

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. М. Кравцов, В. С. Лахмаков, Е. В. Плискевич

УДК 532(07)
ББК 30.123я73
К 78

Рецензенты:
кафедра «Кораблестроение и гидравлика» БНТУ;
кандидат технических наук,
главный инженер НПЦ «НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
А. Л. Рапинчук

ГИДРАВЛИКА

*Рекомендовано
Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве практикума для студентов
учреждений высшего образования
группы специальностей 74 06 Агроинженерия,
специальности 1-36 12 01*

Проектирование и производство сельскохозяйственной техники

Кравцов, А. М.
К78 Гидравлика : практикум / А. М. Кравцов, В. С. Лахмаков, Е. В. Плискевич. – Минск : БГАТУ, 2015. – 384 с.
ISBN 978-985-519-717-2.

Практикум предназначен для практического изучения основных разделов гидравлики: гидростатики и гидродинамики – с рассмотрением прикладных вопросов по устройству, расчету, проектированию и эксплуатации гидравлических машин и систем, используемых в сельскохозяйственном производстве.

Практикум предназначен для выполнения лабораторных и практических работ при изучении дисциплины «Гидравлика» студентами вузов сельскохозяйственного профиля. Практикум может использоваться для изучения смежных дисциплин учащимися и слушателями учреждений высшего, среднего специального и дополнительного образования.

УДК 532(07)
ББК 30.123я73

Минск
БГАТУ
2015

ISBN 978-985-519-717-2

© БГАТУ, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАБОТ	6
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ	8
1.1. Практическая работа «Изучение физико-механических свойств жидкостей»	8
2. ГИДРОСТАТИКА	14
2.1. Лабораторная работа «Измерение давления жидкости»	14
2.2. Практическая работа «Построение эпюр гидростатического давления»	26
2.3. Практическая работа «Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность»	30
2.4. Практическая работа «Определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность»	38
3. ГИДРОДИНАМИКА	44
3.1. Лабораторная работа «Измерение расхода жидкости»	44
3.2. Лабораторная работа «Определение режимов движения жидкости»	56
3.3. Лабораторная работа «Опытная иллюстрация уравнения Бернулли»	61
3.4. Лабораторная работа «Определение коэффициентов гидравлического трения»	69
3.5. Лабораторная работа «Определение коэффициентов местных сопротивлений»	76
3.6. Практическая работа «Расчет короткого трубопровода»	82
3.7. Практическая работа «Определение параметров гидравлического удара»	92
3.8. Лабораторная работа «Истечение жидкости через отверстия и насадки»	96
4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ	106
4.1. Практическая работа «Изучение конструкций и характеристик динамических насосов»	106
4.2. Лабораторная работа «Испытание центробежного насоса»	128
4.3. Лабораторная работа «Исследование характеристик насосной установки при последовательном и параллельном включении насосов»	139
4.4. Практическая работа «Расчет насосной установки»	152
4.5. Практическая работа «Выбор метода регулирования насосной установки»	172
4.6. Лабораторная работа «Изучение конструкций и исследование характеристик гидравлических машин вращательного движения»	178
4.7. Лабораторная работа «Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия»	206

5. ГИДРОПЕРЕДАЧИ, ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ	220
5.1. Лабораторная работа «Исследование характеристик объемного гидропривода с вращательным и поступательным движением выходного звена»	220
5.2. Практическая работа «Изучение конструкции и характеристик гидростатической трансмиссии»	234
6. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И МЕЛИОРАЦИЯ	244
6.1. Практическая работа «Изучение трубопроводов и трубопроводной арматуры систем водоснабжения»	244
6.2. Практическая работа «Расчет сельскохозяйственного водоснабжения»	265
6.3. Практическая работа «Гидравлический расчет тупиковой водопроводной сети»	288
6.4. Практическая работа «Расчет канала»	307
6.5. Лабораторная работа «Исследование истечения жидкости из-под затвора»	317
6.6. Лабораторная работа «Исследование прямоугольного водослива»	325
7. ГИДРО- И ПНЕВМОТРАНСПОРТ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ	334
7.1. Практическая работа «Расчет гидротранспортной установки»	334
ПРИЛОЖЕНИЯ	352
ЛИТЕРАТУРА	380

ВВЕДЕНИЕ

Практикум предназначен для выполнения лабораторных и практических работ при изучении дисциплины «Гидравлика» студентами технических вузов сельскохозяйственного профиля. Также издание может использоваться при изучении смежных дисциплин, таких как «Основы гидравлики», «Механика жидкости и газа», «Гидропривод сельскохозяйственной техники», «Водоснабжение и водоотведение», «Насосы и насосные станции», в учреждениях высшего, среднего специального и дополнительного образования.

Эффективное ведение современного сельскохозяйственного производства связано с эксплуатацией сложных гидравлических машин и систем. В основе расчетов гидравлических машин, гидроприводов сельскохозяйственной техники, систем водоснабжения и водоотведения, мелиорации и гидротранспорта лежат законы гидравлики. Для успешного осуществления своей деятельности инженерно-технический работник АПК должен обладать не только знаниями законов гидравлики, но и умениями применять эти знания на практике для выполнения гидравлических расчетов. Кроме этого квалифицированный специалист должен иметь представление об устройстве гидравлических машин и систем, а также обладать навыками осуществления испытаний гидравлического оборудования и проведения опытных исследований с целью определения коэффициентов в эмпирических расчетных формулах или проверки достоверности аналитических решений. Для обеспечения успешного овладения студентами необходимыми знаниями, умениями и навыками настоящий практикум предоставляет необходимые теоретические сведения и предусматривает возможность проведения лабораторных исследований в комплексе с решением практических задач.

Содержание практикума включает основные разделы гидравлики – «Гидростатика» и «Гидродинамика», а также прикладные разделы, в которых рассматриваются гидравлические машины и системы. Практикум позволяет изучать дисциплину в соответствии со специализацией. Разделы «Гидростатика» и «Гидродинамика» являются основными и изучаются в полном объеме студентами всех специальностей. Разделы, в которых рассматриваются гидравлические машины и системы, изучаются в объеме, предусмотренном учебной программой соответствующей специализации.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАБОТ

При выполнении работ необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда и пожарной безопасности, которые должны постоянно находиться в специальном месте учебной лаборатории. На первом занятии каждый студент должен ознакомиться и усвоить соответствующие инструкции, среди которых: «Инструкция по охране труда для студентов и слушателей университета, профессорско-преподавательского состава», «Инструкция о мерах пожарной безопасности в административных зданиях и помещениях», «Инструкция по оказанию первой медицинской помощи при поражениях электрическим током и других опасных случаях».

Общие правила при нахождении в учебной лаборатории

1. Студенты допускаются к выполнению работ после ознакомления на первом занятии с требованиями инструкций по охране труда и пожарной безопасности, проверки преподавателем их усвоения и оформления в журнале регистрации инструктажа.
2. Студенты обязаны знать и соблюдать правила внутреннего распорядка. В лабораториях запрещается курить. Не допускается приносить и употреблять алкогольные, наркотические и токсические вещества. Студенты, находящиеся под воздействием алкогольных или наркотических средств, к занятиям не допускаются.
3. Студенты должны бережно относиться к лабораторному оборудованию (макетам, моделям, приборам, установкам), а также методическим указаниям, плакатам и другим пособиям, поддерживать чистоту и порядок. Запрещается делать какие-либо пометки в методических указаниях и других пособиях.
4. Не разрешается находиться в лаборатории в верхней одежде за исключением случаев снижения температуры ниже допустимых значений.
5. Включение приборов и установок осуществляется преподавателем или лаборантом с соблюдением требований электро- и пожаробезопасности, или студентами с разрешения преподавателя.
6. Лица, допущенные к занятиям в лаборатории должны уметь оказывать доврачебную помощь пострадавшим.
7. Лица, виновные в нарушении требований инструкций по охране труда и пожарной безопасности несут ответственность в дисциплинарном, административном или уголовном порядке

Общие требования к оформлению выполненных работ

Для успешного выполнения и представления к защите выполненных работ необходимо соблюдать следующие требования:

1. Студент допускается к выполнению работы после усвоения необходимых теоретических сведений. Для допуска к работе необходимо подготовить бланк отчета.

2. Все выполненные работы оформляются в общем отчете, который кроме основного содержания должен включать титульный лист, оглавление, общие требования при выполнении работ, и приложения, куда могут прикладываться черновики выполненных работ, листы исправленных работ с пометками преподавателя, документы об отработке пропущенных занятий.

3. Отчет о каждой отдельной работе должен включать порядковый номер, тип, название и цель работы. Также лабораторные работы должны содержать схему лабораторной установки и таблицы для записи опытных и расчетных данных. Практические работы должны содержать расчетную схему и задание с индивидуальными данными. Все работы должны содержать расчеты и выводы с оценкой полученных результатов.

4. Листы отчета должны иметь поля. Со стороны, где отчет сшивается, оставляется поле не менее 2 см, остальные стороны – не менее 1 см. Листы отчета нумеруются в нижнем правом углу.

5. Все таблицы и иллюстрации (рисунки, схемы, графики) нумеруются последовательно в пределах каждой отдельной работы. Например, «Таблица 1.3» (третья таблица первой работы) или «Рис. 1.2» (второй рисунок первой работы). После номера рисунка следует его название и, при необходимости, поясняющий текст, в котором расшифровываются принятые условные обозначения. Номер рисунка, его название и поясняющий текст помещают непосредственно под иллюстрацией, а номер таблицы – над ней.

6. Вычисления должны представляться в развернутой форме с указанием единиц измерения величин на всех этапах расчета. Основные единицы физических величин представлены в приложении 1.

7. Результаты измерений физических величин необходимо представлять с точностью, соответствующей точности применяемого средства измерения. Результаты расчетов необходимо представлять с точностью до трех значащих цифр, например, $0,011526 = 0,00115$; $3,24692 = 3,25$; $54,362 = 54,4$; $129,328 = 129$.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ

1.1. Практическая работа «Изучение физико-механических свойств жидкостей»

Цель работы:

1. На практике усвоить общие теоретические сведения о физико-механических свойствах жидкостей.

2. Приобрести практические навыки гидравлических расчетов.

Общие сведения

Термин «жидкость» имеет два значения. Так называют агрегатное состояние вещества, промежуточное по своим свойствам между твердым и газообразным, а также тело или вещество, обладающее свойством текучести, то есть способностью изменять свою форму под действием сил.

Из жидкостей широкое применение в сельскохозяйственном производстве получила вода. Она используется в системах водоснабжения населения, производства и животноводства. Большие объемы воды перемещаются в мелиоративных системах.

В сельскохозяйственных машинах применяются минеральные и синтетические масла для смазки деталей и в системах гидропривода, а также жидкости, используемые как горючее для двигателей – бензины различных марок, дизельное топливо.

В практике сельскохозяйственного производства используют материалы, называемые гидросмесями. Гидросмесь – это материал, получаемый перемешиванием достаточно мелких твердых или пластичных частиц с жидкостью. Типичные гидросмеси – корм для свиней, строительные растворы и др.

Плотность жидкости ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$) называется масса m (кг), содержащаяся в единице объема V (м^3) и определяется по формуле

$$\rho = m/V . \quad (1.1)$$

Объемным (удельным) весом γ ($\text{Н}/\text{м}^3$) называется вес G (Н) единицы объема V (м^3) жидкости и определяется по формуле

$$\gamma = G/V . \quad (1.2)$$

Удельный вес γ и плотность ρ связаны между собой уравнением:

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.2^*)$$

где g – ускорение свободного падения.

Средние значения плотности и удельного веса основных жидкостей приведены в приложении 2.

Сжимаемость жидкостей весьма незначительна, то есть они хорошо сопротивляются сжатию, проявляя упругие свойства в соответствии с законом Гука

$$-\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{E}, \quad (1.3)$$

где V_0 – объем жидкости при начальном давлении;

Δp и ΔV – приращение давления и соответствующее ему изменение объема;

E – объемный модуль упругости жидкости.

Средние значения объемного модуля упругости некоторых жидкостей приведены в приложении 3.

Температурное расширение жидкостей происходит с увеличением температуры, которое характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_T = \frac{\Delta V}{V_0 \cdot \Delta T}, \quad (1.4)$$

где ΔT – изменение температуры.

Коэффициент температурного расширения зависит от давления, диапазона изменения температуры и приведен для некоторых жидкостей в приложении 4.

Вязкость – свойство жидкостей и газов сопротивлятьсядвигающим (касательным) усилиям, возникающим на границе слоев жидкости,двигающихся с различными скоростями.

В соответствии с гипотезой Ньютона касательные напряжения вязкости определяются соотношением

$$\tau = \pm \mu \cdot \frac{\partial U}{\partial n}, \quad (1.5)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости;
 $\frac{\partial U}{\partial n}$ – градиент скорости.

В гидравлических расчетах часто используется кинематический коэффициент вязкости ν , который с динамическим коэффициентом вязкости μ связан следующим соотношением:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.6)$$

Значения кинематического коэффициента вязкости ν , зависящего от типа жидкости и ее температуры, приведены в приложении 5.

Кипение – свойство жидкости образовывать пар по всему объему жидкости. Жидкость закипает, если давление в ней равно давлению насыщенных паров $p_{н.п}$ при данной температуре (прил 6 и 7).

Жидкости способны растворять в своем объеме различные вещества, в том числе газы. Растворимость газов в капельной жидкости характеризуется объемом газа, растворяемого в единице объема жидкости при определенном давлении. Относительный объем газа V_r , растворяемого в объеме жидкости $V_ж$ до ее полного насыщения, определяется в соответствии с законом Генри по формуле

$$\frac{V_r}{V_ж} = k \cdot \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.7)$$

где p_1 и p_2 – начальное и конечное давление соответственно;

k – коэффициент растворимости, зависящий от типа жидкости и газа.

С дополнительными теоретическими сведениями о свойствах жидкостей можно ознакомиться в литературе [1–4].

Задание:

1. Определить дополнительное количество воды, которое необходимо подать насосом в абсолютно жесткий трубопровод с внутренним диаметром d_v и длиной l , полностью заполненного водой при избыточном давлением p_1 , чтобы давление в нем поднялось до заданного значения p_2 .

2. Определить на какую высоту h поднимется поршень, если сосуд диаметром d_c , заполненный заданной жидкостью на высоту H , нагреть от температуры T_1 до T_2 °С. Весом поршня пренебречь.

Данные для расчета приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Выбор индивидуальных данных

Предпоследняя цифра шифра*	d_b , мм	d_c , м	T_1 , °C	Первая буква имени студента	l , м	p_2 , МПа	T_2 , °C
0	50	0,5	15	А	6010	8,1	40
1	100	0,6	17	Б	1860	4	42
2	150	0,7	19	В	3875	8,4	44
3	200	0,8	20	Г	6900	8,6	46
4	250	0,9	22	Д	1680	3	48
5	300	1,0	25	Е	4700	10	50
6	350	1,1	16	Ж	320	5,3	52
7	400	1,2	18	З	4750	5,7	54
8	450	1,3	21	И	6480	9,2	56
9	500	1,5	23	К	6920	9,9	58
Последняя цифра шифра*	p_1 , кПа	H , м	жидкость	Л	1760	5,1	60
0	1250	1,0	бензин	М	5100	2,2	62
1	500	1,5	керосин	Н	7700	9,4	64
2	950	2,0	глицерин	О	4800	9,7	66
3	800	2,5	масло трансф.	П	990	5,8	41
4	800	3,0	нефть	Р	7320	6,1	43
5	1250	3,5	бензин	С	7990	7,7	45
6	950	4,0	керосин	Т	9460	6,5	47
7	800	4,5	глицерин	У	8200	3,3	49
8	500	5,0	масло трансф.	Ф	3100	5,6	51
9	800	5,5	нефть	Х	7100	5,9	53
				Ц	8080	10,3	55
				Ч	5300	2,7	57
				Ш	5020	8,8	59
				Щ	5960	4,4	61
				Э	6130	4,8	63
				Ю	6840	9,6	65
				Я	8650	2	67

* – шифр каждому студенту присваивается преподавателем

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Пример расчета

Задача 1. Определить количество воды, которое необходимо подать насосом в абсолютно жесткий замкнутый трубопровод диаметром $d = 300$ мм и длиной $l = 100$ м, полностью заполненного при атмосферном давлении, чтобы избыточное давление в нем поднялось до 5 МПа.

Порядок расчета:

А. Определяем вместимость трубопровода при атмосферном давлении:

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot 100 = 7,06 \text{ м}^3.$$

Б. Находим дополнительный объем воды, который необходимо подать в трубопровод, используя закон Гука (1.3), для чего предварительно находится по приложению 3 модуль упругости воды $E_b = 2060$ МПа:

$$\Delta V_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \cdot \frac{\Delta p}{E_b} = 7,06 \cdot \frac{5}{2060} = 0,0171 \text{ м}^3 = 17,21 \text{ л.}$$

Таким образом, из-за сжимаемости жидкости для увеличения гидростатического давления в данном трубопроводе на 5 МПа необходимо подать дополнительный объем воды в количестве 17,1 литра. Следует отметить, что реальный объем воды будет несколько больше за счет незначительной деформации трубопровода при увеличении давления.

Задача 2. Сосуд диаметром $d_c = 1$ м, считается абсолютно жестким и заполнен бензином на высоту $H = 1$ м, при температуре $T_1 = 20$ °C. Определить на какую высоту h поднимется поршень, если сосуд нагреть до температуры $T_2 = 50$ °C. Весом поршня пренебречь.

Порядок расчета:

А. Определяем объем жидкости при температуре $T_1 = 20$ °C

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \cdot 1 = 0,785 \text{ м}^3.$$

Б. Из формулы (1.4) определяем изменение объема жидкости после нагревания, предварительно приняв по прил. 4 $\beta_T = 0,0008 \text{ K}^{-1}$,

$$\Delta V = V_0 \cdot \beta_T \cdot \Delta T = 0,785 \cdot 8 \cdot 10^{-4} \cdot 30 = 0,0188 \text{ м}^3.$$

В. Высота поднятия поршня определяется из выражения

$$h = \frac{\Delta V}{S_c} = \frac{\Delta V \cdot 4}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{0,0188 \cdot 4}{3,14 \cdot 1^2} \cdot 1 = 0,0239 \text{ м} = 23,9 \text{ мм}.$$

Таким образом, за счет явления температурного расширения жидкости при заданных условиях поршень поднимется на высоту 23,9 мм.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под терминами «жидкость» и «гидросмесь»?
2. Какие жидкости и гидросмеси применяются в сельскохозяйственном производстве?
3. Основные физико-механические свойства жидкостей и гидросмесей?
4. Как соотносятся между собой плотность и удельный вес жидкости?
5. От каких факторов изменяется плотность жидкости?
6. Когда проявляется свойство вязкости жидкости и как она учитывается в гидравлических расчетах?
7. Чем отличается «ньютоновская жидкость» от структурной гидросмеси?
8. При каких условиях начинается кипение жидкости и чем сопровождается этот процесс?
9. Что такое явление капиллярности и чем оно обусловлено?
10. От чего зависит растворимость газов в жидкостях?

2. ГИДРОСТАТИКА

2.1. Лабораторная работа «Измерение давления жидкости»

Цель работы:

1. Ознакомится с различными методами и приборами для измерения давления.
2. Овладеть навыками определения абсолютного и избыточного давления.

Общие сведения

Жидкость, заполняющая рассматриваемый объем, взаимодействует с окружающей средой по ограничивающей его поверхности. Она может представлять собой реально существующую границу между жидкостью и газом или твердым телом, а также поверхность, которая мысленно отделяет рассматриваемый объем от других объемов жидкости.

Это взаимодействие на границе раздела сопровождается изменением расстояния между молекулами и оценивается как распределенная нагрузка, т. е. как напряжение (сила, приходящаяся на единицу площади). Напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. В расчетах оно раскладывается на нормальную σ и касательную τ составляющие. Касательные напряжения появляются в результате влияния вязкости жидкости. Поэтому в случаях, когда силы вязкости не проявляются (жидкость покоится или рассматривается как идеальная), касательные напряжения отсутствуют и действуют только нормальные.

В механике растягивающие нормальные напряжения считаются положительными, а сжимающие – отрицательными. В жидкости нормальные напряжения в обычных условиях могут быть только сжимающими, потому что вследствие легкоподвижности даже самые малые растягивающие усилия разрывают жидкость, и в ней образуются полости, заполненные паром, или жидкость распадается на отдельные капли. Следовательно, численные значения нормального напряжения, возникающего в жидкости, всегда будут со знаком «-», что создает определенное неудобство при расчетах. Это послужило одной из причин того, что знаки нормального напряжения в гидравлике заменены противоположными по отношению к принятым в механике, и такие напряжения для отличия названы давлением p .

Давление – параметр (аналогичный напряжению), характеризующий взаимодействие сред в направлении, перпендикулярном к поверхности их раздела, при этом с ростом давления увеличивается сжатие среды.

При отсутствии сил вязкости нормальное напряжение, а следовательно, и давление в рассматриваемой точке, не зависит от угла наклона поверхности, т. е.

$$p = -\sigma_x = -\sigma_y = -\sigma_z, \quad (2.1)$$

где x, y, z – оси декартовой системы координат.

При движении реальной жидкости, вязкость создает не только касательные напряжения, но и перераспределяет нормальные, т. е. в этом случае $\sigma_x \neq \sigma_y \neq \sigma_z$.

В целях унификации расчетных уравнений и придания им большей наглядности в гидродинамике реальной жидкости под давлением понимается среднеарифметическое по трем взаимно перпендикулярным направлениям сжимающее нормальное напряжение, взятое с обратным знаком, т. е.

$$p = -\frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \quad (2.2)$$

При таком определении давления его свойства (независимость от угла наклона площадки в данной точке и его сжимающее действие) сохраняются и в движущейся реальной жидкости.

Единица измерения давления в СИ называется Паскаль: $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

Для количественной оценки давления используют понятия:

– абсолютное давление $p_{аб}$ – показывает превышение рассматриваемого давления над давлением в полном вакууме, т. е., если $p_{аб} = 0$, то на границе, разделяющей рассматриваемые объемы, взаимодействие отсутствует;

– избыточное давление $p_{и}$ – показывает превышение данного давления над давлением окружающей среды (обычно атмосферы), т. е. $p_{и} = 0$, если рассматриваемое давление равно давлению окружающей среды, например, атмосферному.

В отличие от абсолютного избыточное давление может быть положительным (манометрическое давление) или отрицательным, записываемого со знаком «–», который показывает, что измеряемое давление меньше, чем давление в окружающей среде. Отрицательное избыточное давление называют вакуумметрическим.

Указанные величины связаны соотношением

$$p_{аб} = p_{и} + p_{атм}, \quad (2.3)$$

где $p_{атм}$ – абсолютное давление атмосферы (окружающей среды) в данный момент времени.

Для измерения давления применяются манометры, вакуумметры и мановакуумметры. По типу измеряемого давления эти приборы делятся на две группы:

- манометры абсолютного давления («0» шкалы соответствует давлению в полном вакууме), которые называют барометрами;
- приборы избыточного давления: манометры, вакуумметры и мановакуумметры («0» шкалы соответствует атмосферному давлению).

Манометры избыточного давления измеряют давление больше атмосферного, вакуумметры – меньше атмосферного, а мановакуумметры используются в случаях, когда измеряемое давление может быть, как больше, так и меньше атмосферного.

По принципу действия приборы для измерения давления могут быть разбиты на следующие виды:

- жидкостные – основаны на законах гидростатики;
- показывающие с упругим чувствительный элемент (деформационные) – основанные на законе Гука;
- грузопоршневые – измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым поршнем с грузами;
- электрические – имеют устройство, преобразующее перемещение чувствительного элемента в электрический сигнал.

