем среза шейки разгрузочной шайбы со стороны внутренней полости насоса на величину смещения засечки.

При наличии шариковых подшипников необходимо особенно тщательно следить за их исправностью и заменять таковые при появлении прерывистого шума, указывающего на неисправность в подшипнике.

69. Наружная сторона разгрузочной шайбы не должна находиться под давлением с тем, чтобы вода, просачивающаяся через соответствующий зазор, могла свободно отводиться по трубке наружу.

Приводные ремни для центробежных насосов

70. При ремennom приводе необходимо иметь трансмиссионный вал, параллельный валу центробежного насоса.

71. Не рекомендуется применение перекрестных или вертикально расположенных ремней.

72. Применяемый ремень должен быть хорошего качества—достаточно вытянутым, тонким и мягким.

73. Не следует ремень сильно натягивать, так как при сильной натяжке он легко может спадать и кроме того вызывать ненормальный износ вала и подшипников.

74. Недопустимо применение и слабо натянутых ремней, так как это будет вести к скольжению и следовательно уменьшению производительности насоса.

75. Применение всякого рода скреплений ремней, вызывающих удары, не допускается.

76. Передаточное число при ременной передаче не рекомендуется брать меньше 4—5.

НЕИСПРАВНАЯ РАБОТА НАСОСОВ И УХОД ЗА НАСОСАМИ

А. Плохое всасывание или неподача воды

П р и ч и н ы:

1. Неполное заполнение всасывающего трубопровода водою, частичное заполнение его воздухом.

2. Неплотности во всасывающей линии или сальниках насоса, приводящие к засасыванию воздуха.

3. Слишком малое расстояние приемного клапана от уровня жидкости в резервуаре или колодце и как результат этого засасывание воздуха.

4. Застревание приемного клапана, не позволяющее достигнуть нужного расхода воды или не позволяющее залить насос.

5. Возможность образования воздушных мешков во всасывающем трубопроводе.

6. Чрезмерно большая высота всасывания или большое сопротивление во всасывающем трубопроводе вследствие его загрязненности, засоренности сетки приемного клапана и т. д.

7. Чрезмерно большая высота нагнетания, слишком большое сопротивление нагнетательного трубопровода по сравнению с напором, развиваемым насосом, или тем сопротивлением, какое предполагалось преодолевать насосом при проектировании установки.

8. Недостаточное число оборотов насоса (недостаточное число оборотов двигателя или скольжение ремня).

9. Неправильное направление вращения вала насоса, не совпадающее с направлением, указанным стрелкой на корпусе насоса.

9а. Закрыта задвижка на всасывающем трубопроводе или насосе.

Б. Перерыв или уменьшение подачи воды

Причинами уменьшения подачи или перерывов в подаче воды могут быть:

10. Частичное попадание воздуха во всасывающий трубопровод через неплотности во фланцах, сальниках и других местах.

Воздушные мешки во всасывающем трубопроводе; отвлечение его к другому насосу.

11. Большой износ уплотняющих колец в насосе. Большой осевой сдвиг колес и частичное перекрытие каналов направляющего аппарата и корпуса.

12. Понижение числа оборотов двигателя (у электромоторов возможно вследствие понижения числа периодов).

13. Уменьшение отметки воды в колодце, увеличение следовательно высоты всасывания и полной манометрической высоты

подъема и как результат уменьшение производительности насоса.

14. Уменьшение во время работы отметки воды в колодце и невозможность осуществить всасывание.

15. Загрязнение каналов в рабочем колесе насоса (попадание посторонних предметов) и загрязнение сетки.

16. Сильное скольжение ремня при ременной передаче.

В. Колебания в подаче воды и повышение подачи

П р и ч и н ы:

17. Наличие воздуха вследствие неплотностей или содержания его в воде. Воздушные мешки уменьшают подачу; от времени до времени скопившийся воздух прорывается, и тогда подача вновь увеличивается.

18. Насос запроектирован для большего напора; действительный напор вследствие местных условий оказался меньше, подача увеличилась (потребная мощность могла при этом увеличиться).

Г. Большое потребление энергии

П р и ч и н ы:

19. Изношенность и заедание вала или других частей насоса. Сильный осевой сдвиг, срабатывание и торможение разгрузочной шайбы, пяты, трение колес об уплотняющие кольца и корпус.

20. Действительно развиваемый напор значительно меньше того, на который был рассчитан центробежный насос, и при этом насос может работать при пониженном к. п. д., развивая большую производительность.

21. Насос делает очень большое число оборотов, и регулирование его работы производится при значительном закрытии задвижки.

Д. Затруднения при включении насоса в работу

22. Давление холостого хода насоса (H при $Q = 0$) должно быть больше статической высоты подъема; если это не соблюдено, насос включить в работу затруднительно и иногда придется прибегать к частичному выпуску воды из напорного трубопровода для уменьшения противодавления.

23. Если насос включается в параллельную работу с работающими уже насосами, то это включение возможно лишь в том случае, когда давление холостого хода включаемого насоса выше давления, развиваемого работающими насосами.

