

С.Х. Азерьер

**Водоснабжение на железнодорожном
транспорте.**

Том 2

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 656
ББК 39.1
С11

С11 **С.Х. Азерьер**
Водоснабжение на железнодорожном транспорте.: Том 2 / С.Х. Азерьер – М.: Книга по Требованию, 2020. – 508 с.

ISBN 978-5-458-38636-4

В настоящем курсе дается систематическое изложение всех вопросов изысканий, проектирования, конструирования и эксплуатации железнодорожных водоснабжений. Основное отличие данного курса от ранее изданных заключается в комплексности изложения предмета, что потребовало внесения в курс новых разделов, как например: изыскания, гидрометрия, насосы, обработка воды и пр.

Курс состоит из двух томов и утвержден Комитетом по делам высшей школы при СНК СССР в качестве учебника для ВТУЗов железнодорожного транспорта.

ISBN 978-5-458-38636-4

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2020
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2020

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

§ 10.	Принципы конструирования и проектирования вертикальных отстойников	Стр- 253
§ 11.	Некоторые основания к технико-экономическому сравнению вертикальных отстойников	254
§ 12.	Расчет вертикальных отстойников	257
§ 13.	Горизонтальные отстойники	258
§ 14.	Практика строительства горизонтальных отстойников	261
§ 15.	Расчет горизонтальных отстойников	263
§ 16.	Эксплуатация. Выпуск и использование осадка из отстойников	264
§ 17.	Выбор типа отстойников	266

Глава III. Фильтрация

§ 18.	Общие соображения	267
§ 19.	Медленные (английские) фильтры	269
§ 20.	Скорые (американские) фильтры	270
§ 21.	Фильтр	277
§ 22.	Древаж	278
§ 23.	Загрузочные (поддерживающие) слой и песок	290
§ 24.	Желоба. Отвод промывной (отработанной) воды	293
§ 25.	Потеря напора. Вакуум в фильтре. Регуляторы скорости фильтрации	296
§ 26.	Промывка фильтров	302
§ 27.	Трубопроводы станции обработки воды	311
§ 28.	Соединение трубопроводов с фильтрами	312
§ 29.	Приборы станции обработки воды и элементы центрального и дистанционного управления и автоматизации	316
§ 30.	Некоторые конструкции открытых кварцевых фильтров	321
§ 31.	Напорные кварцевые фильтры	323
§ 32.	Распределение воды по сооружениям	327
§ 33.	Проектная мощность станции и данные для расчета	328

Глава IV. Обработка воды хлором

§ 34.	Общие сведения	334
§ 35.	Хлорирование воды хлорной известью	334
§ 36.	Хлорирование газообразным (жидким) хлором	336
§ 37.	Практика хлорирования	341
§ 38.	Дехлорирование. Устранение из воды привкусов и запахов	342

Глава V. Общие соображения к проектированию и постройке станции обработки воды

§ 39.	Выбор месторасположения станции обработки воды	345
§ 40.	Планировка и компоновка сооружений для обработки воды	345
§ 41.	Общие соображения к постройке станции обработки воды и некоторые данные для проектирования	347
§ 42.	Санитарный режим на станциях обработки питьевой воды	351

Глава VI. Специальные случаи обработки воды

§ 43.	Удаление железа из воды	351
§ 44.	Освобождение воды от углекислоты	355
§ 45.	Удаление из воды сероводорода (азрация)	357
§ 46.	Опреснение воды	360
§ 47.	Охлаждение воды	362
§ 48.	Обработка воды водоемов	366

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

УМЯГЧЕНИЕ ВОДЫ

Глава I. Схема умягчения воды

§ 1.	Общие сведения	367
§ 2.	Схема умягчения воды	368

Глава II. Известково-содовый способ умягчения воды

§ 3.	Схемы реакций и необходимые элементы конструкции водоумягчителей	371
§ 4.	Распределитель воды	376
§ 5.	Реагенты при известково-содовом методе умягчения	380
§ 6.	Приготовление растворов	381
§ 7.	Дозирование извести	386
§ 8.	Сатураторы	387
§ 9.	Устройства для дозирования известкового молока	391
§ 10.	Устройства для дозирования соды и коагулянта	395
§ 11.	Некоторые особенности установки фильтров	398
§ 12.	Умягчение воды известково-содовым способом с избытком извести и карбонизацией	399