По метрологическому назначению:

- технические (рабочие) – имеют класс точности 1;
- лабораторные (контрольные) – класс точности 0,4;
- образцовые – класс точности 0,005 – 0,25.

Жидкостные приборы делятся на двухтрубные (рис. 2.1, а, б) и однотрубные (рис. 2.1, в).

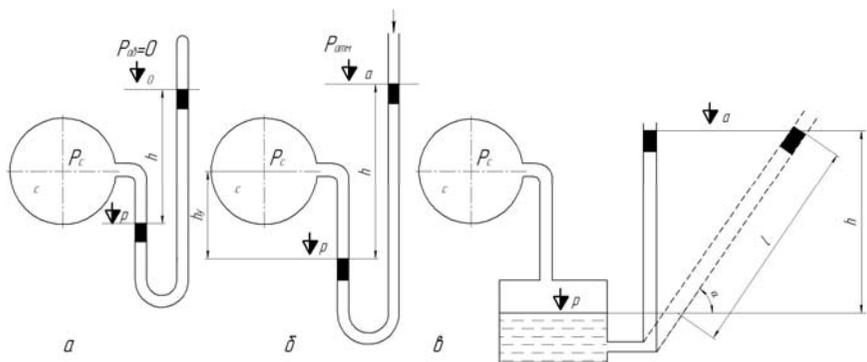


Рис. 2.1. Схема жидкостных приборов для измерения давления: а – двухтрубный манометр абсолютного давления; б – двухтрубный мановакуумметр избыточного давления; в – однотрубный манометр, если вакуумметр, то измеряемое давление подводится к трубке

У манометров абсолютного давления (рис. 2.1, а), в том числе и у барометров, одна из трубок запаяна. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. Это давление мало, особенно для ртути, которую в основном используют в таких манометрах. Например, давление насыщенных паров ртути изменяет разность уровней в трубках менее, чем на 0,1 мм, что позволяет пренебрегать этой величиной, так как общая наибольшая погрешность измерения разности уровней – 2 мм.

У манометров избыточного давления и вакуумметров (рис. 2.1, б, в) одна из трубок соединяется с атмосферой.

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, поэтому давление определяется по закону гидростатики

$$p = \gamma \cdot h, \quad (2.4)$$

где γ – удельный вес жидкости в приборе;

Н/м^3 ; h – разность отсчетов по уровням жидкости в трубках (так называемая «высота столба жидкости»), м.

Разность отсчетов по уровням жидкости в трубках для манометра абсолютного давления (рис. 2.1, а) определяется по формуле:

$$h = \nabla_0 - \nabla_p, \quad (2.5, а)$$

а для приборов избыточного давления (рис. 2.1, б) – по формуле

$$h = \nabla_a - \nabla_p, \quad (2.5, б)$$

где ∇_p – отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с измеряемым давлением;

∇_a – отсчет по трубке, соединенной с атмосферой;

∇_0 – отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке.

У однотрубных жидкостных приборов (рис. 2.1, в) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного превышает диаметр оставшейся трубки. Поэтому уровень жидкости в нем при изменении давления практически не изменяется. Если «0» шкалы перед началом измерений совместить с уровнем жидкости в резервуаре, то можно при измерении давления ограничиться одним отсчетом вместо двух, как это необходимо в случае применения двухтрубных приборов.

Недостатком однотрубных приборов являются значительные размеры, так как для уменьшения систематической ошибки диаметр резервуара должен быть намного больше диаметра трубки. Поэтому они используются, когда диапазон изменения измеряемых давлений невелик.

Конструкция жидкостных манометров и вакуумметров одинакова, необходимо лишь учитывать, что однотрубные приборы для измерений разрежения подключаются трубкой, а резервуар соединяется с атмосферой.

Граничное значение погрешности разности отсчетов Δh , как уже указывалось, может быть принято равным ± 2 мм, из которых примерно треть возникает в результате округления, а остальное – в основном за счет влияния поверхностного натяжения. Для уменьшения ошибки, вызываемой поверхностным натяжением, диаметр трубок применяется не менее 9 мм, а отсчеты берутся по центру мениска, который образуется на поверхности жидкости. У однотрубных манометров диаметр трубки может быть уменьшен, так как капиллярное поднятие жидкости компенсируется установкой мениска перед измерением на «0» шкалы.

Измерение давления жидкостным манометром относится к косвенному методу измерения, так как прямыми измерениями определяются высотные положения уровней жидкости в трубках манометра, а давление вычисляется по формуле (2.4).

Абсолютная погрешность измерения давления вычисляется по формуле

$$\Delta p = \left(\left| \frac{\partial p}{\partial \gamma} \cdot \Delta \gamma \right| + \left| \frac{\partial p}{\partial h} \cdot \Delta h \right| \right). \quad (2.6)$$

Так как удельный вес жидкости в манометре γ определяется по справочным таблицам, которые составлены, как правило, с точностью значительно большей, чем точность определения величины разности отсчетов по уровням жидкости в трубках манометра Δh , то погрешностью определения удельного веса $\Delta \gamma$ обычно пренебрегают, то есть полагают, что $\Delta \gamma = 0$. Тогда формулу (2.6) можно представить в следующем виде:

$$\Delta p = \gamma \cdot \Delta h. \quad (2.6^*)$$

Относительная погрешность измерения давления определяется по формуле

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{p}. \quad (2.7)$$

Точность измерения можно увеличить, если трубку прибора вместе со шкалой установить наклонно (пунктир на рис. 2.1, в). В этом случае разность отсчетов определяет не превышение одного уровня жидкости над другим h , а длину столбика жидкости в манометре $l = h/\sin\alpha$. Поэтому при одном и том же давлении, а, следовательно, и h , длина l увеличивается обратно пропорционально синусу угла наклона трубки к горизонту. Соответственно, будет уменьшаться относительная ошибка измерения, так как абсолютная сохраняется. При $\sin < 0,2$ мениск растягивается вдоль трубки и точность отсчетов понижается. Поэтому дальнейшее увеличение наклона трубки нецелесообразно.

Преимущество жидкостных приборов для измерения давления: а) высокая точность измерения; б) простота конструкции.

Недостатки: а) малая механическая прочность; б) малейшая вибрация резко снижает точность измерения; в) косвенный метод измерения давления; г) низкий верхний предел измеряемого давления.

Показывающие приборы с упругим чувствительным элементом для измерения давления (рис. 2.2) имеют чувствительный элемент в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки.

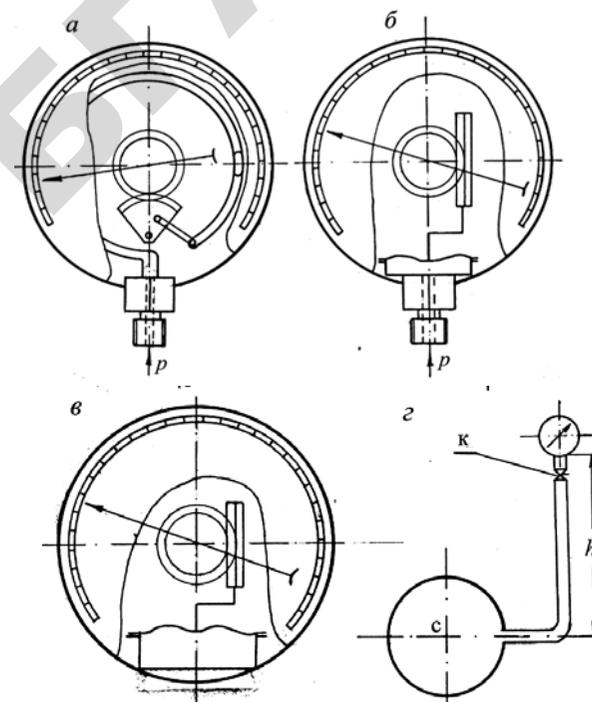


Рис. 2.2. Принципиальные схемы показывающих приборов для измерения давления: а – пружинный манометр (вакуумметр); б – мембранный манометр (вакуумметр); в – мембранный барометр; з – схема подключения прибора (к – трехходовой кран)

Шкала показывающих приборов градуируется в МПа или в кПа (ранее кгс/см²), т. е. в единицах давления. Для манометров верхний предел избыточного давления изменяется от 0,06 МПа до 1 000 МПа, для вакуумметров нижний предел вакуумметрического давления составляет 0,1 МПа. Мановакуумметры имеют нижний предел избыточного давления 0,1 МПа, а верхний – до 4 МПа.

Рабочий предел измерений избыточного давления должен быть равен:
– (75 или 100) % от верхнего предела шкалы – при постоянном давлении;

– (66 или 88) % от верхнего предела шкалы – при переменном давлении.

Рабочий предел измерений вакуумметрического давления равен верхнему пределу шкалы прибора.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Запрещается измерять резкоизменяющееся давление. Вибрация и тряска должны отсутствовать (для этих случаев выпускаются приборы в виброустойчивом исполнении).

Для уменьшения колебаний стрелки, вызванных указанными причинами, приборы подключаются при помощи гибких шлангов или оборудуются демпферами, например, в виде диафрагмы с малыми отверстиями, которая устанавливается в трубке для отбора давления, капилляра или воздушного колпака.

На циферблате прибора указываются:

– единица измерения;
– класс точности или максимальная относительная погрешность;

– знак « – » (минус) впереди числа, обозначающего верхний предел вакуумметрического давления;

– наименование среды при специальном исполнении прибора, например, «кислород-маслоопасно», Ж – для жидкой среды; Г – для газообразной среды.

Например, ОБМВ 1-160: ОБ – образцовый; МВ – мановакуумметр; 160 – наружный диаметр корпуса прибора в мм.

Преимущества показывающих приборов: а) большие пределы измерения давления; б) высокая механическая прочность; в) удобство прямого измерения. Недостатки: а) сложность изготовления; б) меньшая точность; в) «старение» упругого элемента, вызывающее необходимость регулярной поверки.

Грузопоршневые манометры обладают высокой точностью, используются как образцовые для поверки технических и лабораторных приборов.

Электрические манометры применяются для дистанционного измерения давления и в системах автоматического регулирования.

При измерении давления жидкости прибором, смещенным на высоту h_y от точки измерения (рис. 2.2, з), показания прибора будут содержать систематическую погрешность. Для учета этой погрешности необходимо помнить, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере. Абсолютная систематическая погрешность вычисляется по основному закону гидростатики:

$$\Delta p_c = \gamma_{ж} \cdot h_y, \quad (2.8)$$

где $\gamma_{ж}$ – удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку прибора.

Если величина h_y направлена от точки измерения давления вверх, то она является положительной (рис. 2.2, з), а если вниз, то отрицательной (рис. 2.1, б).

Поскольку трубки обычно непрозрачные, то трудно установить среду, которая их заполняет. Поэтому правилами измерений предусматривается обязательное заполнение соединительных трубок жидкостью, давление которой измеряется. Для этого приборы должны быть оборудованы трехходовыми кранами (рис. 2.2, з), а вакуумметры, кроме этого, еще трубкой, которая подключается к крану и погружается в жидкость, давление которой измеряется. Перед началом измерения трехходовые краны открываются, под действием разности давлений соединительные трубки заполняются жидкостью, а находящийся в них газ вытесняется. После этого кран ставится в положение, соответствующее подключению прибора, и проводятся измерения. Если измеряется давление газа и им заполнена соединительная трубка, то показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, так как удельный вес газа пренебрежимо мал, то есть $\Delta p_c \approx 0$.

С учетом вышесказанного интересующее давление, например, в центре резервуара (точка С, рис. 2.2, з), вычисляется по формуле

$$p_c = p + \Delta p_c. \quad (2.9)$$

Описание экспериментальной установки

Измеряемое давление создается при помощи ручного или механического нагнетателя. Созданное давление измеряется приборами косвенного и прямого измерения. В качестве прибора косвенного измерения давления используется жидкостной двухтрубный мановакуумметр (рис. 2.1, б), а в качестве прибора прямого измерения давления – показывающий мановакуумметр (рис. 2.2, з). Оба прибора подключены к одному резервуару, находящемуся под давлением.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в таблицу 2.1 вид жидкости в приборах для косвенного измерения избыточного давления и максимальную относительную погрешность δ_p показывающего мановакуумметра.

2. Изучить порядок снятия отсчетов по приборам, определиться с размерностью измеряемых величин и найти ячейки в таблице 2.1, куда необходимо заносить соответствующие числовые значения.

3. Определить с помощью барометра абсолютное атмосферное давление $p_{\text{атм}}$ и записать в строку под таблицей 2.1.

4. При помощи нагнетателя создать в резервуаре избыточное давление с учетом того, чтобы уровень жидкости в двухтрубных мановакуумметрах не выходил за пределы их шкал.

5. Определить отметки уровней жидкости ∇_a и ∇_p в приборах косвенного измерения давления, и созданное избыточное давление $p_{\text{и}}$ при помощи прибора прямого измерения. Результаты измерений записать в таблицу 2.1.

6. Полученные результаты предъявить преподавателю и получить разрешение на продолжение работы.

7. Изменить давление в резервуаре и выполнить работы, указанные в пункте 5. Общее число опытов должно соответствовать числу студентов, работающих на данной лабораторной установке.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицу 2.1 для приборов косвенного измерения давления:

а) удельный вес γ жидкостей, залитых в приборы, по справочным данным (приложение 2);

б) разность отсчетов h по уровням жидкости с помощью формулы (2.5, б) и соответствующие значения избыточного давления $p_{\text{и}}$ по формуле (2.4);

в) максимальную абсолютную погрешность Δp косвенного измерения избыточного давления по формуле (2.6*);

г) относительную погрешность измерения давления δ_p в %, используя формулу (2.7).

2. Представить измеренное абсолютное атмосферное давление $p_{\text{атм}}$ в системе СИ (перевод единиц измерения см. приложение 1) и записать полученное значение в таблицу 2.1.

3. Определить значения абсолютного давления $p_{\text{аб}}$ по формуле (2.3), где $p_{\text{и}}$ – измеренное избыточное давление (индивидуальное для каждого прибора), а $p_{\text{атм}}$ – абсолютное атмосферное давление (общее для всех измерений). Результаты записать в соответствующие ячейки таблицы 2.1.

4. Сделать выводы о точности применяемых приборов и результатах измерения давления.

Таблица 2.1.

Результаты измерения давления

Тип прибора	Вид жидкости в приборе	∇_a	∇_p	h	γ	$p_{\text{и}}$	Δp	δ_p	$p_{\text{атм}}$	$p_{\text{аб}}$
		мм	мм	мм	Н/м ³	Па	Па	%	Па	Па
Жидкостной двухтрубный мановакуумметр										
Показывающий мановакуумметр										

Значение атмосферного давления по барометру $p_{\text{атм}} =$ _____ мм.рт.ст.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Что такое «давление», как оно проявляется и в каких единицах измеряется?
2. Какие понятия используются для количественной оценки давления?
3. Какие приборы используются для измерения давления и их классификация по типу измеряемого давления?
4. Классификация приборов для измерения давления по принципу действия.
5. Классификация приборов для измерения давления по метрологическому назначению.
6. Основные преимущества и недостатки жидкостных приборов для измерения давления.
7. Основные преимущества и недостатки показывающих приборов для измерения давления.
8. Область применения грузопоршневых и электрических манометров.
9. Правила установки манометров и основные мероприятия для предотвращения пульсаций при измерении давления.
10. Правила измерения давления жидкости показывающими манометрами.

2.2. Практическая работа «Построение эпюр гидростатического давления»

Цель работы:

1. Овладеть навыками определения величины гидростатического давления в заданных точках покоящегося объема жидкости.
2. Овладеть навыками построения эпюр гидростатического давления на плоские поверхности.

Общие сведения

Эпюрой гидростатического давления называется график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры.

Гидростатическое давление в любой точке покоящегося объема жидкости определяется с помощью основного уравнения гидростатики

$$p = p_0 + \gamma \cdot h, \quad (2.10)$$

где p_0 – давление на поверхности рассматриваемого объема жидкости;
 h – глубина погружения рассматриваемой точки под горизонтальную поверхность, на которой давление равно p_0 ;
 γ – удельный вес жидкости.

При построении эпюры ординаты давления, изображаемые стрелками в стандартном масштабе откладываются по нормали к поверхности со стороны нагрузки (стрелочки должны упереться в рассматриваемую фигуру).

Основное уравнение гидростатики (2.10) представляет собой линейную функцию, поэтому если поверхность плоская, то для построения эпюры достаточно определить давление в двух точках на концах отрезка, представляющего сечение рассматриваемой поверхности. При построении эпюр удобнее использовать избыточное давление.

Задание:

Построить эпюру гидростатического давления на стенку и дно бака при следующих заданных параметрах (см. таблицу 2.2 и рис. 2.3): показание вакуумметра p_v , установленного на крышке бака; высота столба жидкости в баке h ; размеры цилиндрического бака H и B ; вид жидкости в баке.

Таблица 2.2.

Выбор индивидуальных данных

Предпоследняя цифра шифра*	$p_{в}$, МПа	B , мм	Первая буква имени студента	Жидкость
0	-0,01	1600	А	Вода
1	-0,015	1500	Б	Бензин
2	-0,02	1400	В	Глицерин
3	-0,025	1300	Г	Керосин
4	-0,03	1200	Д	Спирт
5	-0,035	1000	Е	Нефть
6	-0,04	900	Ж	Масло мин.
7	-0,045	800	З	Молоко
8	-0,05	700	И	Диз. топливо
9	-0,055	600	К	Вода
Последняя цифра шифра*	H , м	h , м	Л	Бензин
			М	Глицерин
0	3	2,5	Н	Керосин
1	3,5	2,5	О	Спирт
2	4	3	П	Нефть
3	4,5	4,2	Р	Масло мин.
4	5	4,6	С	Молоко
5	5,5	4,9	Т	Диз. топливо
6	6	5,3	У	Вода
7	6,5	6,1	Ф	Бензин
8	7	6,3	Х	Глицерин
9	7,5	5	Ц	Керосин
			Ч	Спирт
			Ш	Нефть
			Щ	Масло мин.
			Э	Молоко
			Ю	Диз. топливо
			Я	Вода

* – шифр присваивается каждому студенту преподавателем

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

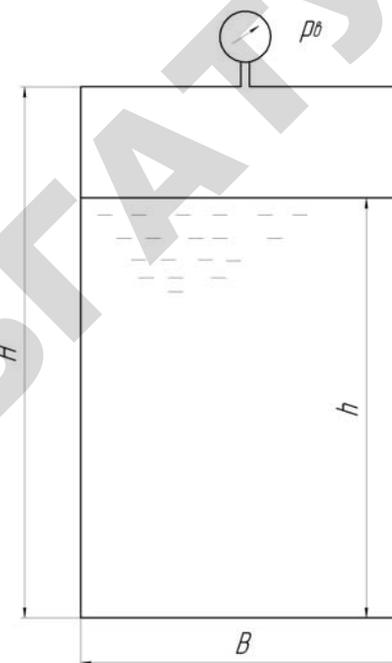


Рис. 2.3. Расчетная схема

Пример расчета

Требуется построить эпюру гидростатического давления воды на боковую стенку открытого резервуара, образованную двумя прямоугольниками высотой $h = 1$ м, один из которых расположен вертикально, а второй – под углом 60° к горизонту (рис. 2.4).

Порядок расчета.

1. Для построения эпюры, прежде всего, намечаются точки, в которых необходимо вычислить давление.

2. Рассматриваемая поверхность в данном примере представляет собой два прямоугольника, у которых одно основание общее, поэтому достаточно определить давление только в точках 1, 2 и 3.

3. В нашем случае резервуар открытый, следовательно, на свободную поверхность воды действует давление атмосферы, тогда, учитывая, что в расчете будем оперировать понятием «избыточное давление», $p_1 = p_{\text{атм (изб)}} = 0$.

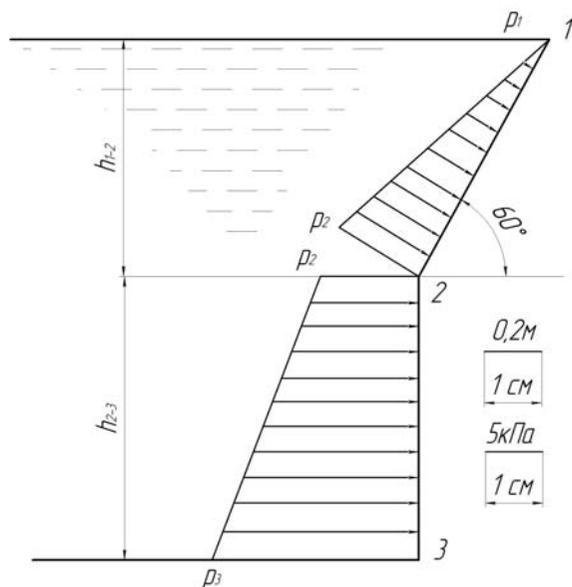


Рис. 2.4. Эпюра гидростатического давления

4. В точках 2 и 3 давление вычисляется по формуле (2.10), соответственно

$$p_2 = p_1 + \gamma \cdot h_{1-2} = 0 + \gamma \cdot h \cdot \sin 60^\circ = 0 + 1 \cdot 9,81 \cdot 0,866 = 8,5 \text{ кПа.}$$

$$p_3 = p_2 + \gamma \cdot h_{2-3} = 8,5 + 9,81 \cdot 1 = 18,3 \text{ кПа.}$$

5. Выбираются масштаб для ординат давления, а так же геометрический масштаб для схемы рассматриваемой фигуры, и строится эпюра. На рис. 2.4 эпюра показана в виде сечения вертикальной плоскостью.

Контрольные вопросы:

1. Что называют эпюрой гидростатического давления, и для каких целей используют эпюры на практике?

2. Какое уравнение используется для определения гидростатического давления в заданных точках?

3. Какое свойство гидростатического давления отображается при построении эпюры гидростатического давления?

2.3. Практическая работа «Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность»

Цель работы:

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками определения величины и точки приложения силы гидростатического давления, действующей на плоскую поверхность.

Общие сведения

Задачи по определению силы и точки приложения силы гидростатического давления, действующей на плоскую поверхность, решаются в инженерной практике для расчета резервуаров, гидротехнических сооружений, элементов гидравлических систем различного назначения, гидравлических машин основанных на законах гидростатики.

Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность может осуществляться двумя методами: аналитическим и графическим.

Аналитический метод

Сила гидростатического давления, действующего на плоские поверхности, определяется по формуле

$$F = p_c \cdot S, \quad (2.11)$$

где S – площадь рассматриваемой фигуры;

p_c – гидростатическое давление, действующее в центре тяжести данной плоской фигуры (точка C на рис. 2.5).

Давление p_c находится с помощью основного уравнения гидростатики (2.10)

$$p_c = p_0 + \gamma \cdot h_c, \quad (2.12)$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой плоской фигуры от горизонтальной плоскости, на которой давление p_0 определено граничными условиями.

Давление жидкости на заданной поверхности p_0 часто является известным. Например, в случае, представленном на рис. 2.5 давление $p_0 = p_m$ и находится по показанию манометра.