24. При неправильном вращении насоса.

Е. Нагрев частей насоса

25. Нагрев корпуса может быть в результате продолжительной работы насоса с закрытой задвижкой.

26. Нагрев сальников может происходить от сильной затяжки их или перекоса.

27. Нагрев подшипников может быть вследствие:

- а) отсутствия смазки или сильного загрязнения ее;
- б) неисправной работы колец подшипника (заедание или застревание колец);
- в) перекоса вала или сильной затяжки вкладышей подшипника.

Ж. Другие неисправности в работе насоса

28. Насос во время работы сильно дрожит; это может быть результатом ослабления фундаментных болтов, перекоса фундаментной плиты, неправильного соединения вала насоса с валом мотора при помощи муфты, при неуравновешенности колес в насосе или при ненормальном износе подшипников.

З. Остановка насоса

29. При остановке насоса необходимо поступать следующим образом:

- а) постепенно закрыть задвижку на насосе;
- б) закрыть кран у вакуумметра во избежание поломок его при последующей заливке насоса;
- в) после этого выключить двигатель насоса.

30. Рекомендуется вместо вакуумметра устанавливать мановакуумметр, так как в этом случае в закрытии крана прибора при остановке насоса нет никакой необходимости.

31. При остановке насоса на длительное время, особенно зимой, необходимо полностью удалить воду из корпуса насоса и тщательно протереть детали.

32. Оставлять воду во всасывающем трубопроводе, проложенном через неотапливаемые помещения, в зимнее время категорически запрещается.

И. Уход за насосом

Уход за насосом в основном сводится часто к наблюдению за приборами, подшипниками и сальниками. Набивка сальников, подтягивание их так, чтобы во время остановки выступали лишь капли жидкости, добавление масла, измерение нагрева подшипников часто составляют самую существенную работу в эксплуатации насосов.

33. Периодически в зависимости от загрязненности перекачиваемой жидкости насос необходимо разбирать для осмотра и чистки всех деталей.

34. Масло в подшипниках всегда должно быть чистым, для чего периодически производятся смена масла и промывка трущихся поверхностей.

35. Перед заливкой подшипников масло должно фильтроваться для устранения присутствия каких-либо механических примесей.

36. Во время разборки и сборки частей насоса необходимо следить за тем, чтобы ни одна деталь не была повреждена.

37. Во время сборки необходимо обратить внимание на правильную установку и сборку деталей насоса.

38. Те детали, которые на заводе подвергались обработке должны быть перед сборкой смазаны.

39. Для возможности осуществления непрерывного контроля за работой насоса должны быть установлены соответствующие измерительные приборы. При крупных установках некоторые измерительные приборы целесообразно иметь самопишущими.

40. Все фланцевые соединения должны через определенные промежутки времени осматриваться и по мере надобности подтягиваться.

41. Для систематического и правильного надзора за насосными установками необходимо иметь определенный штат квалифицированных рабочих, а для производства тех или иных видов ремонта — специальные, чаще всего, небольшие мастерские.

К. Регулирование работы насоса

42. При приведении в действие насосов двигателями, изменяющими число оборотов, регулирование работы производится изменением числа оборотов.

43. Регулирование производительности во всех случаях можно производить задвижкой, однако иногда это бывает неэкономично.

44. У многоколесных насосов изменение величины напора в том случае, если это предусмотрено заранее, может быть произведено снятием одного или нескольких колес; производительность при этом мало изменяется, напор соответственно уменьшается.

45. У малых насосов при изменяющихся производительностях и напорах иногда целесообразно иметь привод от ременной передачи.

Работа составлена на основании опыта автора научной разработки вопросов и большого количества источников, главным образом данных заводов.

В первом разделе главы X задачу автора значительно упростила книга „Технические условия на поставку и приемку центробежных насосов“, часть материала которой была положена в основу этого раздела.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
I. Классификация насосных станций	3
II. Площадь, потребная для насосной станции	5
III. Параллельная и последовательная работа центробежных насосов	23
IV. Соединение насосов с двигателями	39
V. Обратные клапаны	54
VI. Приемные клапаны, вакуум-насосы, условия их применения	63
VII. О гидравлических ударах, их влиянии на сохранность водопроводных сооружений и мерах к их устранению	76
VIII. Задвижки и приводы к ним	81
IX. Показатели уровня воды	93
X. Правила по приемке насосов, установке, монтажу, испытанию и эксплуатации	97

Отв. редактор, инж. М. И. Ковальский Техн. редактор Е. Д. Гракова
 Уполн. Главлита В-85551 Изд. Госстройиздат Тираж 3500 экз.
 Сдано в набор 5/VII 1934 г. Карт. № 15849 Подписано к печати 19/XI-34 г.
 Разм. бум. 62×94¹/₁₆ л. л. № 611 Инд. С-52-5-4 (3) 7¹/₂ п. л. 47.200 зн. в п. л.

1-я тип. Трансжелдориздата, Москва, Б. Переяславская, 46.