	<i>Стр.</i>
§ 13. Безотстойные умягчения	403
§ 14. Элементы автоматизации и дистанционного управления на станциях умягчения	403
Глава III. Пермутитовый (цеолитовый) способ умягчения воды	
§ 15. Общие сведения и схемы реакций	404
§ 16. Материал для пермутитового (цеолитового) умягчения	406
§ 17. Схемы умягчения воды цеолитами	407
§ 18. Н-пермутитовый метод умягчения воды	411
§ 19. Глауконитовый (пермутитовый) фильтр	413
§ 20. Солеорастворитель	421
§ 21. Расчет глауконитовых фильтров	422
§ 22. Горизонтальные напорные глауконитовые фильтры	427
Глава IV. Общие соображения к проектированию и постройке станций для умягчения воды	
§ 23. Выбор площадки для водоумягчительной станции и канализация отработанных вод	430
§ 24. Компоновка станций умягчения воды и общие соображения к выбору типа станции и ее элементов	431
Глава V. Внутрикотловая обработка воды	
§ 25. Котловая вода	444
§ 26. Методы внутрикотловой обработки воды	444
§ 27. Анти накипная смесь, применяемая на железнодорожном транспорте	446
РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ	
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВРЕМЕННЫЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ	
Глава I. Эксплуатация водоснабжения	
§ 1. Структура управления водоснабжением и организация эксплуатации	449
§ 2. Пути повышения пропускной способности водоснабжения	450
§ 3. Надзор за источниками и работой водоприемных сооружений	452
§ 4. Уход за плотинами	454
§ 5. Эксплуатация сети. Борьба с утечкой воды	455
§ 6. Учет воды	458
§ 7. Очистка, промывка и дезинфекция труб	458
§ 8. Подготовка сети к зимним условиям ее работы и мероприятия по отогреванию замерзших труб	460
§ 9. Повреждения на сети. Ремонт труб и отдельных устройств сети	461
§ 10. Эксплуатация отдельных сооружений водоснабжения	463
§ 11. Организация ремонта устройств водоснабжения	464
Глава II. Временные водоснабжения	
§ 12. Временные устройства для забора и подъема воды	464
§ 13. Временные водоемные здания и гидроколонны	467
§ 14. Водяные поезда и цистерны	468
Глава III. Определение себестоимости воды	
§ 15. Общие соображения	469
РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ	
ИЗЫСКАНИЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРОИТЕЛЬСТВА ВОДОСНАБЖЕНИЯ	
Глава I. Объем и характер изысканий	
§ 1. Общие соображения	473
§ 2. Объекты изысканий	476
§ 3. Общие соображения по изысканиям источников водоснабжения	476
§ 4. Источники водоснабжения—открытые водотоки: реки, ручьи водохранилища	478
§ 5. Источники водоснабжения—подземные воды	483
§ 6. Изыскания трассы напорных линий	492
§ 7. Изыскания в районе потребления воды и расположения сооружений	493
§ 8. Особенности изысканий в районах вечной мерзлоты	493
§ 9. Изыскания, связанные с выпуском сточных вод	496
Глава II. Санитарно-технические изыскания и исследования	
§ 10. Исследования водоемов и воды	496
§ 11. Изыскания к проектированию санитарных охранных зон	498
Глава III. Состав и содержание проекта водоснабжения	
§ 12. Общие положения	499
§ 13. Состав и содержание проектного задания	499
§ 14. Состав и содержание технического проекта водоснабжения	502
§ 15. Рабочие чертежи	504

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

НАСОСЫ

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ О НАСОСАХ

Насосы служат для развития в частицах жидкости давления, необходимого для подъема и перемещения жидкости. Насосы различаются по сущности работы и конструктивному оформлению. Среди различных типов и конструкций насосов основными являются центробежные и поршневые; редко встречаются специальные ротационные, внешне сходные с центробежными, но по существу своей работы более сходные с поршневыми и др.

В водоснабжении применяются центробежные и поршневые насосы. Кроме того, в водоснабжении используются эрлифты, ряд водоструйных приборов и пневматических устройств, которые также относят к группе насосов, хотя они насосами в истинном значении этого слова не являются, а являются одной из разновидностей водоподъемных устройств.