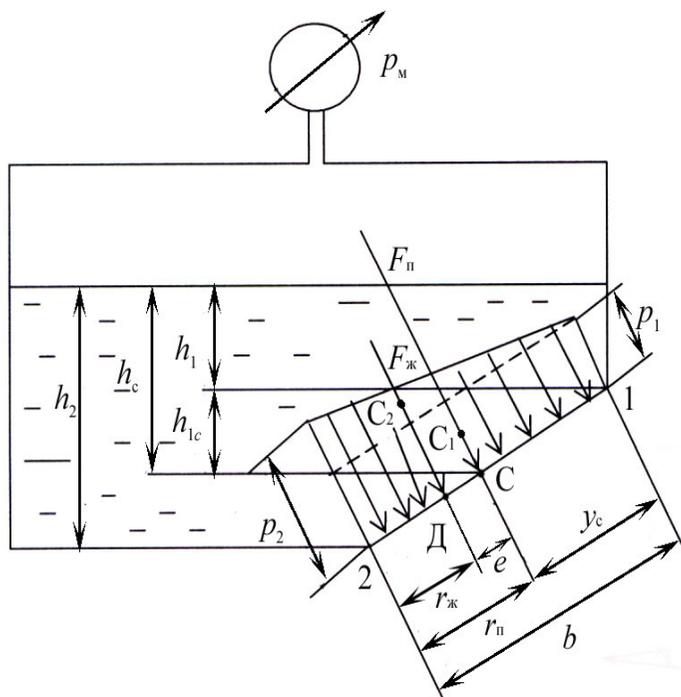


Рис. 2.5. Расчетная схема для определения силы гидростатического давления

При подстановке в формулу (2.11) численного значения давления p_c необходимо выбрать вид шкалы давлений (абсолютное или избыточное), которое будет характеризовать его величину. В большинстве практических задач условие равновесия рассматриваемой фигуры определяется разностью гидростатического давления, действующего внутри резервуара, и давления окружающей среды (обычно атмосферного), действующего на данную фигуру снаружи резервуара. Поэтому в таких случаях использование в расчетах избыточного давления позволит значительно сократить расчеты.

Когда по условиям задачи требуется определить момент силы гидростатического давления, расчеты упростятся, если вычислять не полную силу гидростатического давления на рассматриваемую плоскую фигуру по формуле (2.11), а ее составляющие: F_n – силу,

которая возникает в результате давления на граничную поверхность жидкости в резервуаре или слоев жидкости, расположенных над верхней точкой рассматриваемой фигуры (точка 1 на рис. 2.5); $F_ж$ – силу, создаваемую весом слоя жидкости, расположенного в пределах рассматриваемой фигуры. Таким образом, получим:

$$F_n = p_1 \cdot S, \quad (2.13)$$

$$F_ж = \gamma \cdot h_{1c} \cdot S, \quad (2.14)$$

где p_1 – давление в верхней точке рассматриваемой фигуры (точка 1 на рис. 2.5);

h_{1c} – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой фигуры от горизонтальной плоскости, проходящей через верхнюю точку фигуры.

Поскольку сила F_n создается давлением вышележащих слоев жидкости, которое по закону Паскаля равномерно распределяется по поверхности рассматриваемой фигуры, то будем эту силу называть силой Паскаля. Силу $F_ж$ будем называть силой жидкости.

Давление в точке 1 (рис. 2.5), согласно уравнению (2.10), будет равно

$$p_1 = p_m + \gamma \cdot h_1, \quad (2.15)$$

Обе составляющие F_n и $F_ж$ действуют по нормали к поверхности данной фигуры, но приложены в разных точках.

Сила F_n приложена в центре тяжести рассматриваемой фигуры (точка C, рис. 2.5), а сила $F_ж$ – в точке Д, которая смещена вниз вдоль фигуры от точки C на величину e , называемую эксцентриситетом силы, определяемого по формуле

$$e = \frac{I_c}{y_c \cdot S}, \quad (2.16)$$

где I_c – осевой момент инерции рассматриваемой фигуры относительно горизонтальной оси, которая лежит в плоскости и проходит через ее центр тяжести;

y_c – расстояние вдоль фигуры между горизонтальной плоскостью, проходящей через верхнюю точку фигуры, и ее центром тяжести.

Формулы для определения параметров, входящих в (2.16), приведены в приложении 8.

Графический метод

Для определения силы гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, графическим методом предварительно необходимо построить эпюру давления, действующего на рассматриваемую фигуру.

Так как давление с увеличением глубины растет по линейному закону, то для построения эпюры достаточно с помощью основного уравнения гидростатики определить давления в самой верхней и нижней точках данной фигуры (точки 1 и 2 на рис. 2.5).

Основное уравнение гидростатики для определения давления в точке 1 приводилось ранее и имеет вид (2.15), а для вычисления давления в точке 2

$$p_2 = p_m + \gamma \cdot h_2, \quad (2.17)$$

где h_2 – глубина погружения самой нижней точки фигуры от горизонтальной поверхности, на которой давление равно p_m .

Ординаты давлений p_1 и p_2 в соответствующих точках откладываются в масштабе по нормали к поверхности со стороны нагрузки и соединяются прямой линией.

Сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, определяется как объем эпюры давления.

Точка приложения силы гидростатического давления находится на пересечении рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

Если эпюра гидростатического давления представляет собой сложную фигуру, то для удобства расчетов ее целесообразно разбить на ряд простых. При этом каждая простая фигура будет соответствовать одной из составляющих силы гидростатического давления. Например, если считать, что показанная на рис. 2.5 наклонная поверхность, на которую действует искомая сила, является прямоугольником, то эпюра давления будет представлять собой призму с трапециевидальными основаниями. Поскольку центр тяжести трапеции находится более сложно, чем треугольника, то в данном случае при определении момента силы давления эпюру целесообразно разбить на параллелепипед, объем которого определяет силу Паскаля F_n с центром тяжести C_1 , и треугольную призму, объем которой соответствует силе весового давления слоя жидкости $F_{ж}$ с центром тяжести C_2 .

Задание:

1. Определить силу и точку приложения силы гидростатического давления, действующую на плоский наклонный люк напорного резервуара, при следующих заданных параметрах (см. таблицу 2.3 и рис. 2.6): показание манометра, установленного на крышке резервуара p_m ; заглубление верхней точки люка под уровень жидкости в резервуаре h_1 ; размеры прямоугольного люка a и b ; угол наклона люка α ; вид жидкости в резервуаре.

Таблица 2.3

Выбор индивидуальных данных

Предпоследняя цифра шифра*	p_m , МПа	h_1 , см	Первая буква имени студента	b , мм	Жидкость
0	-0,02	300	А	1200	Вода
1	-0,015	250	Б	1100	Бензин
2	-0,01	220	В	1000	Глицерин
3	-0,005	200	Г	900	Керосин
4	0,005	180	Д	800	Спирт
5	0,01	160	Е	700	Нефть
6	0,015	140	Ж	600	Масло мин.
7	0,02	120	З	500	Молоко
8	0,025	100	И	1200	Диз. топливо
9	0,03	80	К	1100	Вода
Последняя цифра шифра*	a , мм	α , град	Л	1000	Бензин
0	2000	25	М	900	Глицерин
1	1900	30	Н	800	Керосин
2	1800	35	О	700	Спирт
3	1700	40	П	600	Нефть
4	1600	45	Р	500	Масло мин.
5	1500	50	С	1200	Молоко
6	1400	55	Т	1100	Диз. топливо
7	1300	60	У	1000	Вода
8	1200	65	Ф	900	Бензин
9	1100	70	Х	800	Глицерин
			Ц	700	Керосин
			Ч	600	Спирт
			Ш	500	Нефть
			Щ	1200	Масло мин.
			Э	1100	Молоко
			Ю	1000	Диз. топливо
			Я	900	Вода

* – шифр присваивается каждому студенту преподавателем

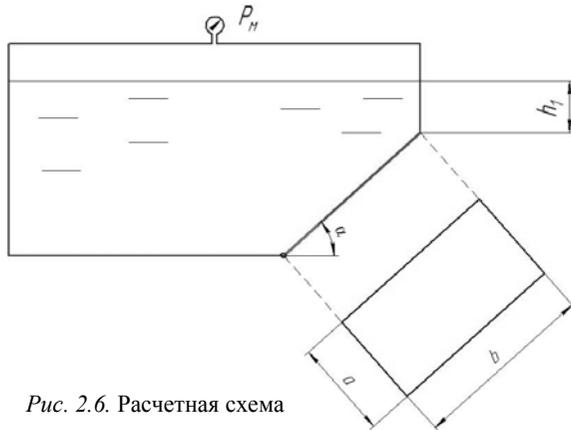


Рис. 2.6. Расчетная схема

2. Определить момент, создаваемый силой гидростатического давления, действующего на наклонный прямоугольный люк относительно оси, проходящей по его нижнему основанию.

Пример расчета

Дано: резервуар с боковой наклонной откидной стенкой прямоугольной формы (рис. 2.7); ширина крышки (в направлении, перпендикулярном чертежу) $A = 0,6$ м; высота $B = 1,2$ (расстояние 1-2); площадь крышки $S = 0,72$ м²; расстояние $h_c = 0,52$ м; глубина $h_2 = 1,04$ м; жидкость – вода (удельный вес 9810 Н/м³).

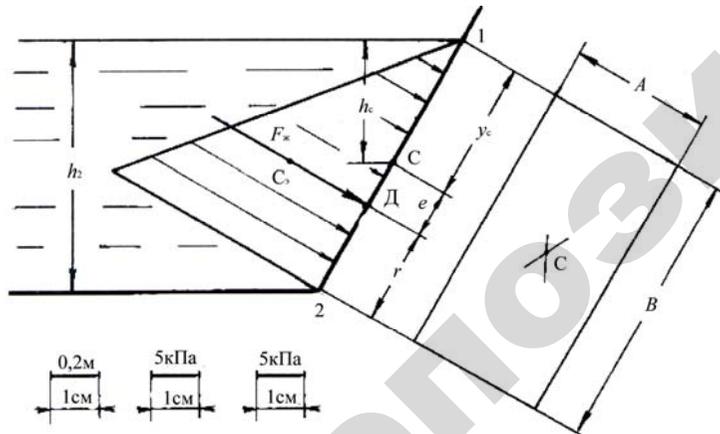


Рис. 2.7. К расчету силы давления на плоскую поверхность

Требуется определить момент, создаваемый силой гидростатического давления, действующего на наклонную прямоугольную крышку, относительно оси, проходящей по ее нижнему основанию.

Аналитический метод

1. В данном примере внешнее давление, действующее через жидкость на крышку, является атмосферным. С противоположной стороны на крышку действует также атмосферное давление. Поэтому для расчетов удобно числовые величины, характеризующие давление, принимать по шкале избыточного давления, т. е. $p_{\text{атм. (изб)}} = 0$.

Таким образом, в данном случае из сил, действующих на крышку, будет не скомпенсирована только сила весового давления жидкости, которая находится по формуле (2.14)

$$F_{\text{ж}} = \gamma \cdot h_c \cdot S = 9,81 \cdot 0,52 \cdot 0,72 = 3,67 \text{ кН}$$

2. Для определения момента силы находится точка ее приложения «Д», для чего по формуле (2.16) вычисляется эксцентриситет

$$e = \frac{I_c}{y_c \cdot S} = \frac{A \cdot \frac{B^3}{12}}{\frac{B}{2} \cdot S} = \frac{B}{6} = \frac{1,2}{6} = 0,2 \text{ м.}$$

3. Соответственно плечо силы давления

$$r = \frac{B}{2} - e = \frac{1,2}{2} - 0,2 = 0,4 \text{ м.}$$

4. Момент силы давления определяется по формуле

$$M = F_{\text{ж}} \cdot r = 3,67 \cdot 0,4 = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Графический метод

1. Вычисляются с помощью основного уравнения гидростатики давления в самой верхней и нижней точках крышки (в данном примере точки 1 и 2).

Как указывалось выше, $p_1 = 0$. Давление в точке 2 определяется при помощи основного уравнения гидростатики (2.10)

$$p_2 = p_1 + \gamma \cdot h_2 = 0 + 9,81 \cdot 1,04 = 10,2 \text{ кПа.}$$

Выбираются масштабы для давления и геометрический (см. рис. 2.7). Соответственно строится эпюра давления. Она в данном примере представляет собой треугольную призму (на рис. 2.7 видно только одно основание призмы), т. е. достаточно простую фигуру, не требующую дополнительных преобразований.

2. Определяется сила давления, как объем эпюры, в данном случае треугольной призмы

$$F_{ж} = V_3 = S_3 \cdot A = \frac{1}{2} \cdot p_2 \cdot B \cdot A = \frac{1}{2} \cdot 10,2 \cdot 1,2 \cdot 0,6 = 3,67 \text{ кН.}$$

где S_3 – площадь треугольного основания призмы.

3. Находится точка приложения силы давления «Д», для чего через центр тяжести эпюры C_3 проводится перпендикуляр до пересечения с крышкой. Поскольку в данном примере среднее сечение призмы, параллельное основанию, представляет собой треугольник, то расстояние от точки 2 до «Д», будет равно $B/3$, т. е. треть плеча силы давления:

$$r = \frac{1}{3} \cdot B = \frac{1,2}{3} = 0,4 \text{ м.}$$

Этот же результат может быть получен путем непосредственного измерения указанной величины на чертеже.

4. Определяется момент силы давления

$$M = F_{ж} \cdot r = 3,67 \cdot 0,4 = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Как и следовало ожидать, результат расчета получается таким же, как при использовании аналитического метода.

Контрольные вопросы:

1. Для каких практических целей решаются задачи по определению силы и точки приложения силы гидростатического давления?

2. Что называется «силой Паскаля» и «силой жидкости»? Что дает деление суммарной силы гидростатического давления на две составляющие?

3. Как определяются точки приложения «силы Паскаля» и «силы жидкости»?

2.4. Практическая работа «Определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность»

Цель работы:

1. На практике усвоить основные понятия и теоретические сведения.
2. Овладеть навыками определения величины и точки приложения результирующей силы гидростатического давления, действующей на криволинейную поверхность.

Общие сведения

Результирующая сила гидростатического давления на криволинейную поверхность в общем случае определяется по формуле

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad (2.18)$$

где F_x и F_y – горизонтальные составляющие, действующие по направлению осей x и y ;

F_z – вертикальная составляющая по направлению оси z (рис. 2.8).

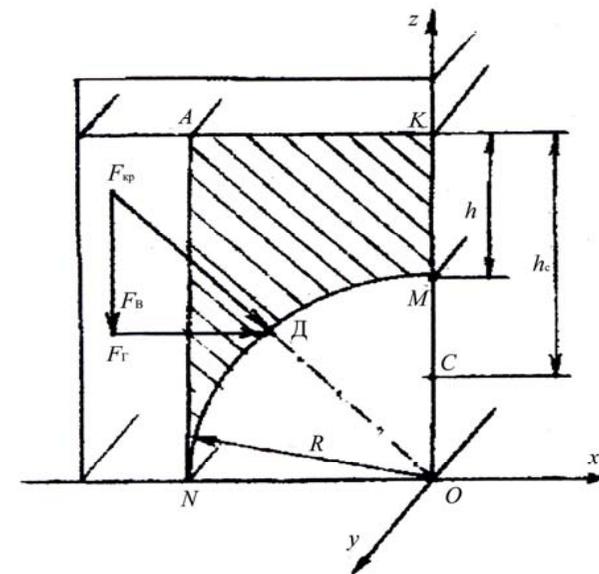


Рис. 2.8. К определению силы давления на криволинейную поверхность

В практических инженерных задачах в основном рассматриваются случаи, когда криволинейная поверхность симметрична оси y , тогда составляющая $F_y = 0$ и выражение (2.18) для цилиндрической симметричной поверхности примет вид:

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}. \quad (2.19)$$

Горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность определяется по формуле:

$$F_{г} = F_x = p_c \cdot S, \quad (2.20)$$

где p_c – избыточное давление в центре тяжести плоской поверхности (точка C , рис. 2.8), являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy , которое определяется по (2.12);

S – площадь плоской поверхности, являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy .

Вертикальная составляющая определяется по формуле

$$F_{в} = F_z = \gamma \cdot W, \quad (2.21)$$

где γ – удельный вес жидкости (приложение 2);

W – объем тела давления, заключенный между криволинейной поверхностью, вертикальными плоскостями, проходящими через начало и окончание криволинейной поверхности и горизонтальной плоскостью, где избыточное давление равно нулю. В примере на рис. 2.8 сечение объема тела давления заштриховано.

Результирующая сила гидростатического давления $F_{кр}$ всегда действует нормально к поверхности. Направление результирующей силы $F_{кр}$ определяется углом α к горизонту по формуле

$$\alpha = \arctg \frac{F_{в}}{F_{г}}, \quad (2.22)$$

Точка приложения результирующей силы гидростатического давления $F_{кр}$ (точка D , рис. 2.8) обычно определяется геометрическим построением в масштабе сил $F_{г}$ и $F_{в}$. Горизонтальная составляющая $F_{г}$ проходит через центр симметрии проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость zOy , и направлена со стороны действия жидкости в случае положительного значения

давления p_c в формуле (2.20) или со стороны окружающей среды в случае отрицательного значения давления p_c . Вертикальная составляющая $F_{в}$ проходит через центр тяжести тела давления. Если взаимное положение тела давления и жидкости относительно криволинейной поверхности совпадают, то сила $F_{в}$ направлена со стороны жидкости. Если тело давления и жидкость находятся по разные стороны от рассматриваемой криволинейной поверхности, то сила $F_{в}$ направлена со стороны окружающей среды.

Задача по определению точки приложения результирующей силы гидростатического давления $F_{кр}$ значительно облегчается в том случае, когда рассматриваемая поверхность является сферической или цилиндрической с круговой направляющей. В этом случае направление действия результирующей силы $F_{кр}$ совпадает с радиусом цилиндрической или сферической поверхностей, так как сила гидростатического давления действует по нормали к поверхности.

Задание:

Определить силу и точку приложения силы гидростатического давления, действующую на криволинейную стенку резервуара при следующих заданных параметрах (см. рис. 2.9 и таблица 2.4): показание манометра, установленного на крышке резервуара p_m ; заглубление верхней точки криволинейной поверхности под уровень жидкости в резервуаре h ; вид жидкости в резервуаре; криволинейная поверхность представляет собой четвертую часть кругового цилиндра радиусом R и длиной l с горизонтальной осью.

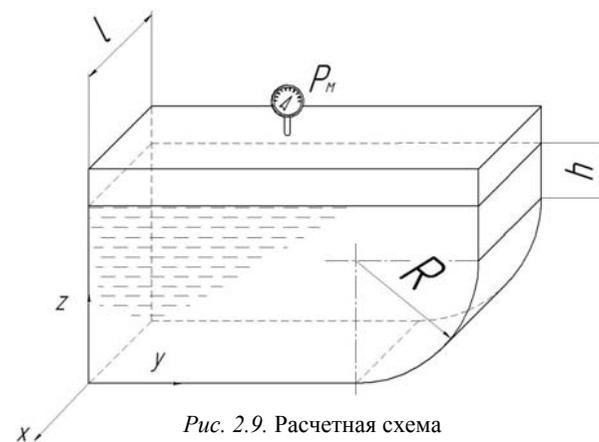


Рис. 2.9. Расчетная схема

Таблица 2.4.

Выбор индивидуальных данных

Предпоследняя цифра шифра*	p_m , МПа	h , см	Первая буква имени студента	Жидкость
0	-0,02	300	А	Вода
1	-0,015	250	Б	Бензин
2	-0,01	220	В	Глицерин
3	-0,005	200	Г	Керосин
4	0,005	180	Д	Спирт
5	0,01	160	Е	Нефть
6	0,015	140	Ж	Масло мин.
7	0,02	120	З	Молоко
8	0,025	100	И	Диз. топливо
9	0,03	80	К	Вода
Последняя цифра шифра*	l , мм	R , мм	Л	Бензин
0	2000	1400	М	Глицерин
1	1900	1300	Н	Керосин
2	1800	1200	О	Спирт
3	1700	1100	П	Нефть
4	1600	1000	Р	Масло мин.
5	1500	900	С	Молоко
6	1400	800	Т	Диз. топливо
7	1300	700	У	Вода
8	1200	600	Ф	Бензин
9	1100	500	Х	Глицерин
			Ц	Керосин
			Ч	Спирт
			Ш	Нефть
			Щ	Масло мин.
			Э	Молоко
			Ю	Диз. топливо
			Я	Вода

* – шифр присваивается каждому студенту преподавателем

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Пример расчета

Определить силу, действующую на криволинейную поверхность MN (см. рис. 2.8), представляющую собой четвертую часть кругового цилиндра радиусом $R = 0,5$ м и длиной $l = 3$ м. Заглубление верхней точки криволинейной поверхности под уровень жидкости $h = 50$ см.

Порядок расчета:

1. Криволинейная поверхность симметрична оси y , тогда сила $F_y = 0$ и на криволинейную поверхность MN будут действовать две силы: $F_x = F_r$ – горизонтальная составляющая, и $F_z = F_b$ – вертикальная составляющая.

2. По формуле (2.20) с учетом формулы (2.12) определяем горизонтальную составляющую, предварительно определив по приложению 2 удельный вес воды $\gamma_b = 9810$ Н/м³.

$$F_r = p_c \cdot S = \gamma_b \cdot h_c \cdot R \cdot l = 0,75 \cdot 9810 \cdot 0,5 \cdot 3 = 11036 \text{ Н,}$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести (точка C) проекции криволинейной поверхности MN на вертикальную плоскость zOy ,

$$h_c = h + \frac{R}{2} = 0,5 + \frac{0,5}{2} = 0,75 \text{ м;}$$

S – площадь проекции MN на вертикальную плоскость ZOY

$$S = R \cdot l = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ м.}$$

3. По формуле (2.21) определяем вертикальную составляющую

$$F_b = \gamma \cdot W = 9810 \cdot 0,91 = 8927 \text{ Н,}$$

где W – объем тела давления (сечение $NMKA$),

$$W = (h + R) \cdot l \cdot R - \frac{\pi \cdot R}{4} \cdot l = (0,5 + 0,5) \cdot 3 \cdot 0,5 - \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \cdot 3 = 0,91 \text{ м}^3.$$

4. Сила давления на криволинейную поверхность определяем по формуле (2.19)

$$F_{кр} = \sqrt{F_r^2 + F_b^2} = \sqrt{8927^2 + 11036^2} = 14166 \text{ Н.}$$

5. Точка приложения результирующей силы гидростатического давления $F_{кр}$ (точка D , рис. 2.8) находится на пересечении рассматриваемой цилиндрической поверхности с прямой, проведенной от образующей оси (точка O , рис. 2.8) под углом α к горизонту. Угол α определяем по формуле (2.22)

$$\alpha = \arctg \frac{F_B}{F_r} = \arctg \frac{8927}{11036} = 39^\circ.$$

Контрольные вопросы:

1. На какие составляющие делится сила гидростатического давления на криволинейную поверхность при решении практических задач?
2. Что значит «криволинейная поверхность симметрична оси»?
3. Как определяется горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность?
4. Чему равна вертикальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность и как определяется объем тела давления?
5. Как определяется точка приложения результирующей силы гидростатического давления?

3. ГИДРОДИНАМИКА

3.1. Лабораторная работа «Измерение расхода жидкости»

Цель работы:

1. Ознакомится с различными методами и приборами для измерения расхода жидкости.
2. Овладеть практическими навыками определения расхода жидкости различными методами.

Общие сведения

Расходом называется объем или масса жидкости, проходящий в единицу времени через определенное поперечное сечение потока. Соответственно различают два понятия расхода: 1) объемный расход, размерность которого представляет собой отношение объема ко времени ($\text{м}^3/\text{сек}$, $\text{м}^3/\text{час}$, $\text{л}/\text{сек}$); 2) массовый расход, размерность которого представляет собой отношение массы ко времени ($\text{кг}/\text{сек}$, $\text{т}/\text{час}$). В практике чаще используется понятие объемного расхода.

При установившемся движении несжимаемой жидкости расход во всех сечениях потока одинаков и определяется уравнением постоянства расхода (уравнение неразрывности жидкости)

$$Q = v \cdot S = \text{const}, \quad (3.1)$$

где v – средняя скорость движения жидкости в данном сечении;
 S – площадь поперечного (живого) сечения потока жидкости.

Уравнение (3.1) позволяет решать задачи по определению одной из трех величин Q , v или S , если известны две другие.

На практике для определения расхода жидкости в гидравлических системах используют различные методы и приборы.

Объемный метод измерения расхода жидкости является косвенным, и состоит в том, что измеряются объем жидкости V и время t , в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение потока, то есть

$$Q = V/t. \quad (3.2)$$

Для измерения объема жидкости V используется мерный сосуд или механический счетчик, при помощи которого можно определить объем жидкости прошедший через прибор за определенный промежуток времени.

При измерении расхода объемным способом секундомер включается в момент прохождения стрелки счетчика, или указателя на-полнения мерного сосуда через деление шкалы, принятое за на-чальное, и выключается в момент окончания отсчета намеченного объема жидкости.

При помощи мерного сосуда можно обеспечить высокую точность измерения расхода жидкости при условии применения емко-сти, наполнение которой происходит за достаточно большой про-межуток времени. И чем больше промежуток времени, тем выше точность измерения. Погрешность измерения расхода определяется погрешностями прямых измерений объема ΔV и времени Δt .

Абсолютная погрешность измерения объема ΔV определяется как объем верхнего слоя жидкости глубиной Δh в момент выклю-чения секундомера, то есть $\Delta V = \Delta h \cdot S_{\text{м.с}}$, где $S_{\text{м.с}}$ – площадь попереч-ного сечения мерного сосуда, которая определяемая по его внут-ренним размерам. Абсолютная погрешность измерения положения уровня жидкости в мерном сосуде Δh при неспокойном уровне мо-жет достигать ± 1 см и более.

Абсолютная погрешность измерения времени Δt определяется неточностью включения и выключения секундомера и округлением при отсчете. Современные электронные секундомеры определяют время с точностью до сотых или тысячных долей секунды. Поэтому при пользовании ими абсолютная погрешность измерения зависит преимущественно от реакции человека при включении и выключе-нии секундомера, и может быть принята равной 0,4 с.

При использовании счетчика для определения расхода жидкости погрешность измерения объема ΔV является величиной не постоян-ной и зависит от значения измеряемого расхода. Поэтому измере-ние расхода счетчиком не относится к высокоточным методам и используется, только в инженерной практике.

Весовой метод применяется для определения массового или объемного расхода жидкости, при котором измеряются масса жид-кости m (взвешиванием) и время t , в течение которого происходит наполнение мерного сосуда.

Массовый расход весовым методом определяется по формуле

$$Q = \frac{m}{t}. \quad (3.3)$$

Для определения объемного расход весовым методом необходи-мо правую часть формулы (3.3) разделить на плотность жидкости, расход которой определяется, то есть

$$Q = \frac{m}{\rho \cdot t}. \quad (3.4)$$

Весовой метод измерения расхода жидкости также является кос-венным. В данном случае погрешность измерения расхода опреде-ляется погрешностями измерения массы, плотности и времени.

Плотность жидкости, значение которой зависит от температуры, определяется по справочным данным (например, приложение 7), которые получены с высокой точностью, поэтому погрешностью определения плотности в инженерных расчетах можно пренебречь.

Абсолютная погрешность одного измерения массы Δm прибли-женно принимается равной цене минимального деления шкалы ве-сов m' , а при необходимости выполнения в одном опыте двух и бо-лее измерений (например, массы тары и брутто) погрешность сум-мируется, то есть $\Delta m = m' \cdot n$, где n – количество измерений.

Абсолютная погрешность измерения времени Δt такая же, как и при объемной методе определения расхода.

Весовой метод является одним из наиболее точных, но приме-ним для измерения относительно малых расходов жидкости.

Дросселирующие расходомеры получили широкие приме-нение для измерения расхода жидкости в напорных трубопроводах. Дросселирующие расходомеры представляют собой сужающие по-ток устройства. К таким устройствам относятся труба Вентури, диафрагма или сопло. Принципиальные схемы дросселирующих расходомеров показаны на рис. 3.1

Для определения расхода с помощью дросселирующих расходо-меров по показаниям пьезометров находится перепад удельной по-тенциальной энергии (потенциального напора), который возникает в приборе при сужении поперечного сечения. Расход Q определяется по тарировочному графику $\Delta H_{\text{п}} = f(Q)$.

Точность измерения расхода жидкости дросселирующими рас-ходомерами зависит от точности его тарировки и может быть дос-тигнута не ниже 5, что достаточно для использования данных уст-ройств в инженерной практике.

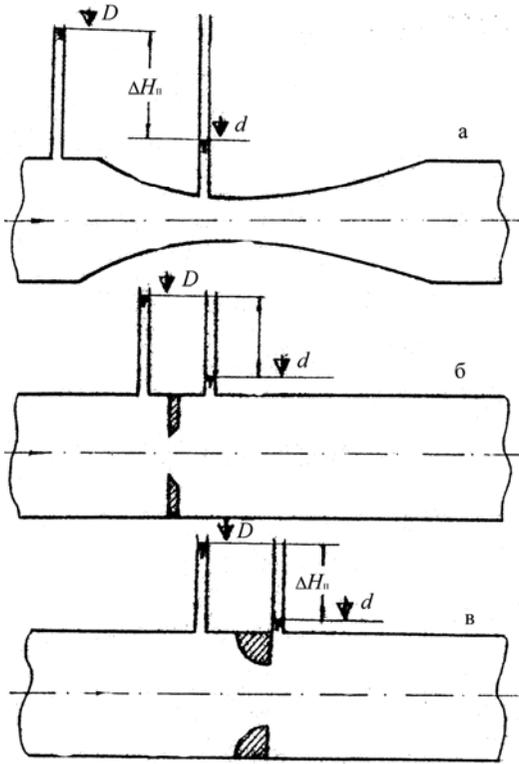


Рис. 3.1. Устройства для измерения расхода: а – труба Вентури; б – диафрагма; в – сопло

Расходомер Вентури (рис. 3.1, а) является лучшим в гидравлическом отношении – он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатком данного прибора являются сложность изготовления и относительно большие размеры.

Диафрагменный расходомер (рис. 3.1, б) оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и занимает мало места. Эти преимущества во многих случаях являются решающими, поэтому диафрагменные расходомеры получили широкое применение.

Расходомер «сопло» (рис. 3.1, в) по своим параметрам занимает промежуточное положение в сравнении с рассмотренными выше.

Мерные водосливы позволяют измерять как относительно небольшие, так и очень большие расходы жидкости. Поэтому водосливы нашли широкое применение для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях, например, в мелиоративных каналах. Простая методика измерения также способствовала распространению мерных водосливов и в лабораторной практике.

Мерный водослив представляет собой тонкую стенку, через которую переливается жидкость (рис. 3.2). Верхняя кромка водослива называется гребнем. По форме выреза в стенке такие водосливы делятся на следующие виды (рис. 3.2, а-г): а) прямоугольные; б) треугольные; в) трапецидальные; г) криволинейные. Треугольная форма выреза, как правило, под углом 90°, применяется для измерения малых расходов и обычно используется в лабораторных условиях. Для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях чаще используется прямоугольная или трапецидальная форма, которая лучше соответствует поперечному профилю канала.

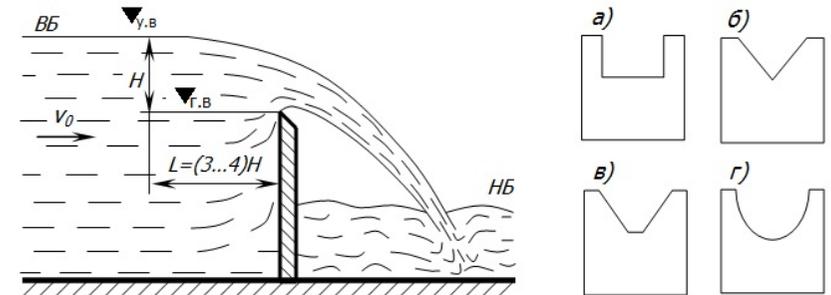


Рис. 3.2. Мерный водослив

При определении расхода Q с помощью водослива измеряется напор H над гребнем водосливного отверстия. Вблизи от гребня свободная поверхность жидкости искривлена, поэтому напор H измеряется на расстоянии $L = (3...4) \cdot H$ от верховой грани водослива.

Расход Q водослива вычисляется по формуле:

$$Q = m \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot H_0^{3/2}, \quad (3.5')$$

где m – коэффициент расхода водослива;

b – ширина водослива;

$H_0 = H + \alpha \cdot v_0^2 / (2 \cdot g)$ – полный напор на водосливе с учетом скорости подхода v_0 ;

H – геометрический напор;

α – коэффициент Кориолиса.

Для водосливов, имеющих стандартные размеры, значение коэффициента расхода приводится в справочниках. Нестандартные водосливы требуют тарировки, результаты которой представляются в виде графика $Q = f(H)$.

Если в справочной литературе для определенного водослива приводится коэффициент расхода m_0 , в котором уже учтена скорость подхода v_0 , тогда расход водослива определяется по формуле

$$Q = m_0 \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot H^{3/2}. \quad (3.5'')$$

Класс точности водослива зависит от точности его изготовления, либо от точности тарировки. Как и в случае дросселирующих расходомеров, он может быть обеспечен не ниже 5.

В лабораторных опытах для измерения небольших расходов (до 40 л/с) часто применяются мерные водосливы Томсона с треугольным отверстием в тонкой стенке и центральным углом 90° . Такой тип водослива исследован на практике Томсоном при напорах от 5 до 25 см. На основании исследований получен следующий вид расчетной формулы для определения расхода в $\text{м}^3/\text{с}$ при подстановке напора H в метрах:

$$Q = 1,4 \cdot H^{5/2}. \quad (3.6)$$

Класс точности водослива Томсона зависит от качества его изготовления и может быть обеспечен не ниже 1.

Формулы (3.5'), (3.5'') и (3.6) справедливы для условий, когда уровень воды с низовой стороны не поднимается выше гребня водослива. В противном случае для подтопленного водослива формулы (3.5') и (3.5'') примут вид

$$Q = m \cdot \sigma_{\text{п}} \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \cdot H_0^{3/2}, \quad (3.7')$$

$$Q = m_0 \cdot \sigma_{\text{п}} \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \cdot H_0^{3/2}. \quad (3.7'')$$

Числовые значения коэффициента подтопления $\sigma_{\text{п}}$ приводятся в справочной литературе.

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 3.3. Установка является циркуляционной и включает следующие основные элементы: резервуар 1, насос 2 с пультом управления 3, напорный трубопровод 4 с задвижкой 5, напорный бак 6, трубопровод 8 для отвода избыточной воды, трубопровод 9 с краном 10, дросселирующий расходомер 11, счетчик воды 14, мерный сосуд 15, мерный водослив 17. Для поддержания постоянного напора в баке 6 имеется водосливная перегородка 7. Для определения расхода воды дросселирующий расходомер 11 имеет стенд с пьезометрами 12 и тарировочный график 13. Для взвешивания мерного сосуда 15 имеются весы 16. Для определения отметок в мерном водосливе 17 применяется игольчатый уровнемер 18. Трубопровод 9 имеет шарнирный наконечник 19 для направления потока в мерный водослив 17 или мерный сосуд 15.

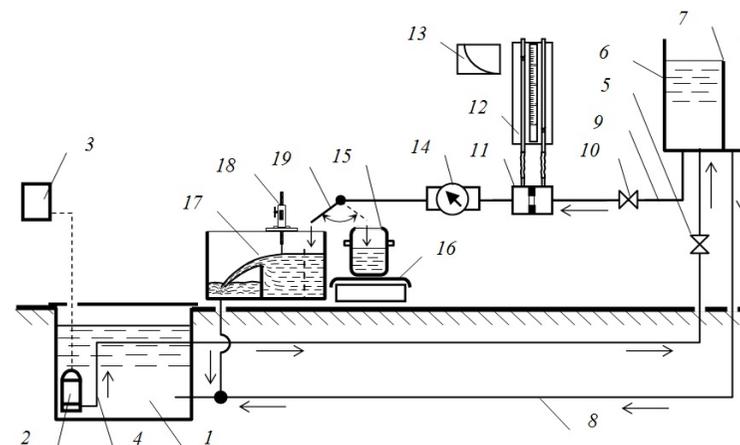


Рис. 3.3. Схема экспериментальной установки

Установка работает следующим образом: вода из резервуара 1 при помощи насоса 2 по трубопроводу 4 подается в бак 6. Избыток воды переливается через гребень перегородки 7 и отводится по трубопроводу 8 обратно в резервуар 1. Вода из бака 6 поступает в трубопровод 9, который имеет кран 10 для изменения расхода воды. Расход воды определяется дросселирующим расходомером 11, счетчиком 14, мерным

сосудом 15 и мерным водосливом 17. Из мерного водослива 17 вода поступает в резервуар 1, для повторного использования.

Для определения горизонтальных отметок мерный водослив 17 оборудован игольчатым уровнем 18 (рис. 3.4).

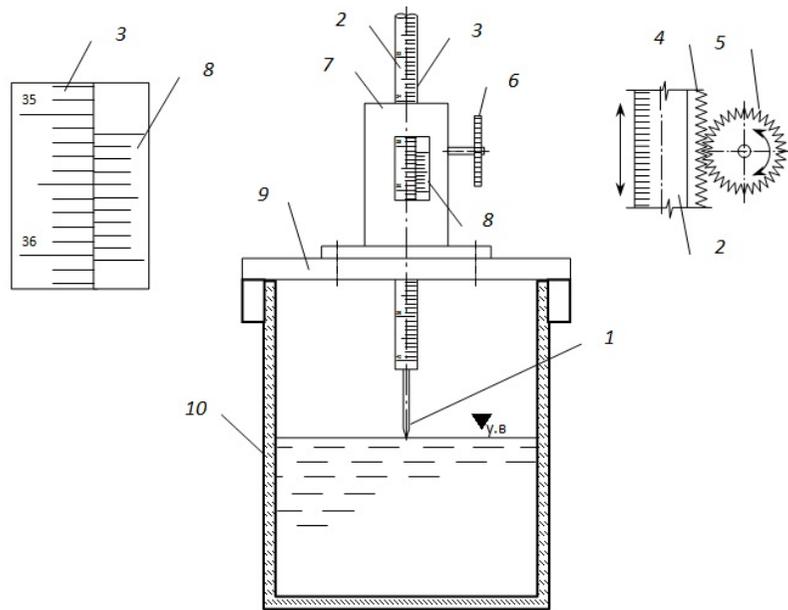


Рис. 3.4. Игольчатый уровень

Игольчатый уровень состоит из иглы 1, закрепленной на нижнем конце вертикальной штанги 2, на лицевой стороне которой нанесена линейка 3. С обратной стороны вертикальной штанги 2 закреплена продольная зубчатая рейка 4, находящаяся в зацеплении с зубчатым колесом 5, которое приводится в действие вращением воротка 6. При этом штанга 2 перемещается вверх или вниз в специальной обойме 7, в которой имеется прямоугольное окошко, снабженное нониусом 8. Обойма 7 крепится к подставке 9, которая в свою очередь присоединена к стенкам 10 водослива.

Определение отметок игольчатым уровнем осуществляют следующим образом: вращением воротка 6 опускают вертикальную штангу 2 до соприкосновения острия иглы 1 с поверхностью, отметка которой определяется (например, на рис. 3.4 показано определение отметки уровня воды $\nabla_{y.в}$). Далее по миллиметровой шка-

ле линейки 3 и верхней риски нониуса 8 определяется искомая отметка с точностью до 1 мм. При необходимости отметку можно определить с точностью 0,1 мм. Десятые доли миллиметра определяются по риску нониуса 8, которая совпадает с одной из рисок линейки 3. Например, на рис. 3.5 отметка составляет 35,1 см или 35,14 см.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в таблицы 3.1-3.4 сведения о применяемых приборах и их параметрах (отметку гребня мерного водослива $\nabla_{г.в}$, цену минимального деления шкалы весов m' , цену минимального деления циферблата секундомера t' , массу пустого мерного сосуда $m_{тары}$).

2. Предъявить подготовленные материалы преподавателю и получить разрешение на проведение работы.

3. Включить установку, дождаться наполнения напорного бака 6 (см. рис. 3.3), после чего при помощи крана 10 установить определенный расход воды в трубопроводе 9.

4. Определить и записать в соответствующие ячейки таблицы 3.1 установившиеся отметки уровней воды в пьезометрах $H_{п1}$ и $H_{п2}$ дросселирующего расходомера (см. поз. 12, рис. 3.3).

5. Определить и записать в таблицу 3.2 время t , за которое через счетчик пройдет определенный объем воды V .

6. Определить и записать в таблицу 3.3 установившуюся отметку уровня воды перед водосливом $\nabla_{y.в}$ (см. рис. 3.4).

7. Синхронно с включением секундомера перевести шарнирный наконечник 19 из мерного водослива 17 в мерный сосуд 15 (см. рис. 3.3). После наполнения мерного сосуда примерно на 80-90% перевести шарнирный наконечник назад в мерный водослив, при этом синхронно выключив секундомер. Взвесить мерный сосуд с водой и записать в таблицу 3.4 полученные значения – массу брутто $m_{брутто}$ и времени наполнения сосуда t .

8. Опорожнить мерный сосуд 15 и повторить измерение расхода весовым методом заданное преподавателем количество раз. Результаты измерения массы мерного сосуда $m_{тары}$, массы брутто $m_{брутто}$ и времени наполнения сосуда t записать в соответствующие ячейки таблицы 3.4

Контрольные вопросы:

1. Что такое расход жидкости? Какие понятия и основные единицы измерения используются для количественного определения расхода жидкости?
2. Напишите уравнение постоянства расхода (уравнение неразрывности жидкости) при установившемся движении несжимаемой жидкости. Какие практические задачи решаются при помощи этого уравнения?
3. Какие существуют методы и приборы для измерения расхода жидкости?
4. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется объем жидкости и время, в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение? Напишите соответствующую формулу для определения расхода.
5. К какому методу относится измерение расхода механическим счетчиком и в чем заключается методика измерения?
6. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется масса жидкости и время, в течение которого происходит наполнение мерного сосуда? Напишите соответствующие формулы для определения массового и объемного расхода.
7. Какие бывают разновидности дросселирующих расходомеров, и в чем заключается методика измерения расхода?
8. В каких случаях используются мерные водосливы, и в чем заключается методика измерения расхода?
9. От каких параметров зависит расход жидкости, проходящий через водослив?
10. Что такое точность измерения расхода и от чего зависит погрешность измерения расхода жидкости различными методами?

3.2. Лабораторная работа «Определение режимов движения жидкости»

Цель работы:

1. Наглядно ознакомиться с различными режимами движения жидкости в напорной трубе.
2. Овладеть навыками определения режима движения жидкости расчетным способом.

Общие сведения

Английский ученый Осборн Рейнольдс в 1883 году окончательно установил, что режим (характер) движения жидкости может быть принципиально различным.

Основой лабораторной установки Рейнольдса (рис. 3.5) является стеклянная трубка, в которую из бака поступает жидкость. В ее поток через тоненькую трубку подается краситель. Для исключения влияния архимедовой силы краситель имеет тот же объемный вес, что и жидкость, протекающая через стеклянную трубку.

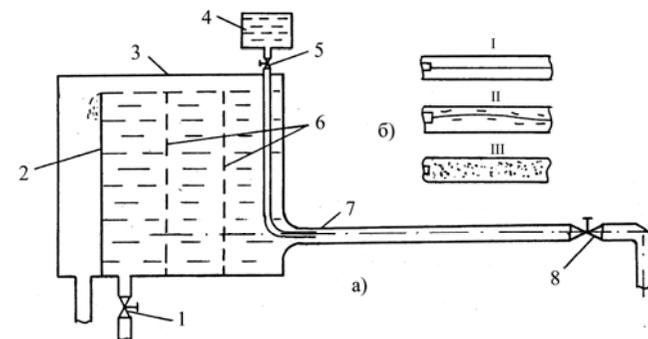


Рис. 3.5. Установка Рейнольдса:

- а) Схема установки: 1 – кран подачи воды; 2 – водослив для поддержания постоянного уровня воды в баке; 3 – бак; 4 – сосуд с окрашенной жидкостью; 5 – кран подачи окрашенной жидкости; 6 – успокоительные решетки; 7 – стеклянная трубка; 8 – кран регулирования расхода воды в стеклянной трубке.
- б) Наблюдаемый вид окрашенной жидкости: 1 – ламинарный режим; 2 – переходный режим; 3 – турбулентный режим

Наблюдая за перемещением красителя, можно судить о режиме движения жидкости. В результате таких наблюдений было установлено, что при малых скоростях потока краситель движется парал-

тельно стенкам трубки, не смешиваясь с окружающей жидкостью. Хорошо видна прямая окрашенная струйка жидкости (рис. 3.5, б, позиция I). Это позволяет сделать вывод, что в данных условиях частицы жидкости движутся по прямолинейным траекториям, создавая как бы отдельные слои или трубки жидкости. Такой режим называется **ламинарным**.

Если постепенно увеличивать скорость потока жидкости в стеклянной трубке, то можно заметить, что, начиная с некоторой скорости, подкрашенная струйка жидкости примет волнообразное очертание, а затем в струйке появятся разрывы и она потеряет четкую форму (рис. 3.5, б, позиция II). Этот режим называется **переходным** или **неустойчивым**.

При дальнейшем увеличении скорости, начиная с некоторого момента, краситель быстро перемешивается, равномерно окрашивая весь поток жидкости. Это говорит о том, что в данном случае частицы жидкости помимо основного направления вдоль трубы двигаются еще хаотично во всех направлениях. При этом местная мгновенная скорость в потоке непрерывно изменяется по величине и направлению, то есть наблюдается пульсация скорости (рис. 3.5, б, позиция III). Такой режим называется **турбулентным**.

Следовательно, турбулентное движение, в отличие от ламинарного, является по своей природе движением неустановившимся, даже в том случае, если происходит при неизменяющемся во времени напоре. Движение частиц при турбулентном режиме напоминает тепловое движение молекул газа. В результате перемешивания жидкости при турбулентном режиме ее движения существенно увеличиваются потери энергии. В то же самое время при турбулентном режиме улучшаются условия тепло- и массообмена, что с пользой используется во многих технологических процессах. Поэтому точное определение режима движения жидкости имеет большое значение при решении многих инженерных задач.

Судить о режиме движения жидкости в трубах на основании лабораторных исследований, в виду их трудоемкости, в большинстве случаев нецелесообразно, поэтому на практике вид режима определяют с помощью критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (3.8)$$

где v – средняя скорость движения жидкости;
 d – внутренний диаметр трубопровода;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

В формуле (3.8) средняя скорость движения жидкости v определяется из уравнения неразрывности (3.1), то есть:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (3.9)$$

где Q – расход жидкости;
 S – площадь поперечного сечения потока жидкости.

По своей физической природе критерий Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции к силам вязкости (его можно также рассматривать как отношение кинетической энергии потока жидкости к работе сил сопротивления).

При малых числах Re характер движения определяется силами вязкости, которые препятствуют возникновению и развитию пульсаций. В результате в потоке поддерживается ламинарный режим.

При больших числах Re возрастают пульсации скоростей и связанные с ними инерционные силы настолько, что вязкость больше не может служить препятствием хаотичному движению частиц жидкости, то есть в потоке будет иметь место турбулентный режим.

В трубах круглого сечения, в среднем при $Re < 2300$ (нижнее критическое число) имеет место устойчивый ламинарный режим движения, а при $Re > 4000$ (верхнее критическое число) устойчивый турбулентный режим.