Почти во всех областях техники, связанных с необходимостью установки и работы насосов (водоснабжение, канализация, мелиорация, тепло-силовые установки и теплофикационные системы, охлаждающие устройства, установки в металлургической, химической и других видах промышленности и т. д.), поршневые насосы вытесняются центробежными, позволяющими осуществлять непосредственное соединение их с электродвигателями и паровыми турбинами.

В области жел.-дор. водоснабжения поршневые насосы небольших мощностей занимают и еще будут занимать значительное место.

Современные насосы строятся от малых до очень больших производительностей и напоров (на канале Волга — Москва установлены насосы производительностью по $25 \text{ м}^3/\text{сек}$; напоры насосов для питания паровых котлов высокого давления достигают сотен и даже тысяч метров).

ГЛАВА 1

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

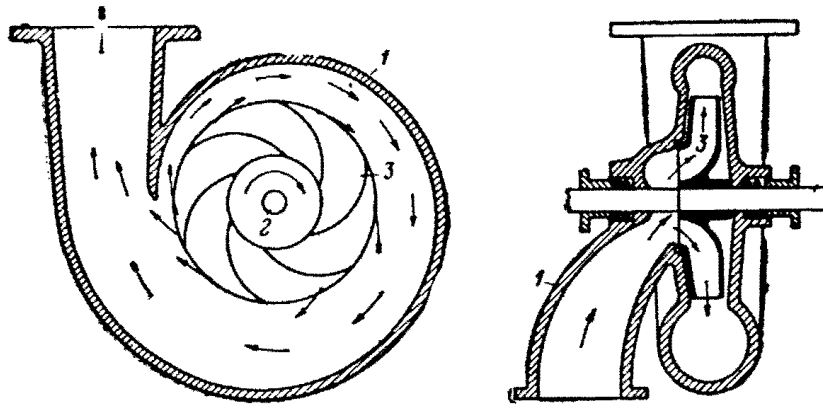
§ 1. Схема действия насоса

Центробежный насос, схема устройства и действия которого изображена на фиг. 1, состоит из следующих основных частей: корпуса 1, вала 2, рабочего колеса 3, снабженного лопастями (лопатками) и вращающегося вместе с валом.

При вращении рабочего колеса насоса, заполненного жидкостью, в частицах последней развиваются центробежные силы, под влиянием которых эти частицы стремятся быть отброшенными к внешней окружности рабочего колеса. Частицы жидкости движутся от впуска к выпуску по лопаткам рабочего колеса и оставляют эти лопатки и колесо с определенной скоростью и давлением. На место выброшенных из насоса частиц жидкости в него под давлением атмосферы непрерывно поступают новые частицы и т. д. Движение жидкости в связанных с насосом всасывающем и нагнетательном трубопроводах является установившимся.

На фиг. 2 представлена установка центробежного насоса с двигателем и арматурой. Центробежный насос может рассматриваться как обращенная водяная турбина. В турбине в результате использования давления в частицах воды вступающих в рабочее колесо, развивается мощность на валу; в центробежном на

сое в результате затраты мощности на валу частицы жидкости приобретают кинетическую энергию, преобразуемую в давление, достаточное для подъема их на определенную высоту.