Если $2300 < Re < 4000$, то наблюдается неустойчивый (переходный) режим. При этом в потоке возникают пульсации, которые постепенно затухают, то есть на отдельных участках потока ламинарный и турбулентный режим сменяют друг друга.

По формуле (3.8) соотношение сил инерции и вязкости определяется приближенно, так как не все факторы, оказывающие влияние на режим движения, при этом учитываются.

Поэтому приводимые в литературе величины критических чисел справедливы только для средних условий, обычно встречающихся в практике. Например, в потоках с повышенной шероховатостью стенок, либо имеющих резкие изменения формы поперечного сечения, турбулизация наступает при меньших значениях Re . Наоборот, отсутствие внеш-

них вибраций, плавное сужение потока способствует сохранению ламинарного режима при больших числах Re (в лабораторных исследованиях удавалось получить ламинарный режим при $Re = 150\ 000$, однако при этом малейшее возмущение переводит режим в турбулентный).

В природе и технике имеет место в основном турбулентный режим движения жидкостей.

Ламинарный режим наблюдается при движении жидкостей повышенной вязкости (нефти, битума, мазута, смазочных масел и др.), а также при движении жидкостей в трубах малого диаметра (капиллярах, порах грунта).

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке Рейнольдса (рис. 3.5), в которой стеклянная трубка 7 для наблюдения режимов движения жидкости может располагаться как горизонтально, так и вертикально. Для определения расхода жидкости используется весовой метод.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомится с лабораторной установкой, и записать в верхней части таблицы 3.5 значение внутреннего диаметра стеклянной трубки d .

2. Открыть кран подачи подкрашенной жидкости.

3. Открытием крана регулирования расхода воды установить ламинарный режим движения, при котором струйка подкрашенной жидкости движется по прямолинейной траектории. После наблюдения выключить подачу подкрашенной жидкости в целях ее экономии и произвести измерения температуры воды T_v и установившегося расхода воды весовым методом. Результаты измерения массы мерного сосуда $m_{тары}$, общей массы мерного сосуда с водой $m_{брут}$, а также время его наполнения t , занести в строку 1 таблицы 3.5.

4. Дальнейшим открытием крана регулирования расхода воды установить переходный режим, после чего провести аналогичные наблюдения, измерения и записи.

5. Дальнейшим открытием крана регулирования расхода воды установить турбулентный режим, произвести аналогичные наблюдения, измерения и записи.

Обработка экспериментальных данных

Определить и записать в таблицу 3.5:

- массу воды в мерной емкости $m_{нет} = m_{брут} - m_{тары}$;
- расход воды Q по формуле (3.4);
- среднюю скорость потока v по формуле (3.9);
- кинематический коэффициент вязкости воды ν по приложению 5.
- значение критерия Рейнольдса Re по формуле (3.8);
- расчетный режим движения воды, сравнивая значение критерия Рейнольдса Re с критическими числами;
- сделать вывод о соответствии расчетных и наблюдаемых режимов движения.

Таблица 3.5

Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Наблюдаемый режим движения	T_v °С	$m_{тары}$ кг	$m_{брут}$ кг	$m_{нет}$ кг	t с	Q см ³ /с	v см/с	ν см ² /с	$d =$...	мм
										Re	Расчетный режим движения	
1	ламин.											
2	перех.											
3	турбул.											

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

- Какие существуют режимы движения жидкости и как можно охарактеризовать траектории движения частиц жидкости при различных режимах?
- Какое практическое значение имеет умение определять режимы движения жидкости?
- Как на практике определяются режимы движения жидкости?
- От каких основных параметров зависит режим движения жидкости?
- Что такое критерий Рейнольдса и критические числа?

3.3. Лабораторная работа «Опытная иллюстрация уравнения Бернулли»

Цель работы:

1. Опытным путем изучить распределение энергии в напорном установившемся потоке жидкости.
2. Овладеть навыками определения и графического представления энергетических параметров напорного потока жидкости.

Общие сведения

Каждая движущаяся частица жидкости обладает механической (потенциальной и кинетической) энергией. Поскольку количество этой энергии зависит от величины самой частицы, то при гидравлических расчетах в целях удобства сопоставления результатов принято рассматривать механическую энергию частицы жидкости единичного веса, то есть энергию, приходящуюся на единицу силы тяжести, действующей на жидкость. Эту энергию называют удельной энергией, либо полным гидродинамическим напором H . Гидродинамический напор определяется как отношение механической энергии данной частицы к ее весу и, следовательно, размерность напора может быть представлена в единицах длины, например, в СИ: $\text{Дж/Н} = \text{Н}\cdot\text{м/Н} = \text{м}$.

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии и показывает соотношение различных видов удельной механической энергии для частиц жидкости, проходящих путь между двумя поперечными сечениями слабдеформированного установившегося потока реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} + h_{1-2}, \quad (3.10)$$

или

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \quad (3.10, a)$$

где p – давление в центре тяжести соответствующего сечения;

γ – объемный вес жидкости;

v – средняя скорость потока в соответствующем поперечном сечении;

g – ускорение силы тяжести;

α – корректив кинетической энергии (коэффициент Кориолиса).

В уравнениях (3.10) и (3.10, а) индексы 1 и 2 обозначают номер поперечного сечения потока, к которому относится рассматриваемая величина. Остальные обозначения величин, составляющих уравнение Бернулли, их физический и геометрический смысл, способ графического изображения показаны на рис. 3.6 и в таблице 3.6.

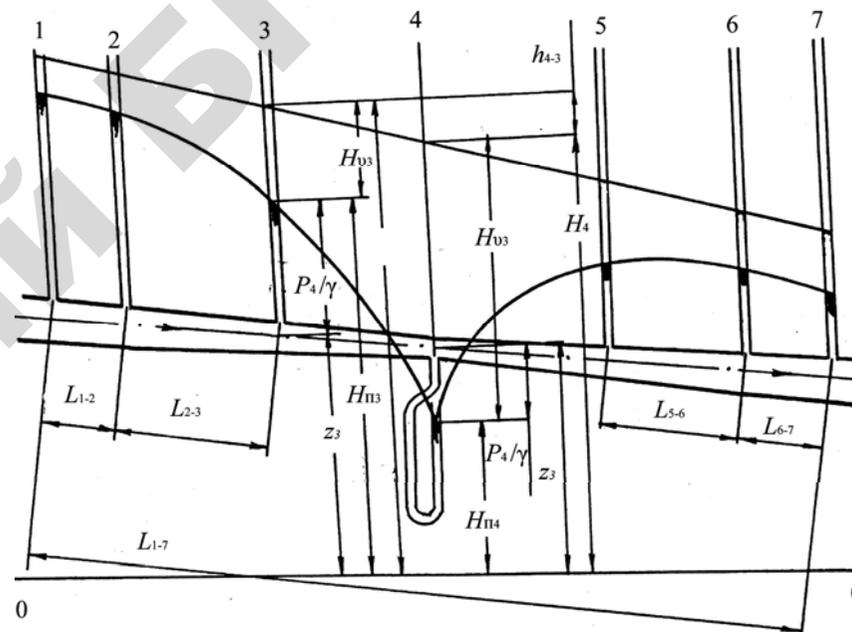


Рис. 3.6. Схема опытной установки

Кинетическая энергия всего потока жидкости в заданном сечении, подсчитанная по значению средней скорости v , оказывается меньше фактической из-за сложной формы эпюры местных скоростей потока, поэтому в уравнение Бернулли (3.10) вводится поправочный коэффициент $\alpha > 1$ (корректив кинетической энергии). В равномерном напорном потоке жидкости, двигающейся по круглым трубам, при ламинарном режиме $\alpha = 2$, а при турбулентном можно принимать в среднем $\alpha = 1,1$.

Таблица 3.6

Основные составляющие уравнения Бернулли

Обозначение	Физический смысл		Название, принятое в гидравлике		Геометрический смысл		Графическое изображение
	положения	давления	геометрический	пьезометрический	геометрическая	пьезометрическая	
z							Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и центром тяжести сечения между центром тяжести сечения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезомере) между плоскостью сравнения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезомере) между пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезомере) и напорной линией (проведенный вверх от уровня жидкости в пьезомере) между плоскостью сравнения и напорной линией (верхним концом отрезка, представляющего сумму потенциального и скоростного напора)
$\frac{p}{\gamma}$			потенциальный	скоростной (динамический)	пленая гидродинамическая		
$H_n = z + \frac{p}{\gamma}$							Высота геометрическая пьезометрическая потенциальная скоростная (динамическая) полная гидродинамическая
$H_v = \frac{\alpha v^2}{2g}$			полный гидродинамический	потери напора на данном участке потока			
$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$							Напор геометрический пьезометрический потенциальный скоростной (динамический) полный гидродинамический
h							
			Удельная (приходящаяся на единицу веса жидкости) энергия				
			потери удельной механической энергии, равные удельной работе сил сопротивления на данном участке потока				

Взаимный переход потенциальной и кинетической энергии, который описывается уравнением Бернулли (3.10), проявляется в потоке, имеющем разные площади поперечных сечений. Наиболее удобной установкой, позволяющей изучить распределение видов энергии в потоке жидкости, является расходомер Вентури (рис. 3.6), относящийся к типу дросселирующих расходомеров. В данном приборе границы потока изменяются плавно (угол конусности меньше 10°), поэтому уравнение Бернулли может быть применено к любым поперечным сечениям расходомера.

Для проведения исследований в различных местах прибора (поперечных сечениях) подключены пьезометры, по установившимся отметкам жидкости в которых можно непосредственно определить потенциальный напор $H_n = z + p/\gamma$, а зная площади поперечных сечений S и расход воды Q , проходящий через них, по уравнению неразрывности (3.1) можно определить среднюю скорость v и скоростной напор $H_v = \alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g)$ в соответствующих сечениях. Суммируя потенциальный H_n и скоростной H_v напоры, определяется полный гидродинамический напор H в поперечном сечении, т.е. $H = H_n + H_v$.

Изменение напора вдоль потока характеризуется уклонами:

а) гидравлический уклон (уклон трения)

$$i = -\frac{\partial H}{\partial L}; \quad i_{\text{гп}} = \frac{H_1 - H_2}{L_2 - L_1} = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}; \quad (3.11)$$

б) пьезометрический уклон

$$i_n = -\frac{\partial H_n}{\partial L}; \quad i_{\text{н.гп}} = \frac{H_{n1} - H_{n2}}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta H_n}{l_{1-2}}; \quad (3.12)$$

в) геометрический уклон (уклон геометрической оси потока)

$$i_r = -\frac{\partial z}{\partial L}; \quad i_{\text{г.гп}} = \frac{z_1 - z_2}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta z}{l_{1-2}}, \quad (3.13)$$

где l_{1-2} – расстояние вдоль оси потока между сечениями 1 и 2.

На графиках характерные напоры в каждом поперечном сечении показываются напорной $H = f_1(L)$, пьезометрической $H_n = f_2(L)$ и геодезической $z = f_3(L)$ линиями. Для их построения по оси абсцисс вдоль оси потока откладывается расстояние L от начального сечения до данного сечения, а по оси ординат – соответствующие напоры (рис. 3.7).

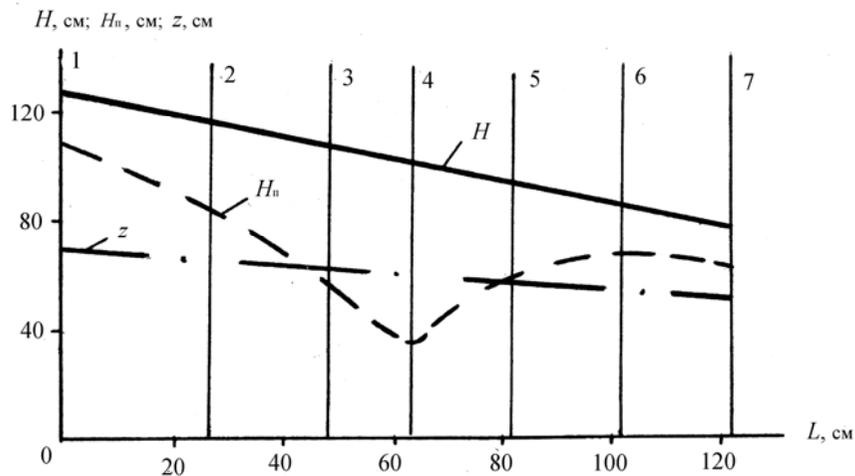


Рис. 3.7. Графическое изображение уравнения Бернулли:
 H – напорная линия; H_n – пьезометрическая линия; z – геодезическая линия

Описание экспериментальной установки

В качестве опытной установки используется расходомер Вентури установленный горизонтально или под углом к горизонту и представляющий собой участок трубопровода с плавно изменяющимся диаметром поперечного сечения (рис. 3.6). При проведении работы по трубопроводу движется напорный поток воды. В семи поперечных сечениях прибора на расстоянии L друг от друга подключены пьезометры, которые объединены на общем щите и снабжены шкалой, имеющей общее начало отсчета – нулевую линию, обозначающую горизонтальную плоскость сравнения. Отсчет по такой шкале, соответствующей уровню жидкости в пьезометре, дает непосредственно потенциальный напор $H_n = z + p/\gamma$.

Для измерения расхода воды к начальному наибольшему сечению 1 и к наиболее узкому сечению 4 параллельно к основным пьезометрам подключенные дополнительные трубки, отсчеты по которым обозначены соответственно ∇_1 и ∇_2 . Для удобства измерений дополнительные трубки установлены на краю щита отдельно от основных пьезометров.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, определить и записать в таблицу 3.7:

- площади S используемых в работе поперечных сечений;
- расстояние L до каждого сечения от начального сечения 1;
- геометрический напор z для начального 1 и конечного 7 сечений (при измерении учесть, что плоскость сравнения проходит через нулевую линию шкалы пьезометров).

2. Изучить порядок снятия отсчетов и места их записи в таблицах 3.7 и 3.9.

3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров установились на одной отметке) измерить и записать в таблицы 3.7 и 3.9:

- показания пьезометров, показывающих удельную потенциальную энергию (потенциальный напор $H_n = z + p/\gamma$) в сечениях 1–7;
- показания пьезометров ∇_1 и ∇_2 расходомера и их разность $\Delta H_n = \nabla_1 - \nabla_2$, после чего по тарировочному графику определить установившийся расход воды Q .

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицу 3.7:

- среднюю скорость потока воды v в сечениях с помощью уравнения неразрывности (3.1);
- скоростные напоры $H_v = \alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g)$, причем коэффициент кинетической энергии α принять для турбулентного режима движения;
- полные гидродинамические напоры

$$H = H_n + H_v = z + p/\gamma + \alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g).$$

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, в одинаковом масштабе напорную $H = f_1(L)$, пьезометрическую $H_n = f_2(L)$ и геодезическую $z = f_3(L)$ линии. Геодезическая линия строится по двум известным значениям z в начальном 1 и конечном 7 сечениях, поскольку ось потока в данной лабораторной установке представляет собой прямую линию (рис. 3.7).

3. Определить и записать в таблицы 3.7 и 3.9:

- значения z для всех оставшихся сечений с помощью геодезической линии;

б) пьезометрические напоры p/γ для всех сечений из формулы $H_n = z + p/\gamma$;

в) длину l участков 1–4 и 4–7, а также разность геометрических Δz и потенциальных ΔH_n напоров для этих участков согласно формулам (3.13) и (3.12) соответственно;

г) потери напора h , которые определяются разностью полных напоров H для участков 1–4 и 4–7 по уравнению Бернулли (3.10, а);

д) средние геометрический, пьезометрический и гидравлический уклоны для участков 1–4 и 4–7, используя формулы (3.13), (3.12) и (3.11) соответственно.

4. На графике для двух сечений (одно из них взять, где скоростной напор наибольший), показать все составляющие уравнения Бернулли, т. е. z , p/γ , H_n , H_v , H и h .

5. Сделать вывод о соответствии полученного графического изображения всех составляющих уравнения Бернулли и физической сущности явления с точки зрения закона сохранения энергии.

Таблица 3.7.

Напоры

Сечения	S см ²	L см	z см	H_n см	v см/с	H_v см	H см	p/γ см
1		0						
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Таблица 3.8.

Уклоны

Участок	l см	Δz см	$i_{г\text{ ср}}$	ΔH_n см	$i_{н\text{ ср}}$	h см	$i_{ср}$
1–4							
4–7							

Таблица 3.9.

Расход

▼ 1	▼ 2	ΔH_n	Q
см	см	см	л/с

Контрольные вопросы:

1. Что выражает уравнение Бернулли?
2. Что называется удельной энергией?
3. Из каких составляющих состоит уравнение Бернулли с точки зрения физического смысла?
4. Что такое корректив кинетической энергии и зачем он вводится в уравнение Бернулли?
5. Как принято в гидравлике называть все составляющие уравнение Бернулли?
6. Какой геометрический смысл имеет уравнение Бернулли?
7. Как графически представляется уравнение Бернулли для двух произвольных сечений потока реальной жидкости?
8. Как изменяются потенциальная и кинетическая энергии при изменении площади живого сечения потока? Как можно визуализировать взаимный переход энергий при движении жидкости в напорном трубопроводе переменного диаметра?
9. Что такое геометрический и пьезометрический уклон?
10. Что такое потери удельной энергии (потери напора) и гидравлический уклон?

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

3.4. Лабораторная работа «Определение коэффициентов гидравлического трения»

Цель работы:

1. Овладеть навыками опытного определения коэффициента гидравлического трения при движении жидкости в напорном трубопроводе.
2. Овладеть навыками расчета коэффициентов гидравлического трения технических трубопроводов.

Общие сведения

При движении жидкости возникают силы гидравлического сопротивления (трения), тормозящие движение. Различают вязкостные и инерционные сопротивления.

Вязкостные сопротивления возникают вследствие наличия у реальных жидкостей свойства сопротивляться касательным усилиям, обусловленным действием сил вязкого трения при движении потока. Они проявляют свое действие главным образом в ламинарном потоке.

При турбулентном режиме движения, кроме вязкостных, возникают инерционные сопротивления, вызываемые образованием вихрей и перемешиванием масс жидкости. С увеличением числа Рейнольдса влияние инерционных сопротивлений возрастает и при развитом турбулентном режиме движения они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости (необратимо превращается в тепловую энергию). Теряемая при этом удельная механическая энергия называется потерей напора.

Из уравнения Бернулли (3.10) следует, что суммарные потери напора

$$h = H_1 - H_2 = H_{п.1} + H_{v.1} - H_{п.2} - H_{v.2}, \quad (3.14)$$

где H , H_p и H_v – соответственно полный гидродинамический, потенциальный и скоростной напоры в сечениях 1 и 2.

Суммарные потери напора h складываются из местных потерь h_m и потерь напора по длине h_d , т.е.

$$h = h_m + h_d. \quad (3.15)$$

На участке трубопровода с равномерным потоком скоростные напоры H_v во всех сечениях одинаковы, местные потери напора h_m отсутствуют, а возникают только потери напора по длине, т.е.:

$$h = h_d = H_{п.1} - H_{п.2}, \quad (3.16)$$

где H_p – потенциальный напор в соответствующем сечении.

Опытное определение потерь напора по длине производится на установке, показанной на рис. 3.8.

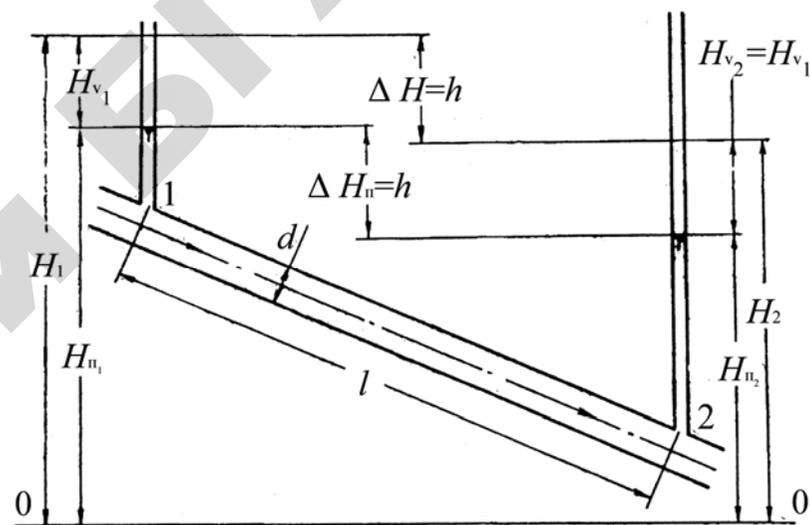


Рис. 3.8. Схема лабораторной установки для исследования потерь напора по длине

Основной формулой для вычисления потерь напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения является формула Дарси-Вейсбаха

$$h_d = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (3.17)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;
 l – длина участка;
 d – внутренний диаметр трубы;
 v – средняя скорость потока.

Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Рейнольдса Re), относительной шероховатости $\bar{\Delta}$, а также от формы выступов шероховатости. При практических расчетах величина λ определяется по эмпирическим формулам, а также соответствующим им графикам или таблицам.

Число Рейнольдса Re определяется по известной формуле (3.8).

Для труб круглого сечения относительная шероховатость

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}, \quad (3.18)$$

где Δ – характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость), которая для технических труб приводится в справочниках (приложение 9).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина – относительная гладкость d/Δ .

Для потоков некруглого сечения в формулах (3.8), (3.17) и (3.18) вместо значения внутреннего диаметра d применяется величина $4R$, где R – гидравлический радиус.

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и по форме, размещены неравномерно, такая шероховатость называется разнoзернистой, неоднородной, естественной. Для деревянных и стеклянных труб характерна плавная, волнообразная форма выступов – волнистая шероховатость.

В целях обеспечения возможности инженерных расчетов труб, выпускаемых промышленностью (с естественной шероховатостью), были проведены исследования потерь напора по длине Кольбруком в 1938 году и Муриным в 1948 году. Поскольку результаты исследований Кольбрука и Мурина практически совпадают, то в данной работе будем использовать график Мурина (приложение 10).

Экспериментально установлено, что существует пять характерных зон гидравлического сопротивления.

I. Зона ламинарного режима движения (на графике Г.А. Мурина не показана) $0 < Re < 2300$. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент λ не зависит от шероховатости стенок и определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda = 64/Re. \quad (3.19)$$

II. Зона переходного режима движения (на графике Г.А. Мурина не показана) $2300 < Re < 4000$.

Выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости.

В данной зоне при одном и том же числе Re в условиях эксплуатации технических труб режим движения жидкости переходит от ламинарного к турбулентному и обратно без видимых изменений условий эксплуатации. Зависимость коэффициента λ от числа Re и шероховатости стенок становится неопределенной, а расход, скорость и другие параметры потока меняются во времени. Поэтому поток при таком режиме движения является неустановившимся и малопригодным для использования в технике, особенно в системах управления и автоматике.

Для установившегося турбулентного режима движения существуют еще три зоны сопротивления.

III. Зона гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб) $4000 < Re < 10/\bar{\Delta}$. Потери напора пропорциональны $v^{1,75}$.

Режим движения в середине потока турбулентный, но выступы шероховатости еще покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости у стенок и инерционными сопротивлениями в ядре потока. Коэффициент λ зависит только от величины критерия Re .

IV. Зона неразвитого турбулентного режима движения, или докватричного сопротивления $10/\bar{\Delta} < Re < 500/\bar{\Delta}$. Потери напора пропорциональны v^m , где $1,75 < m < 2$,

Толщина ламинарного слоя становится меньше выступов шероховатости, поэтому за ними образуются местные вихри. Это существенно увеличивает влияние инерционных сопротивлений. Коэффициент λ в этой зоне зависит не только от числа Re , но и от шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения, или квадратичного сопротивления $Re > 500/\bar{\Delta}$. Потери напора пропорциональны v^2 .