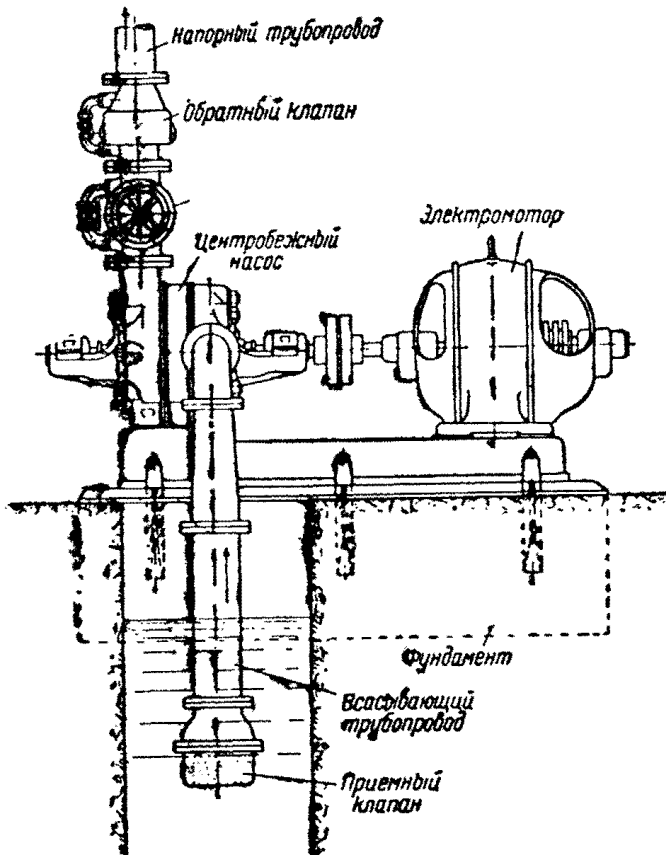


Фиг. 1

§ 2. Всасывание

Всасывание происходит под давлением атмосферы в разреженное пространство, образующееся в насосах при их работе.

У поршневого насоса разреженное пространство образуется перед поршнем при определенном его движении и в это пространство устремляется жидкость; поршневые насосы могут начать всасывать жидкость после некоторого числа ходов поршня (в начале может идти отсасывание воздуха). В центробежном насосе при вращении рабочего колеса в корпусе, не заполненном жидкостью, нет достаточного разрежения и всасывание (так называемое сухое всасывание) отсутствует. В этом случае насос должен быть предварительно заполнен жидкостью или необходимое разрежение в начале работы должно быть создано искусственно путем отсасывания воздуха из корпуса насоса и всасывающей линии



Фиг. 2

воздушным насосом или иным устройством; в разреженное пространство устремляется жидкость и насос начинает работать. Далее разрежение и всасывание происходят уже вследствие вращательного движения рабочего колеса и движения частиц жидкости. Максимальная геометрическая высота всасывания для центробежных насосов определяется формулой

$$H_{вс} = A - H_t - h_{вс} - \frac{C_1^2}{2g},$$

где A — давление атмосферы в m водяного столба (если всасывание происходит из закрытого резервуара, то A — давление в нем);

H_t — давление паров жидкости, соответствующее ее температуре;

$h_{вс}$ — потери на сопротивления во всасывающей линии (и в насосе);

C_1^* — скорость движения частиц жидкости при вступлении на лопатку рабочего колеса насоса;

$h_{вс}$ складывается из потерь в приемном клапане (при наличии такового), потерь на трение, изменения сечения и направления потока во всасывающем трубопроводе; сюда же может быть отнесена часть потерь в рабочем колесе центробежного насоса.

Скорости движения частиц жидкости, поступающих на лопатки рабочего колеса насоса, значительны, поэтому в формулу введен член

$$\frac{C_1^2}{2g}.$$

Практически во избежание возможного обрыва струи $H_{вс}$ должно быть выбрано меньшим с таким расчетом, чтобы

$$A - \left(H_{вс} + H_t + h_{вс} + \frac{C_1^2}{2g} \right) > 0.$$

В воде постоянно имеется некоторое количество воздуха, и абсолютное разрежение в насосе вообще недостижимо.

Давление атмосферы A зависит от высоты над уровнем моря. Независимо от высоты под влиянием метеорологических явлений в каждом месте атмосферное давление может несколько отклоняться от средних значений. Для различных высот значения A приведены в табл. 1.

Таблица 1

Высота над уровнем моря в м	0	100	160	200	300	400	500	1000	2000	3000
A в м вод. ст. . . .	10,33	10,21	10,12	10,08	9,94	9,83	9,7	9,2	8,1	7,29

Член H_t (в формуле) предусматривает соответствующее уменьшение достижимой высоты всасывания вследствие возможного образования паров жидкости при разрежении во всасывающем трубопроводе и насосе. Чем выше, например, температура воды, тем меньшее разрежение необходимо для образования паров, тем образование их идет легче. Пары вследствие своей упругости уменьшают возможную высоту всасывания тем сильнее, чем выше температура перекачиваемой воды. Давления паров воды в зависимости от температуры воды приведены в табл. 2.

Таблица 2

t в °Ц. . .	0	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H_t в м . .	0,062	0,09	0,12	0,17	0,236	0,429	0,75	1,25	2,0	3,17	4,8	7,1	10,33

Чем температура воды ниже, тем высота всасывания может быть больше; при температуре воды выше 60 — 70° последнюю подводят к насосу с некоторым давлением.

Практически достижимая высота всасывания для тихоходных насосов при давлении 1 ат (10 м вод. ст.) для всасывающего трубопровода не очень длинного и достаточно большого диаметра (скорость около 1,5 м/сек) при невысокой температуре воды может достигать до 5 — 6 м; при больших температурах — меньше (для быстроходных насосов значительно меньше).

* Непосредственно перед вступлением на лопатку частицы жидкости имеют скорость C_0 ; C_0 принимают равной C_1 .

У центробежных насосов высоту всасывания принимают не более 5 — 5,5 м (для быстроходных насосов меньше), хотя при особо благоприятных условиях $H_{вс}$ может быть достигнута и несколько большей.

Высота всасывания при одинаковых условиях для различных жидкостей соответственно изменяется в зависимости от их удельного веса: чем больше удельный вес, тем меньше высота всасывания, и наоборот.

На высоту всасывания оказывает влияние и конструкция насоса. Так, у центробежных насосов увеличение числа лопаток рабочего колеса, уменьшение высоты подъема, приходящейся на каждое колесо (т. е. увеличение числа колес при том же подъеме), форма лопатки рабочего колеса (лопатка, загнутая назад) являются мерами конструктивного порядка, ведущими к некоторому увеличению допустимой высоты всасывания. С другой стороны, как это подробнее указано ниже, некоторые конструкции центробежных насосов при определенных условиях позволяют осуществить лишь небольшую высоту всасывания, почему необходимо с особой осторожностью выбирать высоту всасывания для быстроходных насосов. В последнее время за границей встречается ряд устройств эжекторного типа, приспособляемых к всасывающему трубопроводу и позволяющих насосу забирать воду с глубин, превышающих 10 м.

§ 3. Кавитация и высота всасывания

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

При определении наибольшей допустимой высоты всасывания центробежных насосов необходимо считаться с некоторыми дополнительными явлениями и особенно с явлениями кавитации, которые могут привести к повреждениям рабочих колес и других частей насоса, выраженным в виде разъедания этих частей (эрозия—механическое разъедание поверхностей металла интенсивными ударами).

При всяких обстоятельствах давление при входе жидкости в рабочее колесо должно быть больше давления паров перекачиваемой жидкости.

Если высота всасывания будет больше допускаемой, то вследствие образования паров воды и выделения воздуха в местах с пониженным давлением могут иметь место уменьшение производительности насоса и ухудшение его к. п. д., сопровождаемые притом явлениями кавитации. Сущность явлений кавитации состоит в том, что при чрезмерном вакууме в насосе, когда давление в отдельных местах (с повышенными скоростями и значительным вихреобразованием) начинает понижаться до давления водяных паров, в потоке образуются места, заполненные паром. Вместе с парообразованием в местах с наибольшими скоростями (скорости у входа на внутренней и внешней сторонах лопаток неодинаковы) происходит отрыв потока от стенки лопатки и частичная конденсация при соприкосновении движущихся паров с областями повышенного давления; последняя сопровождается местными изменениями давления и ударами, являющимися следствием стремительного движения частиц жидкости в пространство, занимавшееся паром, в результате чего происходит постепенное разрушение рабочих колес насоса. В соответствии с указанными явлениями допустимая высота всасывания должна быть уменьшена и принята равной:

$$H_{вс} = A - H_t - h_{вс} - \frac{C_1^2}{2g} - \Delta h,$$

где Δh — соответствующее уменьшение давления, обусловленное разностью относительных скоростей на внутренней и внешней поверхностях лопаток, изменением направления потока в колесе и т. д.

Выражение $\frac{C_1^2}{2g} + \Delta h$ принципиально можно выразить как функцию напора. Таким образом, $\frac{C_1^2}{2g} + \Delta h = \sigma H$.

α называется коэффициентом кавитации, определяется опытным путем для каждого типа насосов и резко увеличивается с увеличением удельного числа оборотов и степени быстроходности. Поэтому с увеличением быстроходности насоса уменьшается высота всасывания. Следует подчеркнуть, что обычно принимаемые высоты всасывания могут быть приемлемы лишь для тихоходных насосов.

На основании экспериментальных исследований, произведенных с центробежными насосами некоторых типов, Всесоюзный институт гидромашин предложил следующую формулу для определения наибольшей высоты всасывания:

$$H_{\text{васк}} = A - \frac{n^3}{867} \sqrt{n \cdot Q^2},$$

где $H_{\text{васк}}$ — вакуумметрическая высота всасывания, т. е. геометрическая высота плюс потери во всасывающем трубопроводе;

n — число оборотов насоса в 1 мин.;

Q — производительность насоса в $\text{м}^3/\text{сек}$ (для насосов с двусторонним впуском следует принимать $\frac{Q}{2}$).