Ламинарный пристенный слой практически исчезает, вихри заполняют все впадины между выступами. Сопротивление движению определяется в основном инерционными силами. Коэффициент λ зависит только от шероховатости.

Для определения коэффициента λ кроме графиков Кольбука и Мурина (приложение 10) предложен целый ряд эмпирических формул, многие из которых имеют сложную структуру. Их применимость ограничена соответствующим диапазоном чисел Re .

Например, для определения коэффициента гидравлического трения при расчете технических трубопроводов с естественной шероховатостью в любой зоне турбулентного режима движения А.Д. Альтшуль предложил формулу

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad (3.20)$$

Для расчета трубопроводов систем водоснабжения в нормативной литературе [17] рекомендуется формула, которая для новых стальных и чугунных труб без внутреннего защитного покрытия может быть приведена к виду

$$\lambda = A \cdot \left(\frac{1 + c/v}{d} \right)^n, \quad (3.21)$$

где v – средняя скорость движения воды, м/с; d – внутренний диаметр трубы, м; A , c , n – величины, определяемые в зависимости от скорости v из таблицы 3.10. В этой таблице величина c дана для воды при температуре $10^\circ C$ ($v = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Таблица 3.10

v , м/с	A	c	n
< 1,2	0,0179	0,867	0,3
> 1,2	0,021	0	0,3

Описание экспериментальной установки

Установка представляет собой горизонтальный или наклонный участок трубопровода постоянного диаметра d , к которому на расстоянии l друг от друга присоединены два пьезометра в сечениях 1 и 2 (рис. 3.8). При проведении работы по трубопроводу движется напорный поток воды. Потери напора h при движении потока между сечениями 1 и 2 определяются по показаниям пьезометров. Расход воды измеряется при помощи дросселирующего расходомера.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда и пожарной безопасности (см. стр. б).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и в таблицу 3.11 записать сведения об установке.

2. Изучить порядок снятия отсчетов и место их записи в таблице 3.12.

3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров установились на одной отметке) измерить и записать в таблицу 3.12:

а) показания пьезометров в начальном $H_{п,1}$ и конечном $H_{п,2}$ сечениях участка трубопровода, после чего определить потери напора h_d по формуле (3.16);

б) показания пьезометров ∇_1 и ∇_2 расходомера и их разность $\Delta H_{п} = \nabla_1 - \nabla_2$, после чего по тарировочному графику определить установившийся расход воды Q ;

в) температуру воды T и соответствующий ей кинематический коэффициент вязкости ν .

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицу 3.13:

а) среднюю скорость потока воды v с помощью уравнения неразрывности (3.1);

б) скоростной напор $v^2/(2 \cdot g)$;

в) значение критерия Рейнольдса по формуле (3.8);

г) опытную величину коэффициента гидравлического трения $\lambda_{оп}$ с помощью формулы Дарси-Вейсбаха (3.17);

д) справочные значения коэффициента гидравлического трения $\lambda_{спр}$ по графику Мурина (приложение 10), формулам (3.20) и (3.21);

2. Сопоставить результаты определения коэффициента гидравлического трения λ и сделать вывод о точности справочных методов, принимая за истинное значение коэффициент гидравлического трения, который определен опытным путем. Процентное отклонение δ значения коэффициента гидравлического трения, определенного по справочным методам $\lambda_{спр}$, от истинного значения $\lambda_{оп}$ определяется по формуле

$$\delta = \frac{\lambda_{спр} - \lambda_{оп}}{\lambda_{оп}} \cdot 100\%.$$

Таблица 3.11.

Сведения об установке

Цвет трубопровода	Материал трубопровода	$\Delta_{\text{спр}}$	l	d	$d/\Delta_{\text{спр}}$	$\Delta_{\text{спр}}/d$	Тип расходомера
		мм	см	мм			

Таблица 3.12.

Опытные данные

$H_{п.1}$	$H_{п.2}$	h_d	∇_1	∇_2	$\Delta H_{п.}$	Q	T	v
см	см	см	см	см	см	л/с	°С	см ² /с

Таблица 3.13.

Результаты расчетов

v	$v^2/(2 \cdot g)$	Re	$\lambda_{\text{оп}}$	$\lambda_{\text{спр}}$	δ	$\lambda_{\text{спр}}$	δ	$\lambda_{\text{спр}}$	δ
см/с	см			по графику Мурина		по формуле (3.20)		по формуле (3.21)	

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Что такое гидравлические сопротивления, и какие основные виды сопротивлений возникают при движении потока реальной жидкости?
2. К чему приводит наличие гидравлических сопротивлений в потоке жидкости, и какое практическое значение имеет умение определять коэффициенты гидравлического трения?
3. Какие различают виды потерь напора? При определении каких потерь используется коэффициент гидравлического трения?
4. От чего зависят и по какой формуле определяются потери напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения?
5. Сколько выделяют характерных зон гидравлического сопротивления?
6. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в общем случае и в частных случаях?
7. Какие существуют практические методы определения коэффициента гидравлического трения?

3.5. Лабораторная работа «Определение коэффициентов местных сопротивлений»

Цель работы:

1. Овладеть навыками опытного определения коэффициентов местных сопротивлений при движении жидкости в напорном трубопроводе.
2. Овладеть навыками определения справочных значений коэффициентов местных сопротивлений трубопровода.

Общие сведения

Местные сопротивления – относительно короткие участки русла, в которых происходит значительное изменение эпюры скоростей потока и ее последующее восстановление до формы, соответствующей равномерному движению. Это происходит в местах резкого расширения (рис. 3.9) или сужения трубопровода, на поворотах в виде колен и отводов, в диафрагмах, задвижках, кранах, вентилях, дроссельных заслонках, клапанах и т. п.

На этих участках русла с неравномерным движением увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости.

Силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают долю механической энергии потока, переходящей в теплоту. Эту часть принято называть местной потерей энергии. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающей в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора.

Местная потеря напора h_m определяется из формулы (3.15) как разность между полными потерями напора на рассматриваемом участке трубопровода h (рис. 3.9) и потерями напора по длине h_d , возникающих на участках с равномерным движением жидкости, т.е.

$$h_m = h - h_d. \quad (3.22)$$

При графическом построении местная потеря напора показывается в характерном сечении местного сопротивления (сечение X на рис. 3.9) вертикальным отрезком соответствующей длины.

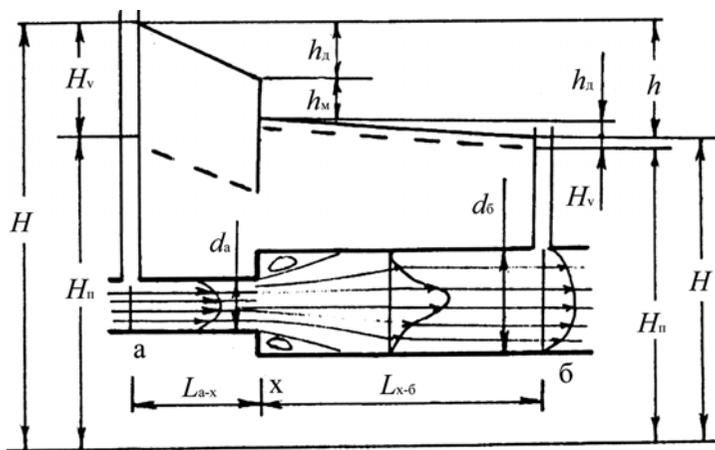


Рис. 3.9. Графическое изображение местной потери напора

Местная потеря напора вычисляется по формуле:

$$h_m = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (3.23)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора);

v – средняя скорость потока в сечении после местного сопротивления (если специально не оговаривается иное).

Коэффициенты местных сопротивлений ζ зависят от вида местного сопротивления и в практических расчетах определяются, как правило, по справочным данным (например: приложение 11). Справочные значения коэффициентов местных сопротивлений получают на основании опытных данных с помощью формул (3.22) и (3.23).

Полные потери напора находят из уравнения Бернулли (3.10, а)

$$h = H_a - H_b, \quad (3.24)$$

где H_a и H_b – полные напоры в начальном и конечном сечениях участка трубопровода с местным сопротивлением (рис. 3.9).

Потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха (3.17), в которой коэффициент гидравлического трения λ находится по справочным данным, например, по формуле (3.20) А.Д. Альтшуля или графику Мурина, а значения остальных параметров – по опытным данным.

Более точно потери напора по длине на участках русла, входящих в местное сопротивление, находятся с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. не имеющем местного сопротивления (рис. 3.9), определяется гидравлический уклон

$$i = \frac{h_d}{l}, \quad (3.25)$$

где $h_d = \Delta H_n$ – потери напора по длине, определяемая по показаниям пьезометров участка установки без местного сопротивления, имеющего диаметр и шероховатость стенок, как и во входящей в местное сопротивление части русла;

l – длина соответствующего участка равномерного потока.

Затем вычисляются потери напора по длине на участке трубопровода, входящей в местное сопротивление

$$h_d = i \cdot L, \quad (3.26)$$

где L – длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление (рис. 3.9).

Описание экспериментальной установки

Установка представляет собой трубопровод с прямолинейными участками постоянного диаметра, чередующихся различными местными сопротивлениями (внезапными сужениями и расширениями, резкими и плавными поворотами). Каждое местное сопротивление снабжено двумя пьезометрами, присоединенных перед местным сопротивлением и за ним на определенном расстоянии L (рис. 3.9). Все пьезометры объединены на общем щите и снабжены шкалой, имеющей общее начало отсчета – нулевую линию, обозначающую горизонтальную плоскость сравнения.

При проведении работы по трубопроводу движется напорный поток воды. Расход воды измеряется при помощи одного из мест-

ных сопротивлений по принципу дросселирующего расходомера. Для этого к местному сопротивлению кроме двух основных пьезометров подключены дополнительные трубки, отсчеты по которым обозначены соответственно ∇_1 и ∇_2 разность которых дает значение перепада потенциального напора $\Delta H_{\text{п}}$. Расход воды определяется по тарировочному графику $\Delta H_{\text{п}} = f(Q)$. Для удобства измерений дополнительные трубки установлены на краю щита отдельно от основных пьезометров.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в таблицу 3.14 сведения об установке: цвет, материал трубопровода и его абсолютную шероховатость $\Delta_{\text{спр}}$ по приложению 9; вид местного сопротивления; номера сечений до и после местного сопротивления; внутренние диаметры трубопровода d в сечениях до и после местного сопротивления, и соответствующие площади $S = \pi \cdot d^2/4$; радиус r или угол поворота α трубопровода (для плавного или резкого поворота соответственно); длины l прямолинейных участков трубопровода от мест подключения пьезометров в соответствующих сечениях до местного сопротивления; тип расходомера воды.

2. Соблюдая основные пропорции зарисовать принципиальную схему индивидуального местного сопротивления, с указанием направления движения жидкости и линейных размеров (диаметров участков трубопровода до и после местного сопротивления, расстояния от местного сопротивления до ближайших сечений с пьезометрами).

3. Изучить порядок снятия отсчетов и место их записи в таблицах 3.15 и 3.16.

4. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров установились на одной отметке) измерить и записать в таблицы 3.15 и 3.16:

а) показания пьезометров $H_{\text{п}}$ в начальном и конечном сечениях участка местного сопротивления;

б) показания пьезометров ∇_1 и ∇_2 расходомера и их разность $\Delta H_{\text{п}} = \nabla_1 - \nabla_2$, после чего по тарировочному графику определить установившийся расход воды Q ;

в) температуру воды T и соответствующий ей кинематический коэффициент вязкости ν (по графику или приложению 5).

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицу 3.16:

а) значения средних скоростей потока воды v в соответствующих сечениях с помощью уравнения неразрывности (3.1);

б) значения критерия Рейнольдса по формуле (3.8)

в) скоростные напоры в сечениях $H_v = \alpha v^2/(2g)$, где коэффициент кинетической энергии $\alpha = 1,1$ для турбулентного режима движения;

г) полные напоры в сечениях $H = H_{\text{п}} + H_v$;

д) полные потери напора h на участке трубопровода с местным сопротивлением из уравнения Бернулли (3.24);

е) коэффициенты гидравлического трения λ с помощью формулы А.Д. Альтшуля (3.20) или графика Мурина (приложение 10);

ж) потери напора по длине $h_{\text{д}}$ на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, по формуле Дарси-Вейсбаха (3.17) и сумму этих потерь $\Sigma h_{\text{д}}$;

з) местную потерю напора $h_{\text{м}} = h - \Sigma h_{\text{д}}$;

и) опытное значение коэффициента местного сопротивления $\zeta_{\text{оп}}$ с помощью формулы (3.23);

к) справочное значение коэффициента $\zeta_{\text{спр}}$ по приложению 11.

2. Сделать вывод о соответствии опытного $\zeta_{\text{оп}}$ и справочного $\zeta_{\text{спр}}$ коэффициента местного сопротивления.

Таблица 3.14.

Сведения об установке

Цвет и материал трубопровода	$\Delta_{\text{спр}}$	Вид местного сопротивления	№ сеч.	d	S	r	α	l	Тип расходомера
	мм			см	см ²	см	°	см	

Таблица 3.15.

Определение расхода и вязкости воды

∇_1	∇_2	$\Delta H_{\text{п}}$	Q	T	ν
см	см	см	л/с	°С	см ² /с

Таблица 3.16.

Определение местной потери напора

№№ сеч/	$H_{\text{п}}$	v	Re	H_v	H	h	λ	$h_{\text{д}}$	$\Sigma h_{\text{д}}$	$h_{\text{м}}$	$\zeta_{\text{оп}}$	$\zeta_{\text{спр}}$
	см	см/с		см	см	см		см	см	см		

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Что такое местные сопротивления и почему они возникают?
2. Какие бывают виды местных сопротивлений?
3. К чему приводит наличие местных сопротивлений в потоке жидкости, и какое практическое значение имеет умение определять коэффициенты местных сопротивлений?
4. От чего зависят и по какой формуле определяются местные потери напора?
5. От чего зависят коэффициенты местных сопротивлений и как они определяются для практических расчетов?
6. Как определяются опытные значения коэффициентов местных сопротивлений?

3.6. Практическая работа «Расчет короткого трубопровода»

Цель работы:

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками гидравлического расчета коротких трубопроводов.

Общие сведения

Коротким называется трубопровод, при расчете которого учитываются местные потери напора, а уравнение Бернулли применяется в канонической форме. Это целесообразно делать в случаях, когда доля местных потерь напора велика. Поэтому практически трубопровод считается коротким, если в нем местные потери напора превышают 10 % в общих потерях напора.

Имеются три основных типа задач при гидравлическом расчете коротких трубопроводов:

1. Определение напора (давления) в начале потока и (или) в других его сечениях при заданном расходе и известных геометрических размерах установки.
2. Определение расхода при заданных геометрических размерах установки и известном действующем напоре.
3. Определение длины или диаметра трубопровода при заданных значениях расхода, напора и геометрической схемы установки.

В некоторых случаях, например, для определения давления, может возникнуть также вопрос о распределении напоров вдоль потока. Наиболее наглядно такое распределение, представляется в графической форме. Графики, показывающие величину полного H , потенциального $H_n = z + p/\gamma$ и геометрического z напора в каждом сечении потока, соответственно называется напорной $H = f_1(L)$, пьезометрической $H_n = f_2(L)$ и геометрической $z = f_3(L)$ линиями.

Для решения задач гидравлического расчета коротких трубопроводов используются следующие основные зависимости: уравнение неразрывности (3.1) капельных жидкостей; уравнение Бернулли (3.10) для реальной жидкости; формула Дарси-Вейсбаха для определения потерь напора по длине (3.17) и местных потерь напора (3.23); критерий Рейнольдса (3.8) для определения режимов движения жидкости; формулы или графики для

определения коэффициента гидравлического трения λ , например, формула Альтшуля (3.20) или график Мурина (приложение 10).

Задание:

1. Определить расход воды Q , вытекающей из напорного бака через прямолинейный трубопровод, при следующих заданных параметрах (см. рис. 3.10 и табл. 3.17): температура воды T ; уклон трубопровода относительно горизонта α ; заглубление центра тяжести входного сечения трубопровода под уровень жидкости h ; длины участков трубопровода l_1 и l_2 ; внутренние диаметры участков трубопровода d_1 и d_2 ; показание мановакуумметра p_m , установленного на крышке бака. Трубопровод считать коротким, трубы стальные после нескольких лет эксплуатации.

2. В масштабе построить линию полного гидродинамического напора и пьезометрическую линию с учетом потерь напора.

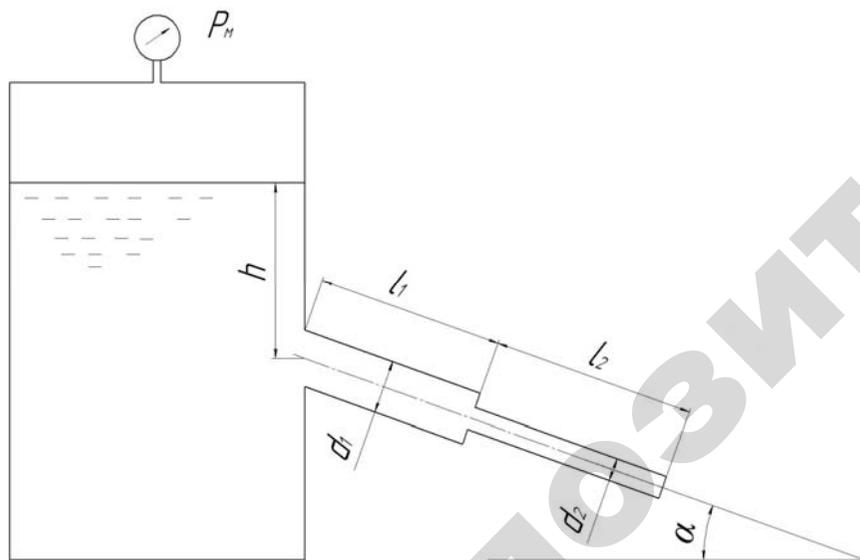


Рис. 3.10. Расчетная схема

Выбор индивидуальных данных

Вариант ¹	T , °C	α , град	h , см	l_1 , м	l_2 , м	d_1 , мм	d_2 , мм	p_m , кПа
1	20	25	200	1,4	1,2	22	36	10+x
2	40	10	280	1,8	1,6	26	32	5+x
3	30	45	110	2,2	2	16	34	16+x
4	50	20	140	2,6	2,4	20	30	8+x
5	60	25	120	3	2,8	22	32	-4-x
6	70	30	100	3,4	3,2	32	24	-6-x
7	20	35	120	3,8	3,6	30	24	-10-x
8	30	30	110	3,2	3,4	14	28	-5-x
9	40	25	120	2,6	3	20	34	-4-x
10	50	20	140	2,2	2,6	18	36	-5-x
11	30	35	90	1,4	1,8	22	28	-6-x
12	20	40	100	1,6	1,4	16	26	-8-x
13	20	25	200	1,2	1,4	36	22	-10-x
14	40	10	280	1,6	1,8	32	26	-5-x
15	30	45	110	2	2,2	34	16	-16-x
16	50	20	140	2,4	2,6	30	20	-8-x
17	60	25	120	2,8	3	32	22	4+x
18	70	30	100	3,2	3,4	24	32	6+x
19	20	35	120	3,6	3,8	24	30	10+x
20	30	30	110	3,4	3,2	28	14	5+x
21	40	25	120	3	2,6	34	20	4+x
22	50	20	140	2,6	2,2	36	18	4+x
23	30	35	90	1,8	1,4	28	22	6+x
24	20	40	100	1,4	1,6	26	16	8+x
25	25	25	220	1,2	1,4	36	22	-12-x
26	40	15	280	1,6	1,8	32	26	-5-x
27	45	20	140	2,6	2,2	20	32	-8-x
28	60	30	120	3,4	3,2	32	24	6+x
29	25	35	140	3,8	3,6	32	24	12+x
30	40	30	180	1,6	1,8	32	40	15+x

Примечания: 1) номер варианта соответствует номеру студента в журнале преподавателя;
2) значение $x = 0 \dots 30$ присваивается ведущим преподавателем каждой студенческой группе.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Пример расчета

Для схемы трубопровода, представленной на рис. 3.11, определить расход воды, построить напорную и пьезометрическую линии. Уровень воды в баке поддерживается постоянным, ее температура 20 °С.

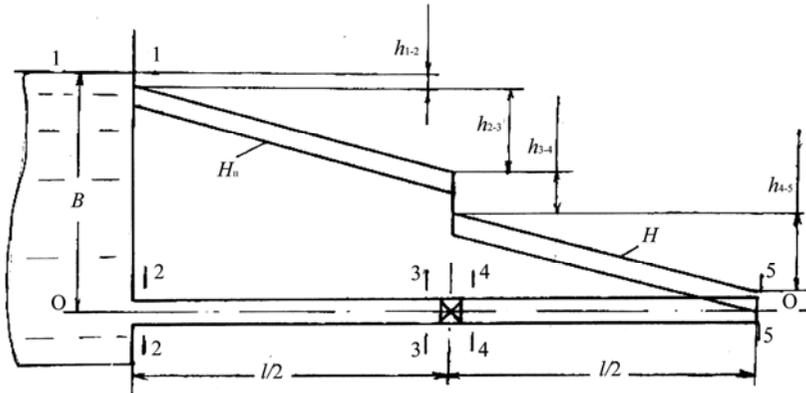


Рис. 3.11. Короткий трубопровод

Даны все геометрические размеры системы: $l = 2,4$ м, $d = 36$ мм, $S = 10,2$ см², $B = 3,1$ м. Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации. Угол поворота крана 10,4°.

Порядок расчета.

1. Составляется расчетная схема (модель) (рис. 3.11) и определяются параметры, характеризующие материал труб и жидкость.

В рассматриваемом примере абсолютная (эквивалентная) шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации $\Delta = 0,19$ мм (приложение 9), удельный вес воды $\gamma = 9,81$ кН/м³ (приложение 2), кинематический коэффициент вязкости воды при температуре 20 °С, $\nu = 0,01$ см²/с (приложение 5).

2. На схеме намечаются расчетные сечения: на границах потока и вблизи от местных сопротивлений (в рассматриваемом случае сечения 1...5). Через центр тяжести наиболее низкорасположенного сечения (из намеченных) проводится плоскость сравнения 0–0.

Это делает значение z положительным или равным 0. На схеме указываются соответствующие величины z .

3. Составляется уравнение Бернулли (3.10) для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений 1 и 5):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 \cdot v_5^2}{2 \cdot g} + h_{1-5}.$$

Действующий напор:

$$H_d = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_5 + \frac{p_5}{\gamma} \right).$$

Здесь $z_1 = B = 3,1$ м, $p_1 = p_{\text{атм. (изб)}} = 0$, так как площадь поверхности воды в баке намного превышает площадь поперечного сечения трубопровода, то из уравнения неразрывности p_1 принято избыточное, то и p_5 необходимо принимать, также избыточное.

Давление в струе жидкости равно давлению в окружающей среде, соответственно в нашем примере $p_5 = p_{\text{атм. (изб)}} = 0$. Подставляя эти данные в выражения для действующего напора, получим

$$H_d = (3,1 + 0 + 0) - (0 + 0) = 3,1 \text{ м.}$$

Общие потери напора в системе равны сумме потерь напора на каждом участке:

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5},$$

где h_{1-2} – местные потери напора на входе в трубу;

h_{2-3} – потери напора по длине $l/2$ на участке между баком и краном;

h_{3-4} – местные потери напора на кране;

h_{4-5} – потери напора по длине $l/2$ на участке за краном.

Соответственно преобразуем исходные уравнения:

$$H_d = \frac{\alpha_5 \cdot v_5^2}{2 \cdot g} + \zeta_{1-2} \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \lambda_{2-3} \cdot \frac{l/2}{d} \cdot \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + \zeta_{3-4} \cdot \frac{v_4^2}{2 \cdot g} + \lambda_{4-5} \cdot \frac{l/2}{d} \cdot \frac{v_5^2}{2 \cdot g},$$

где ζ_{1-2} – коэффициент местного сопротивления участка 1–2 (вход в трубу);

λ_{2-3} , λ_{4-5} – коэффициент гидравлического трения трубопровода на участке 2–3 и 4–5 соответственно;

ζ_{3-4} – коэффициент местного сопротивления участка 3–4 (кран);

Умножаются обе части уравнения на $(2 \cdot g)$ и в общем случае выносятся за скобки v_5^2 , а отношение скоростей изменяется с помощью уравнения неразрывности отношением площадей.

В данном примере трубопровод на обоих участках одинаковый, поэтому и средние скорости v во всех сечениях трубопровода будут также одинаковы. Одинаковы будут коэффициенты гидравлического трения λ и соответственно потери напора h на участках 2–3 и 4–5, поэтому в дальнейшем соответствующие величины будем записывать без индексов.

Таким образом, расчетное уравнение примет вид:

$$2 \cdot g \cdot H_d = v^2 \left(\alpha + \zeta_{1-2} + \lambda \cdot \frac{l/2}{d} + \zeta_{3-4} + \lambda \cdot \frac{l/2}{d} \right).$$

В данном уравнении неизвестными величинами являются средняя скорость v , а также зависящие от нее коэффициенты α и λ . То есть имеет место зависимость $v = f(v)$. Поэтому рассматриваемое уравнение решается методом последовательных приближений:

а) намечается предварительно режим движения – в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;

б) определяются в первом приближении все коэффициенты; для принятого режима $\alpha = 1,1$; $\zeta_{1-2} = 0,5$, $\zeta_{3-4} = 0,35$ (приложение 11), $\lambda = 0,031$ по графику Мурина для участка линии, у которой $d/\Delta = 36 \text{ мм}/0,19 \text{ мм} = 189$, расположенного в зоне развитого движения – зона V (приложение 10);

в) в расчетное уравнение подставляются найденные коэффициенты, а также остальные известные величины и определяется скорость в первом приближении

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_d}{\alpha + \zeta_{1-2} + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{3-4}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 3,1}{1,1 + 0,5 + 0,031 \frac{2,4}{0,036} + 0,35}} = 3,89 \text{ м/с};$$

г) по найденной скорости вычисляется число Рейнольдса, уточняется режим движения, и определяются коэффициенты во втором приближении для всех участков трубопровода:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{389 \cdot 3,6}{0,01} = 1,4 \cdot 10^5.$$

Соответственно из графика Мурина следует, что $\lambda = 0,031$. То есть в данном примере величина коэффициента λ осталась без изменения. Это показывает, что режим движения выбран правильно и все остальные коэффициенты также не изменяются. Следовательно, дальнейших уточнений не требуется.

4. С помощью уравнения неразрывности (3.1) определяется расход воды

$$Q = v \cdot S = 389 \cdot 10,2 = 3969 \text{ см}^3/\text{с} = 3,97 \text{ л/с}.$$

5. С помощью уравнения неразрывности (3.1) вычисляются средние скорости в остальных сечениях. В данном примере, как уже отмечалось, скорости во всех сечениях одинаковы $v = 389 \text{ см/с}$.

По значениям средних скоростей определяются скоростные напоры, то есть в данном примере:

$$\frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{389^2}{2 \cdot 981} = 77,1 \text{ см},$$

$$\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} = 1,1 \cdot 77,1 = 84,8 \text{ см}.$$

6. Находятся потери напора на каждом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \zeta_{1-2} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,5 \cdot 77,1 = 38,6 \text{ см},$$

$$h_{2-3} = \lambda \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,031 \cdot \frac{120}{3,6} \cdot 77,1 = 79,7 \text{ см},$$

$$h_{3-4} = \zeta_{3-4} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,35 \cdot 77,1 = 27,0 \text{ см},$$

$$h_{4-5} = h_{2-3} = 79,7 \text{ см}.$$

7. Определяются с помощью уравнения Бернулли полные напоры во всех расчетных сечениях, начиная с последнего (таблица 3.18):

$$H_5 = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 \cdot v_5^2}{2 \cdot g} = 0 + 0 + 84,8 \text{ см,}$$

$$H_4 = H_5 + h_{4-5} = 84,8 + 79,7 = 164,5 \text{ см,}$$

$$H_3 = H_4 + h_{3-4} = 164,5 + 27,0 = 191,5 \text{ см,}$$

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} = 191,5 + 79,7 = 271,2 \text{ см,}$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2} = 271,2 + 38,6 = 309,8 \text{ см.}$$

В то же время:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = 310 + 0 = 310 \text{ см.}$$

Ошибка определения H_1 равна 0,2 см, то есть меньше 1 %, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

8. Вычисляются потенциальные напоры: в начальном и конечном сечениях по формуле

$$H_{\text{п}} = z + \frac{p}{\gamma},$$

а в остальных – по соотношению

$$H_{\text{п}} = H - \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g},$$

например,

$$H_{\text{п5}} = H_4 - \frac{\alpha_4 \cdot v_4^2}{2 \cdot g},$$

$$H_{\text{п4}} = H_4 - \frac{\alpha \cdot v_4^2}{2 \cdot g} = 164,5 - 84,8 = 79,7 \text{ см.}$$

Результаты определения потенциальных напоров в остальных сечениях приведены в таблице 3.18.

9. Находятся пьезометрические напоры в промежуточных сечениях по формуле

$$\frac{p}{\gamma} = H_{\text{п}} - z,$$

например,

$$\frac{p_4}{\gamma} = H_{\text{п4}} - z_4 = 79,7 - 0 = 79,7 \text{ см.}$$

Остальные значения приведены в итоговой таблице 3.18.

Таблица 3.18.

Результаты определения напоров в трубопроводе

Сечение	z , см	p/γ , см	$H_{\text{п}}$, см	$\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g}$, см	H , см	L^* , см	h , см
1	310	0	310	0	310	–	38,6
2	0	186,4	186,4	84,8	271,2	0	79,7
3	0	106,7	106,7	84,8	191,5	1,2	27,0
4	0	79,7	79,7	84,8	164,5	1,2	79,7
5	0	0	0	84,8	84,8	2,4	–

L^* – расстояние до рассматриваемого сечения от начала трубопровода

10. По данным таблицы 3.18 строятся напорная, пьезометрическая и геометрическая линии (рис. 3.11). При этом шаг шкалы может быть принят таким, чтобы 1 см длины шкалы составлял (1, 2 или 5)·10^{*n*} величины, откладываемой на соответствующей оси (*n* – любое целое число).

11. Анализируя графическое представление пьезометрического напора (линия $H_{\text{п}}$, рис. 3.11) и полного гидродинамического напора (линия H , рис. 3.11) видно, что на участках трубопровода между сечениями 2-3 и 4-5 происходит плавное падение линий, что обусловлено наличием потерь напора по длине h_{2-3} и h_{4-5} . На участках, где имеются местные сопротивления (вход в трубу и кран) наблюдается резкое ступенчатое падение линии. Графическое представление изменения напоров в трубопроводе согласуется с энергетическими законами физики.

Контрольные вопросы:

1. Какой трубопровод называют коротким?
2. Какие основные типы практических задач решают при гидравлическом расчете короткого трубопровода?
3. Какие основные теоретические формулы используют при гидравлическом расчете короткого трубопровода?
4. Как выбираются расчетные сечения, и проводится горизонтальная плоскость сравнения для составления уравнения Бернулли?
5. Почему при аналитическом методе определения расхода жидкости в коротком трубопроводе задачу приходится решать методом последовательных приближений?

3.7. Практическая работа «Определение параметров гидравлического удара»

Цель работы:

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками определения параметров гидравлического удара, возникающего в напорном трубопроводе при резком закрытии крана.

Общие сведения

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, при котором происходит периодическое изменение давления в трубопроводе, возникающее вследствие изменения скорости движения жидкости. Например, при закрытии задвижки в конце трубопровода примыкающие частицы жидкости затормаживаются, и в этой зоне повышается давление (рис. 3.12). Затем тормозятся соседние частицы жидкости. В результате зона повышенного давления быстро расширяется, занимая весь трубопровод. При этом создается неравновесное состояние, так как давление, возникшее в трубопроводе, превышает давление, создаваемое напорным резервуаром. Поэтому жидкость начнет вытекать из трубопровода, и давление в нем понизится. Из-за инерции жидкости давление станет меньше, чем давление в напорном баке, поэтому жидкость будет вновь вытекать в трубопровод и тормозиться у задвижки. То есть весь процесс повторяется. Таким образом, при гидравлическом ударе через трубопровод проходят волны повышенного давления.

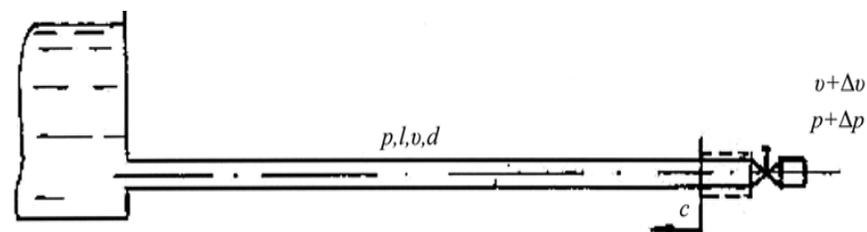


Рис. 3.12. Схема гидравлического удара

Величина повышения давления при гидравлическом ударе зависит от ряда факторов, в том числе свойств жидкости и параметров трубопровода, величины изменения скорости потока и времени, за которое происходит это изменение. Соответственно гидравлические удары подразделяют на два вида – прямой или непрямой.

Для определения величины изменения давления в трубопроводе при прямом гидравлическом ударе используется формула Н. Е. Жуковского

$$\Delta p_{\text{пр}} = \rho \cdot c \cdot \Delta v, \quad (3.27)$$

где ρ – плотность жидкости;

c – скорость распространения фронта волны гидравлического удара;

Δv – изменение скорости, в результате которой возникает гидравлический удар.

Скорость распространения фронта волны гидравлического удара также определяют по формуле Н. Е. Жуковского

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}} \cdot d}{E \cdot \delta}}}, \quad (3.28)$$

где $c_0 = \sqrt{E_{\text{ж}}/\rho}$ – скорость распространения звука в безграничном объеме данной жидкости;

$E_{\text{ж}}$ – модуль упругости жидкости;

E – модуль упругости материала трубопровода;

d – диаметр трубопровода; δ – толщина стенок трубопровода.

Формулы (3.27) и (3.28) справедливы для прямого удара, то есть такого, который возникает при очень быстрой остановке потока жидкости, например, при резком закрытии задвижки. Считается, что данное условие выполняется, если

$$t_3 \leq t, \quad (3.29)$$

где t_3 – время закрытия задвижки; $t = 2 \cdot l / c$ – время возвращения к задвижке фронта волны гидравлического удара (при этом давление у задвижки понижается);

l – длина трубопровода.

Если время закрытия больше и условие (3.29) не выполняется, то удар называется непрямым. В этом случае повышение давления может быть значительно меньше, чем при прямом ударе. Изменение давления при непрямом ударе определяется по формуле Мишо

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta v \cdot \frac{t}{t_3} = \frac{2 \cdot \rho \cdot l \cdot \Delta v}{t_3}. \quad (3.30)$$

Задание:

1. Определить время полного закрытия задвижки t_3 , при котором в трубопроводе возникнет прямой гидравлический удар.

2. Определить наименьшее время полного закрытия задвижки $t_{3,\text{мин}}$, чтобы повышение давления в водопроводе при возникновении непрямого гидравлического удара не превышало $\Delta p_{\text{макс}} = 0,3$ МПа при следующих заданных параметрах (рис. 3.12, табл. 3.19): расход Q и температура T воды; трубопровод горизонтальный стальной с внутренним диаметром d и длиной l ; толщина стенок трубопровода δ .

3. Определить превышение давления Δp в трубопроводе при мгновенной остановке потока (прямой гидравлический удар), например, при резком закрытии крана или клапана, при тех же исходных параметрах потока. Сравнить результат со значением $\Delta p_{\text{макс}} = 0,3$ МПа.

Порядок выполнения работы

1. Из таблицы 3.19 выписать индивидуальные данные для решения задачи: расход воды Q ; температуру воды T и соответствующую ей плотность ρ по приложению 7; модуль упругости воды $E_{\text{ж}}$ и материала трубопровода E по приложению 3; диаметр d и длину l трубопровода; толщину стенок трубопровода δ .

2. По формуле (3.29) определить время полного закрытия задвижки t_3 , при котором в трубопроводе возникнет прямой гидравлический удар.

3. Из уравнения неразрывности (3.1) определить среднюю скорость движения воды v в трубопроводе до начала закрытия задвижки.

4. Из формулы (3.30) определить наименьшее время полного закрытия задвижки $t_{3,\text{мин}}$ при заданном максимальном значении повышения давления $\Delta p_{\text{макс}}$. Так как по условию задачи задвижка закрывается полностью, то конечная скорость будет равна нулю, тогда изменение скорости $\Delta v = v$.

5. Используя формулы (3.27) и (3.28) определить повышение давления $\Delta p_{\text{пр}}$ в трубопроводе при мгновенной остановке потока воды.

6. Сделать выводы, где сравнить значение повышения давления $\Delta p_{\text{пр}}$ в трубопроводе при мгновенной остановке потока с допустимым значением $\Delta p_{\text{макс}}$ и обозначить диапазон времени закрытия задвижки, при котором допустимое значение $\Delta p_{\text{макс}}$ не превышает.

Прим. к табл. 3.19: 1) вариант соответствует номеру студента в журнале преподавателя; 2) значение $x = 0,8...3$ присваивается преподавателем студенческой группе.

Таблица 3.19.

Выбор индивидуальных данных

Вариант	Q , л/с	T , °С	l , м	d , мм	δ , мм
1	3·x	10	50·x	65	2,5
2	4·x	15	60·x	71	2,5
3	5·x	20	70·x	84	2,5
4	6·x	25	80·x	96	3,0
5	9·x	30	90·x	115	3,0
6	12·x	35	100·x	134	3,0
7	16·x	40	110·x	159	4,5
8	20·x	45	120·x	171	4,5
9	28·x	50	130·x	210	4,5
10	43·x	55	140·x	261	6,0
11	61·x	60	150·x	311	7,0
12	83·x	65	160·x	363	7,0
13	107·x	70	170·x	412	7,0
14	137·x	75	180·x	466	7,0
15	168·x	80	190·x	516	7,0
16	3·x	80	200·x	65	2,5
17	4·x	75	210·x	71	2,5
18	5·x	70	220·x	84	2,5
19	6·x	65	230·x	96	3,0
20	9·x	60	240·x	115	3,0
21	12·x	55	250·x	134	3,0
22	16·x	50	260·x	159	4,5
23	20·x	45	270·x	171	4,5
24	28·x	40	280·x	210	4,5
25	43·x	35	290·x	261	6,0
26	61·x	30	300·x	311	7,0
27	83·x	25	310·x	363	7,0
28	107·x	20	320·x	412	7,0
29	137·x	15	330·x	466	7,0
30	168·x	10	340·x	516	7,0

Контрольные вопросы:

1. Основная причина возникновения гидравлического удара и возможные негативные последствия при его возникновении.
2. В чем отличие прямого и не прямого гидравлического удара?
3. От каких факторов зависит величина повышения давления при гидравлическом ударе?
4. Соблюдение каких мер позволяет избежать критического повышения давления в трубопроводе при гидравлическом ударе?
5. Как на практике используется явление гидравлического удара?

3.8. Лабораторная работа «Истечение жидкости через отверстия и насадки»

Цель работы:

1. Опытным путем изучить различные виды истечения свободной струи жидкости.
2. Овладеть навыками определения коэффициентов, характеризующих истечение жидкости через малое круглое отверстие и насадки различной формы.
3. Овладеть навыками расчета времени опорожнения резервуара.

Общие сведения***Истечение через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре***

Жидкость вытекает из отверстия в пространство, заполненное газом или капельной жидкостью, в виде струи (струя – поток жидкости, у которого отсутствуют твердые границы).

Характерной особенностью потока жидкости при истечении из отверстия диаметром d является то, что на относительно коротком начальном участке струи длиной $(0,5...1) \cdot d$, происходит значительное изменение местных скоростей потока по направлению и величине. У входа в отверстие (рис. 3.13) местные скорости направлены навстречу друг другу, а в конечном сечении рассматриваемого участка (сеч. 2–2, рис. 3.13) векторы местных скоростей становятся практически параллельными. Это сечение называется сжатым, так как оно имеет наименьшую площадь в сравнении с другими поперечными сечениями начального участка струи жидкости.

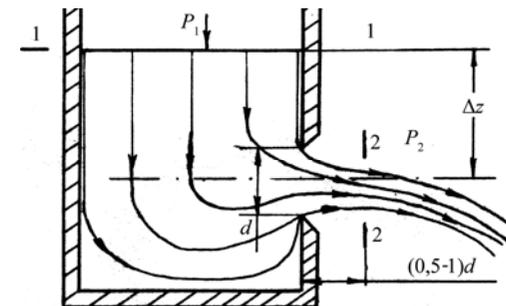


Рис. 3.13. Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Начиная со сжатого сечения, струя становится слабodeформированной, и живое сечение потока становится практически плоским. В этом случае становится возможным применение уравнения Бернулли.

Уменьшение площади сечения струи на начальном участке происходит вследствие кривизны, которую приобретают траектории частиц жидкости под влиянием инерции. Особенно большую кривизну приобретают траектории частиц, движущихся непосредственно по стенке. Эти частицы, выйдя из отверстия, образуют границу струи.

Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0} = \frac{d_c^2}{d_0^2}, \quad (3.31)$$

где S_0 и S_c – площади отверстия и сжатого сечения соответственно; d_0 и d_c – диаметры отверстия и струи в сжатом сечении соответственно.

Наименьшее значение коэффициент ε имеет при так называемом совершенном сжатии, которое получается, когда отверстие расположено достаточно далеко (свыше $3d$) от дна и боковых стенок резервуара.

Отверстие называется малым, если в сжатом сечении местные скорости практически равны. Принято считать, что указанное условие выполняется, если действующий напор H превышает не менее чем в 10 раз наибольший вертикальный размер отверстия. Таким образом, круглое отверстие, имеющее диаметр d , является малым, если $H \geq 10d$.

Действующий напор определяется по формуле

$$H = \Delta z + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g}, \quad (3.32)$$

где Δz – превышение поверхности жидкости в резервуаре над центром тяжести сжатого сечения;

p_1 и p_2 – давления соответственно на поверхности жидкости в резервуаре и в сжатом сечении струи жидкости (в практических расчетах оно принимается равным давлению в окружающей струю среде);

γ – объемный вес жидкости;

$\alpha_1 \cdot v_1^2 / (2 \cdot g)$ – скоростной напор в сечении на поверхности жидкости внутри резервуара (если площадь сечения резервуара много больше площади отверстия, то этот скоростной напор практически равен 0).

Из формулы (3.32) видно, что действующий напор H представляет собой избыток полного напора в сечении 1–1, которое совпадает со свободной поверхностью жидкости в резервуаре, над потенциальным напором в сжатом сечении.

Стенка называется тонкой, если параметры, характеризующие истечение, не зависят от ее толщины. Такой вид истечения в обычных условиях обеспечивается, если стенка имеет толщину меньше диаметра отверстия, а вход в него выполнен в виде острой кромки, которой касается поток жидкости, вытекающей из отверстия.

Расход жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре H вычисляется по формуле:

$$Q = \mu \cdot S_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (3.33)$$

где g – ускорение свободного падения;

μ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода:

$$\mu = \varepsilon \varphi, \quad (3.34)$$

где ε – коэффициент сжатия, определяемый по формуле (3.31);

φ – коэффициент скорости, учитывающий влияние гидравлических сопротивлений на скорость истечения.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (3.35)$$

где α – коэффициент кинетической энергии (при истечении через отверстие $\alpha \approx 1$);

ζ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Коэффициент скорости φ показывает долю, которую составляет скорость жидкости в сжатом сечении v_c от скорости движения идеальной жидкости v_n в тех же условиях, т. е.

$$v_c = \varphi \cdot v_n = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \quad (3.36)$$

Формула (3.33) получена с помощью уравнения Бернулли, примененного для сечений 1–1 и 2–2 (рис. 3.13) с учетом соотношений (3.31), (3.32), (3.34), (3.35).

Значения коэффициентов μ , ϵ , φ , ζ для круглого отверстия при турбулентном режиме приведены в приложении 12.

Истечение через насадки при постоянном напоре

Насадком называется короткий отрезок трубы длиной $l = (3 \dots 4) \cdot d$, соединенный с отверстием.

Расход при истечении через насадки вычисляется по формуле (3.33), которая выводится, как и в случае истечения через малое отверстие, путем применения уравнения Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 (рис. 3.14). Соотношения между коэффициентами, характеризующими истечение, такие же, как и для малых отверстий (см. формулы (3.31), (3.34), (3.35)).

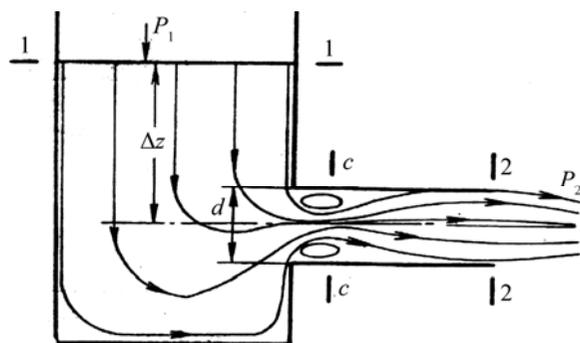


Рис. 3.14. Схема истечения жидкости через наружный цилиндрический насадок

Величина коэффициентов, характеризующих истечение через насадки, зависит от типа насадка и режима движения жидкости.

Средние значения этих коэффициентов при турбулентном режиме истечения приведены в приложении 12, где они даны для насадков, имеющих оптимальные соотношения размеров и отнесены к сечению на выходе.

При обтекании острой входной кромки насадка при турбулентном режиме частицы жидкости, двигавшиеся непосредственно у стенок резервуара, так же, как и при истечении из отверстия, в результате инер-

ции отрываются у входной кромки от стенок насадка. Но в отличие от отверстия боковые стенки насадка оказывают воздействие на поток жидкости при истечении таким образом, что поток заполняет сечение насадка полностью и на выходе из него векторы местных скоростей становятся практически параллельными (рис. 3.14). Это означает, что сжатое сечение струи жидкости совпадает с началом струи, площадь его равна площади выходного отверстия насадка, а коэффициент сжатия $\epsilon = 1$. Исключение составляют конические сходящиеся насадки с большой конусностью, для которых коэффициент сжатия несколько меньше единицы. Например, при угле конусности 13° $\epsilon = 0,98$.

В начале насадка, в месте отрыва потока от стенок, образуется вихревая зона, которая увеличивает гидравлическое сопротивление. Чем относительно больше объем этой зоны, тем больше коэффициент гидравлического сопротивления насадка. Округление входных кромок насадка уменьшает размеры вихревой зоны, и соответственно, уменьшает сопротивление движению, тем самым увеличивает пропускную способность. Поэтому наибольшее значение коэффициента расхода μ имеет конoidalный насадок, у которого вихревая зона отсутствует. Однако практическое применение конoidalных насадков ограничено ввиду сложности его изготовления.