Высоту всасывания, определяемую по указанной формуле, рекомендуют уменьшать на 1 — 2 м (учитывая возможную близость к границе кавитации), при этом следует учесть сказанное о всасывании насосами жидкостей, имеющих высокую температуру.

Известен целый ряд неполадок в работе насосов ввиду неудовлетворительного всасывания, поэтому допускаемую высоту всасывания нельзя для различных насосов принимать одинаковой. Наибольшую величину высоты всасывания следует согласовывать с заводом, строящим насосы, и во всяком случае по определении $H_{\text{вс}}$ проверять таковую с учетом явлений кавитации.

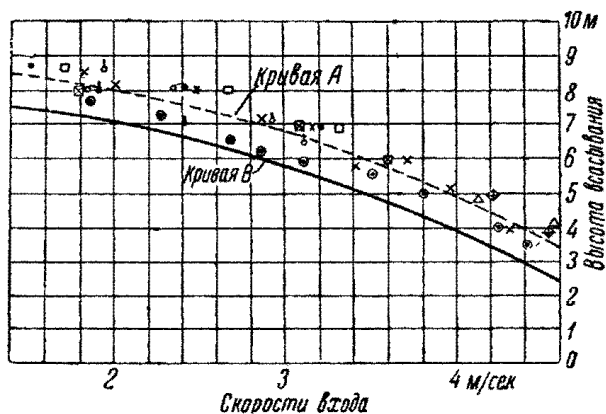
Значение C_0 при определении наибольшей высоты всасывания установлено рядом экспериментальных работ.

На фиг. 3 приведены полученная экспериментальным путем кривая А зависимости наибольшей высоты всасывания от абсолютной скорости входа частиц жидкости в рабочее колесо и кривая В с принятыми для гарантии несколько меньшими значениями $H_{\text{вс}}$.

Возникновение кавитации часто сопровождается шумом и треском в насосе. Устранение явлений кавитации сводится к правильному выбору высоты всасывания и созданию нормальных условий всасывания, т. е. кустранению неплотностей, уменьшению потерь во всасывающей линии, правильной прокладке последней и т. д. В ряде случаев рабочие колеса и направляющие аппараты выполняются из достаточно стойких материалов, например нержавеющей стали с определенным содержанием хрома и никеля.

Внутренние поверхности рабочего колеса, направляющего аппарата и прочих частей должны быть более гладкими. Явления кавитации часто усиливаются при резком понижении рабочего напора, так как при этом увеличиваются производительность насоса и скорости и понижаются давления при входе жидкости в рабочее колесо.

С увеличением содержания растворенных газов в жидкости кавитация усиливается.



Фиг. 3

§ 4. Подъем жидкости

Достижимый в современных конструкциях насосов максимальный подъем (напор) далеко превышает обычные пределы, встречающиеся в связи с применением насосов для целей водоснабжения. Так, встречаются установки насосов, напор которых значительно превышает 1 000 м и более.

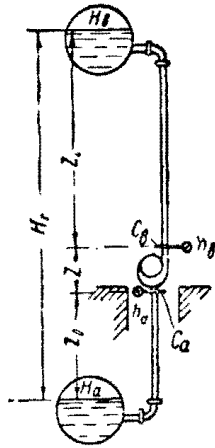
На фиг. 4 представлена принципиальная схема работы насосной установки. Вода поступает к всасывающему штуцеру (патрубку) насоса из резервуара с давлением в нем H_a и нагнетается насосом в резервуар с давлением в нем H_s . Давления у всасывающего и напорного штуцеров насоса h_a и h_s определяются при помощи приборов, установленных у штуцеров.

Энергия, заключенная в 1 кг воды при выходе из напорного штуцера (относительно плоскости, совпадающей с уровнем всасывания):

$$E_s = h_s + z + z_0 + \frac{C_s^2}{2g};$$

то же при выходе из всасывающего штуцера (относительно той же плоскости):

$$E_a = h_a + z_0 + \frac{C_a^2}{2g},$$



Фиг. 4

где C_s — скорость движения воды в напорном, а C_a — во всасывающем штуцере.

Разность величины энергии, заключающейся в 1 кг нагнетаемой жидкости (воды) при выходе последней из насоса и входе в него, рассматривается как развиваемый насосом напор

$$H = E_s - E_a = h_s + z + z_0 + \frac{C_s^2}{2g} - h_a - z_0 - \frac{C_a^2}{2g} = h_s - h_a + z + \frac{C_s^2 - C_a^2}{2g}.$$

C_a и C_s равны или близки по величине и последний член никакого практического значения не имеет.

Давления h_a и h_s в основном обусловлены давлениями в начале всасывающего и в конце напорного трубопроводов, отметками всасывания и нагнетания и сопротивлениями во всасывающем и напорном трубопроводах:

$$h_a = H_a - z_0 - h_{sc};$$

$$h_s = H_s + z_1 + h_{нагн},$$

где h_{sc} и $h_{нагн}$ — потери при движении воды во всасывающем и напорном трубопроводах.

Таким образом,

$$H = H_s + z_1 + h_{нагн} - H_a + z_0 + h_{sc} + z = (H_s - H_a) + H_{\Gamma} + h,$$

$$H_{\Gamma} = z_0 + z + z_1, \text{ и } h = h_{нагн} + h_{sc}.$$

H_{Γ} — геометрический напор (геометрическая, геодезическая высота подъема), равный разности отметок нагнетания и всасывания; h — сопротивления во всасывающем и напорном трубопроводах (исключая насос).

Таким образом, развиваемый насосом напор должен быть равен разности давлений в пространстве над уровнем нагнетания и уровнем всасывания, сложенной с разностью отметок нагнетания и всасывания и сопротивлениями во всасывающем и напорном трубопроводах.

При давлениях в резервуарах H_a и H_s , равных атмосферному

$$H_s - H_a = 0$$

$$H = H_{\Gamma} + h.$$

Напор у работающих или находящихся в испытании насосов определяется при помощи вакуумметра (или мановакуумметра) и манометра. Поэтому развиваемый насосом напор часто называют манометрическим подъемом (напором).

При $H_s = 0$, а $H_a \neq 0$

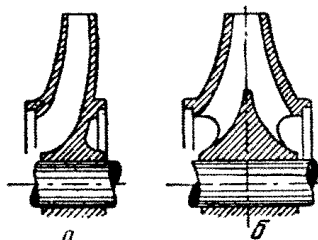
$$H = -H_a + H_r + h,$$

т. е. напор, развиваемый насосом в том случае, когда вода к нему подходит с некоторым давлением, может быть уменьшен на величину этого давления, иначе говоря насос использует это давление.

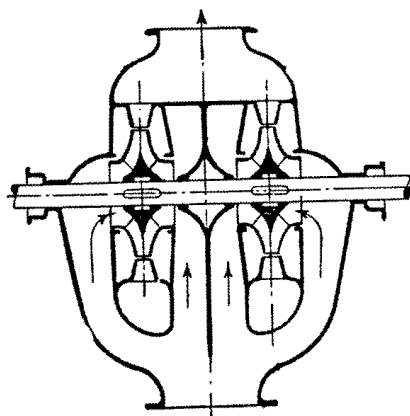
§ 5. Классификация центробежных насосов

Центробежные насосы можно классифицировать и разделять по целому ряду признаков:

- 1) в зависимости от расположения вала — на горизонтальные и вертикальные;
- 2) в зависимости от развиваемого напора — на насосы низкого давления (примерно до 20 — 25 м), среднего давления (примерно до 40 м) и высокого давления (свыше 40 — 60 м); такое разделение является чисто условным;
- 3) в зависимости от направления движения жидкости при входе в рабочее колесо — с односторонним (фиг. 5, а) и двусторонним впуском (фиг. 5, б);

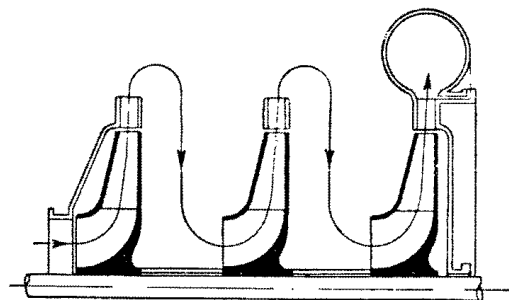


Фиг. 5



Фиг. 6

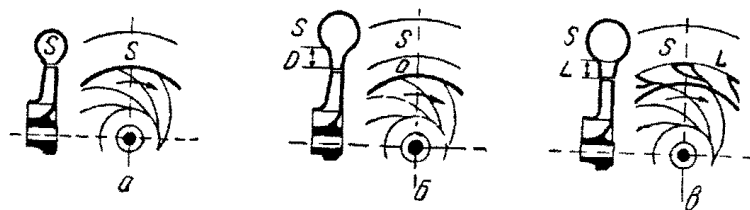
- 4) в зависимости от числа рабочих колес — на одноколесные и многоколесные;
- 5) в зависимости от направления движения жидкости и конструкции многоколесных насосов последние служат для увеличения расхода или увеличения напора; в первых жидкость идет параллельно в два или три колеса (фиг. 6, движение жидкости показано стрелками); насосы эти называются сдвоенными, строенными; в других — жидкость проходит колеса последовательно (фиг. 7); насосы эти называются двухступенчатыми, трехступенчатыми, многоступенчатыми (многокамерными). Многоступенчатые насосы строятся для высокого давления, одноступенчатые — для низкого и среднего давлений (одноступенчатые насосы очень редко могут встретиться для давлений около 100 м);



Фиг. 7

- 6) в зависимости от характера движения жидкости при переходе ее из рабочего колеса в корпус насоса S (фиг. 8) — насосы без диффузора (фиг. 8, а), насосы с диффузором D (фиг. 8, б) и насосы с направляющим аппаратом L (фиг. 8, в). В первом случае жидкость по выходе из рабочего колеса поступает непосредственно в корпус; вследствие внезапного изменения сечения здесь имеет место определенная потеря напора. Во втором случае при наличии диффузора, образующего рас-

ширяющееся кольцевое пространство, скорость движения жидкости по выходе из рабочего колеса уменьшается, что ведет к уменьшению потерь. Наконец, в последнем случае при наличии направляющего аппарата — диффузора с рядом расширяющихся каналов скорости в нем постепенно уменьшаются, преобразование скорости в давление идет со значительно меньшими потерями. Насосы с направляющими аппаратами часто называются турбинными; к. п. д. их относительно высокий;



Фиг. 8

7) насосы делятся еще на быстроходные, нормальные и тихоходные. Признаком для отнесения насосов к той или иной категории является коэффициент быстроходности, характеризующий так называемое удельное число оборотов n_s , принимаемое равным

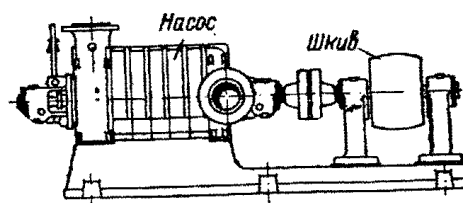
$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n — число оборотов в 1 мин.;

Q — расход в $\text{м}^3/\text{сек}$;

H — напор в м;

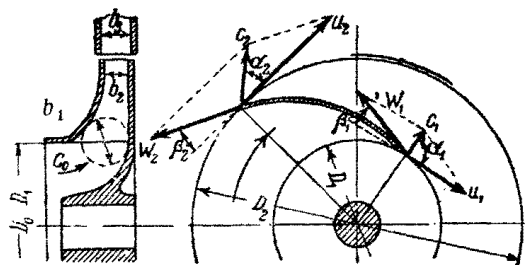
8) в зависимости от способа приведения в действие двигателем — на приводные (фиг. 9) и непосредственно соединенные с двигателем на общем валу и общей фундаментах (фиг. 2).



Фиг. 9

§ 6. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

На фиг. 10 представлено распределение скоростей при движении жидкости в рабочем колесе центробежного насоса. Жидкость подходит к рабочему колесу центробежного насоса в осевом направлении с абсолютной скоростью C_0 . У входа обычно происходит отклонение струй от осевого в радиальное направление.



Фиг. 10

колеса с некоторой относительной скоростью W_1 , определяемой из параллелограмма скоростей у входа.

Профиль лопатки у входа частиц жидкости в рабочее колесо принимается в соответствии с условиями безударного входа. Угол β_1 характеризует направление начального элемента лопатки.

Жидкость движется в рабочем колесе с изменяющимися скоростями: в конце лопатки рабочего колеса относительная скорость движения частиц по лопатке равна W_2 , окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса — U_2 .