В пределах вихревой зоны у цилиндрических и конических сходящихся насадков площадь сечения потока меньше площади потока на выходе из насадка, поэтому в соответствии с уравнением Бернулли давление в вихревой зоне будет меньше давления среды, в которую происходит истечение. Для насадка Вентури наибольшее понижение давления наблюдается в сечении С–С (рис. 3.14), где оно уменьшается на величину $(0,75 \dots 0,8) \cdot \gamma \cdot H$.

Если давление в вихревой зоне насадка понизится до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре, то поток оторвется от стенок насадка (так называемый второй режим истечения).

Наибольший коэффициент расхода μ имеют насадки при оптимальном соотношении размеров $l = (3 \dots 4) \cdot d$. Например, при меньшей длине цилиндрического насадка поток не всегда будет устойчиво заполнять все сечения насадка; при большей длине возрастает доля потерь напора по длине. В обоих случаях коэффициенты μ , φ уменьшатся.

Насадки, имеющие длину свыше оптимальной, рассчитываются как короткие трубопроводы.

При течении жидкости через весьма малые отверстия и капилляры в результате уменьшения действующего проходного сечения со временем снижается расход вплоть до полного его прекращения, физико-химическое явление зарастивания канала слоем неподвижной жидкости называется **облитерацией** канала. По этой причине диаметр отверстия жиклеров и дросселей не должен быть меньше 0,2...0,4 мм.

Цилиндрические насадки применяются для увеличения пропускной способности отверстия. Конические расходящиеся – для уменьшения кинетической энергии потока на выходе (отсасывающие трубы гидротурбин). Конические сходящиеся, и в особенности коноидальные насадки, применяются в устройствах для получения компактной струи жидкости, имеющей большую кинетическую энергию: сопла активных турбин, дождевальных аппаратов, гидромониторов и т. п.

Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре

При опорожнении резервуара уменьшается действующий напор и, следовательно, расход вытекающей жидкости.

Расчетное время вытекания жидкости из открытого резервуара ($p_1 = p_2$, т. е. $H = \Delta z$), имеющего постоянную площадь S_p , горизонтального сечения, определяется по формуле

$$t_{\text{оп.расч}} = \frac{V}{Q_{\text{ср}}}, \quad (3.37)$$

где V – объем вытекшей жидкости;

$Q_{\text{ср}} = (Q_1 + Q_2)/2$ – средний расход жидкости за время истечения;

Q_1 и Q_2 – расходы в начале и конце опорожнения данного объема соответственно.

Очевидно, что

$$Q_1 + Q_2 = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot (\sqrt{H_1} + \sqrt{H_2}), \quad (3.38)$$

где H_1 и H_2 – действующие напоры в начале и конце опорожнения соответственно.

Определение времени опорожнения резервуара для рассмотренных условий можно производить также по развернутой формуле:

$$t_{\text{оп.расч}} = \frac{2 \cdot S_p}{\mu \cdot S_o \sqrt{2 \cdot g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (3.39)$$

Закономерности истечения жидкости при переменном напоре используются при расчете времени опорожнения (наполнения) резервуаров, в том числе дозирующих устройств систем автоматического регулирования.

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 3.15. Вода подается в бак 1 по трубопроводу 2 при открытом кране 3. Бак 1 имеет водосливную перегородку 4 для поддержания постоянного уровня в резервуаре 5. Избыток воды из бака 1 отводится по трубопроводу 6. В резервуаре 5 установлена перфорированная перегородка 7 для успокоения потока воды перед рабочим устройством для истечения 8. Установка имеет набор устройств для истечения, которые представляют собой отверстия и насадки различной формы, закрепленных на поворотном диске 9, вращением которого можно установить в рабочее положение любое имеющееся устройство для истечения. Резервуар 5 снабжен уровнемером 10 для определения значения Δz – превышение поверхности воды в резервуаре над центром выходного отверстия рабочего устройства для истечения 8. Подача воды в рабочее устройство для истечения происходит при открытом поворотном клапане 11.

Расход воды при проведении опытов определяется объемным способом при помощи мерного бака 12, имеющего уровнемер 13 для определения его наполнения. Мерный бак 12 опорожняется при открытии крана 14, установленного на трубопроводе 15.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, определить и записать в таблицы 3.20 и 3.21:

а) площади мерного бака $S_{м.б}$ и резервуара S_p в горизонтальной плоскости;

б) диаметры отверстий d_0 на выходе из устройств для истечения.

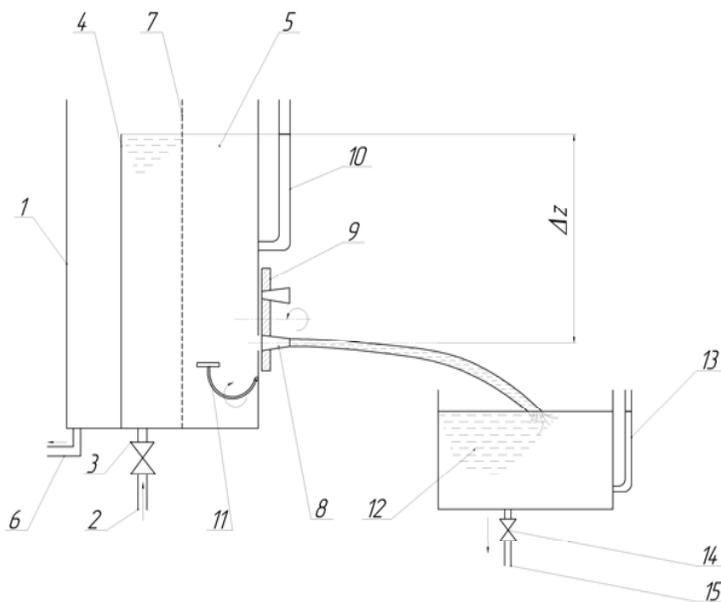


Рис. 3.15. Схема лабораторной установки

2. Изучить порядок снятия отсчетов, место их записи в таблицах, доложить об этом преподавателю и получить разрешение на запуск установки.

3. Установить в рабочее положение малое круглое отверстие, запустить установку, вывести ее в рабочий режим и, убедившись, что он установился (уровень воды в баке поддерживается постоянным), открыть запорный клапан, измерить и записать в таблицы 3.20 и 3.21:

а) превышение поверхности жидкости в резервуаре над центром выходного отверстия Δz и действующий напор H ;

б) диаметр d_c сжатого сечения струи, вытекающей из отверстия;

в) высоту наполнения мерного бака h и время его наполнения t .

4. Поочередно устанавливая в рабочее положение различные насадки, повторить опыт, каждый раз определяя высоту h и время t наполнения мерного бака. Результаты измерений занести в таблицу 3.21.

5. Установить в рабочее положение заданное преподавателем устройство для опорожнения, отключить подачу воды в установку, открыть запорный клапан и опорожнить резервуар от уровня Δz_1 до уровня Δz_2 , определив при этом опытное время опорожнения $t_{оп.опыт}$. Результаты измерений занести в таблицу 3.22.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицу 3.21:

а) площади выходных отверстий S_0 всех устройств для истечения;

б) объем воды в мерном баке $V = S_{м.б} \cdot h$ и соответствующий расход Q по формуле (3.2) во всех опытах;

в) опытные значения коэффициентов расхода μ по формуле (3.33);

г) опытные значения коэффициентов сжатия ϵ по формуле (3.31), причем для насадков принять $\epsilon = 1$;

д) опытные значения коэффициентов скорости φ по формуле (3.34);

е) опытные значения коэффициентов гидравлического сопротивления ζ , используя формулу (3.35);

ж) справочные значения коэффициентов μ , ϵ , φ и ζ по приложению 12.

2. Сделать вывод о соответствии опытных и справочных значений коэффициентов μ , ϵ , φ и ζ .

3. Определить и записать в таблицу 3.22:

а) площадь выходного отверстия S_0 устройства для опорожнения и соответствующий ему коэффициент расхода μ (выписать из таблицы 3.21);

б) расчетное время опорожнения резервуара $t_{оп.расч}$ от уровня Δz_1 до уровня Δz_2 по формуле (3.39).

4. Сделать вывод о соответствии опытного $t_{оп.опыт}$ и расчетного $t_{оп.расч}$ времени опорожнения.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Таблица 3.20.

Сведения об установке

Устройство для определения расхода	$S_{м.б}$	S_p	Δz	H
	дм ²	дм ²	см	см
Мерный бак				

Таблица 3.21.

Истечение при постоянном напоре

Устройство для истечения	d_0 мм	S_0 см ²	d_c мм	h дм	V дм ³	t с	Q л/с	μ		ε		ϕ		ζ	
								оп	спр	оп	спр	оп	спр	оп	спр
Малое круглое отверстие															
Внешний цилиндрический насадок															
Конический сходящийся насадок															
Конический расходящийся насадок															
Конический насадок															

Таблица 3.22.

Истечение при переменном напоре

Устройство для опорожнения	S_0 см ²	$\mu_{спр}$	Δz_1 см	Δz_2 см	$t_{оп}$	
					опыт	расч.

Контрольные вопросы:

1. Что такое струя и для чего применяются насадки?
2. Что называют малым отверстием в тонкой стенке?
3. Что такое сжатие струи, чем оно характеризуется и как возникает?
4. Что такое инверсия струи?
5. Что называют насадком, и какие бывают виды насадок?
6. От чего зависит и по какой формуле определяют расход жидкости при истечении из отверстий и насадок?
7. Как определяется скорость в сжатом сечении струи?
8. Как определяется действующий напор при истечении жидкости из отверстий и насадок?
9. Почему изменяется расход жидкости при опорожнении резервуара через отверстие или насадок? Как определяется время опорожнения?

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ**4.1. Практическая работа «Изучение конструкций и характеристик динамических насосов»****Цель работы:**

1. Ознакомиться с классификацией, маркировкой и областью применения динамических насосов.
2. Рассмотреть возможные неисправности в работе насосов и усвоить методы их устранения.
3. Изучить устройство и принцип действия различных динамических насосов.

Общие сведения

У динамических насосов рабочая камера, в которой происходит преобразование механической энергии в гидравлическую, постоянно свободно соединяется с входным и выходным патрубками. Поэтому, если наливать жидкость в верхний патрубок неработающего насоса, то она практически беспрепятственно будет вытекать из нижнего.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы по классификации относятся к лопастным динамическим насосам.

Лопастные насосы воздействуют на жидкость при помощи лопастей, которыми снабжены рабочие органы насоса.

В рабочем колесе центробежного насоса поток жидкости движется от центра к периферии под действием центробежных сил.

По особенностям конструкции различают следующие виды центробежных насосов:

- по числу ступеней – одноступенчатые и многоступенчатые;
- по способу подвода жидкости – одностороннего и двустороннего входа;
- по конструкции рабочего колеса – закрытого, полукрытого, открытого типа;
- по расположению вала – вертикальные и горизонтальные;
- по способу соединения с приводом – с общим валом (моноблочные) и с отдельными валами (соединение муфтой);
- по положению насоса, относительно уровня перекачиваемой жидкости – поверхностные, погружные и полупогружные.

Консольные насосы, тип К или КМ

Насосы типа К и КМ относятся к виду одноступенчатых, горизонтальных, поверхностных насосов одностороннего входа. Символ “К” означает консольный – рабочее колесо закреплено на конце вала вне зоны, защемленной подшипниками, то есть на консоли. Насосы типа К имеют отдельный вал, который, как правило, соединяется с валом приводного двигателя при помощи муфты. Насосы типа КМ (консольный моноблочный) не имеют отдельного вала, а насаживаются на удлиненный вал электродвигателя.

Маркировка, область применения

В настоящее время для маркировки насосов используется, в основном, тройное обозначение по международному стандарту ИСО 2853, например, **К 65-50-160**, где К – тип насоса (К или КМ); 65 и 50 – диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков соответственно, мм; 160 – номинальный диаметр рабочего колеса, мм. К маркировке также добавляются символы, характеризующие фактический диаметр рабочего колеса, код исполнения насоса, материал корпуса и рабочего колеса насоса, тип и материал уплотнений, направление вращения рабочего колеса и другая информация.

Для насосов производства стран СНГ иногда используется двойное обозначение, например, **К 8/18**, где К – тип насоса (К или КМ); 8 – номинальная подача насоса, м³/ч или л/с; 18 – напор насоса, м. К данной маркировке также могут добавляться символы, обозначающие дополнительные характеристики насоса.

Иногда производители насосов могут использовать для маркировки насосов как двойное, так и тройное обозначение. Например, ЗАО «Белнасоспром» [14] двойным обозначением маркируют насосы с направлением вращения рабочего колеса против часовой стрелки (если смотреть со стороны двигателя), а тройным обозначением – насосы с направлением вращения рабочего колеса по часовой стрелке.

Консольные насосы типа К или КМ нашли самое широкое применение в сельском хозяйстве, в промышленности, на транспорте, в городском коммунальном хозяйстве, а также для небольших стационарных и передвижных установок. Они применяются в системах водоснабжения, а также в качестве циркуляционных установок в системах центрального отопления жилых районов, мастерских, животноводческих, ферм и других объектов.

Консольные насосы предназначены для перекачивания питьевой и промышленно-хозяйственной воды с содержанием примесей не более 0,05 % по массе, размеры загрязняющих частиц не должны превышать 0,2 мм. Температура воды должна быть в пределах от 4 до 85 °С. Насосы могут применяться для перекачки и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности. Изготавливаются также специальные насосы для перекачки жидкостей температурой до 105 °С. Не допускается перекачивать жидкость, содержащую волокнистые материалы.

Консольные насосы в сравнении с другими имеют меньшую стоимость при достаточно высокой надежности.

Основные элементы конструкции консольных насосов

Основным рабочим органом консольного насоса (рис. 4.1) является рабочее колесо 3, закрепленное на валу шпонкой и гайкой. Рабочее колесо выполнено из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Передний диск в центре имеет входное отверстие, задний диск у больших насосов – разгрузочные отверстия для выравнивания давления, действующего на диски. В результате чего уменьшается осевое усилие, действующее на подшипники. Для снижения количества жидкости, поступающей из области высокого давления в зону низкого давления, применены щелевые уплотнения 4, которые представляют собой уплотняющие пояски вокруг входного и разгрузочных отверстий на рабочем колесе, а также уплотняющие кольца, запрессованные в примыкающих к колесу деталях насоса. Щелевые уплотнения повышают объемный КПД насоса.

Рабочее колесо помещено в корпусе насоса 2, который одновременно выполняет роль спирального отвода воды, заканчивающегося напорным патрубком. Насос поставляется с напорным патрубком, направленным вверх, но в случае необходимости патрубок может быть повернут в любое положение через 90°.

В корпусе насоса сделаны отверстия для залива и выпуска воды. При повороте корпуса эти отверстия надо сделать в новом месте. Корпус насоса закрывается крышкой, которая отлита из чугуна совместно с подводным (всасывающим) патрубком 1. С противоположной стороны корпус крепится к опорной стойке 8 или к опорному кронштейну (в зависимости от завода-изготовителя).

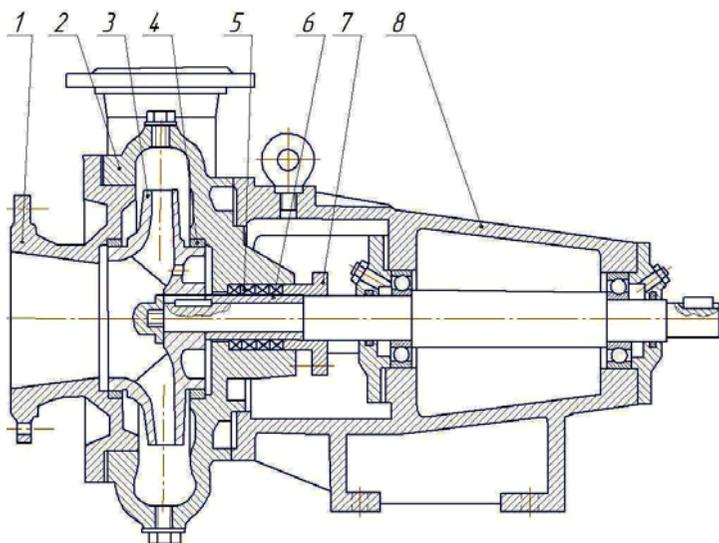


Рис. 4.1. Насос типа К:

- 1 – крышка с подводящим патрубком; 2 – корпус насоса; 3 – рабочее колесо; 4 – щелевые уплотнения; 5 – сальниковая х.б. набивка; 6 – защитная втулка; 7 – крышка сальника; 8 – опорная стойка

В опоре насоса устанавливается два шариковых подшипника, в которых крепится вал. Шариковые подшипники смазываются консистентными смазками или литолом, у некоторых насосов – моторным маслом.

Некоторые маломощные насосы могут быть снабжены только одним шариковым подшипником, установленным в стойке. В этом случае подшипник, установленный со стороны колеса, является подшипником скольжения и представляет собой бронзовую втулку. Этот подшипник смазывается перекачиваемой жидкостью. Для чего в корпусе имеется канал, соединяющий напорную полость насоса с опорной втулкой.

Для предотвращения утечки жидкости через щель между валом и корпусом предусмотрено сальниковое уплотнение. Оно состоит из корпуса, отлитого заодно с корпусом насоса, крышки 7, затягиваемой болтами, уплотнительного кольца и хлопчатобумажной сальниковой набивки 5, которая выполняется из колец, соединенных по косому срезу. Кольца укладываются по отношению друг другу на угол 120° .

Для предотвращения износа вала на него одевается защитная втулка 6. Крышка 7 затягивается таким образом, чтобы через сальник для его охлаждения и смазки протекало 15...20 капель жидкости в минуту. У насосов, имеющих рабочее колесо с разгрузочными отверстиями, сальниковое уплотнение находится в зоне разрежения, то есть через него возможен прорыв воздуха в рабочее колесо и прекращение подачи. Поэтому в среднюю часть сальника подается по специальному каналу (на рис. 4.1 не показан) из камеры высокого давления вода, которая создает гидравлическую завесу и предотвращает попадание воздуха, обеспечивает смазку и охлаждение сальника. Вал насосов типа К соединяется с валом двигателя через упругую муфту или с помощью шкива, если используется ременная передача.

Насосы типа КМ (рис. 4.2) - консольные моноблочные отличаются от насосов типа К тем, что не имеют своего вала, опорной стойки и подшипников. Детали насосов типа КМ монтируются на фланце и валу 5 электродвигателя. В гидравлическом отношении насосы типов К и КМ одинаковы.

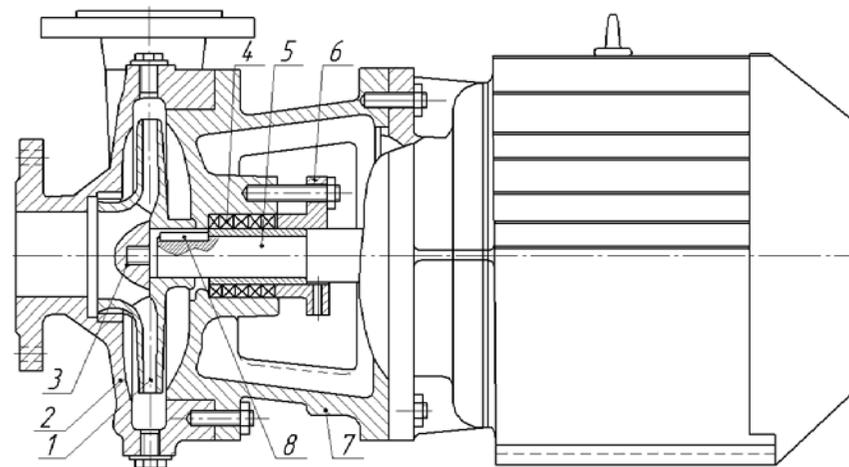


Рис. 4.2. Насос типа КМ:

- 1 – рабочее колесо; 2 – крышка с подводящим патрубком; 3 – гайка; 4 – сальниковая х.б. набивка; 5 – вал; 6 – крышка сальникового уплотнителя; 7 – фонарь для крепления насоса к электродвигателю; 8 – шпонка

Моноблочные насосы занимают меньше места, они удобнее при монтаже и эксплуатации, но требуют двигатель специального исполнения с удлиненным валом.

Монтаж насоса

Насос устанавливается на жестком фундаменте, масса которого должна быть в 5-6 раз больше массы агрегата, с тем, чтобы при его работе не наблюдалось вибрации. Допускается устанавливать насос без фундамента при условии выполнения на рабочем месте норм по шуму и вибрации. Вал насоса должен находиться в горизонтальном положении.

При центровке валов, соединяемых втулочно-пальцевыми муфтами, необходимо учитывать, что смещение осей насоса и двигателя не должно превышать 0,15 мм, а разность расстояний между торцами полумуфт, определяющая излом осей - 0,3 мм.

Для муфт с резиновыми пальцами радиальный зазор между полумуфтами должен быть в пределах 0,2...0,5 мм.

Всасывающий и напорный трубопроводы должны иметь опоры, исключающие передачу усилий на насос.

Всасывающий трубопровод должен быть герметичным, поэтому муфтовые соединения не допускаются, максимально коротким, без резких изгибов. На горизонтальных участках для предотвращения образования воздушных полостей всасывающий трубопровод укладывается наклонно с постепенным подъемом к насосу. Для заполнения насоса и всасывающего трубопровода, имеющего диаметр менее 250 мм, водой на входе в трубопровод устанавливается приемный (обратный) клапан с защитной сеткой, предотвращающей попадание мусора в насос. Для заполнения водой крупных насосов применяются вакуум-насосы.

Превышение оси насоса над динамическим (минимальным) уровнем воды в приемном колодце (резервуаре) не должно быть больше допустимой геометрической высоты всасывания.

На нагнетательном трубопроводе устанавливается задвижка для регулирования подачи и обратный клапан. Регулировать подачу насоса закрытием задвижки, установленной на всасывающем трубопроводе, категорически запрещается из-за возможности возникновения кавитации. Для контроля за работой насоса устанавливаются приборы: манометр - для измерения давления в нагнетательном патрубке; вакуумметр или мановакуумметр - для измерения давления во всасывающем патрубке; расходомер - на нагнетательном трубопроводе - для измерения подачи насоса.

Пуск и остановка консольного насоса

Перед пуском необходимо проверить:

- имеется ли масло для смазки шариковых подшипников;
- правильность затяжки крышки сальника: она должна быть затянута не слишком туго, но не слишком слабо;
- отсутствие заедания вращающихся частей насоса путем проворачивания вала за муфту от руки.

После проверки исправного состояния насоса:

- а) закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе - для уменьшения пускового момента двигателя;
- б) залить водой (жидкостью) всасывающий трубопровод и корпус насоса;
- в) включить двигатель (при появлении резких звуков и вибрации немедленно выключить и устранить неисправность) и плавно открыть задвижку (во избежание перегрева насоса долго работать при закрытой задвижке запрещается);
- г) по приборам проверить режим работы насоса.

При остановке насоса вначале закрывается задвижка, а затем отключается двигатель. При температуре окружающего воздуха меньше 5°C после остановки насоса необходимо выпустить воду из насоса и трубопроводов.

Возможные неисправности насосов и способы их устранения представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1.

Неисправности в работе и способы их устранения

Характер неисправности, причина и признаки	Способ устранения неисправности
I. Насос не подает жидкость	
1. Насос и всасывающая линия при пуске не залиты перекачиваемой жидкостью	1. Залить насос и всасывающий трубопровод
2. Приемный клапан не герметичен (после заливки уровень жидкости падает)	2. Разобрать приемный клапан, собрать и проверить его герметичность (плотность посадки)
3. Всасывающая линия не герметична	3. Уплотнить всасывающую линию в местах пропуска. Проверка плотности может осуществляться гидравлическим испытанием всасывающего трубопровода
4. Через сальник проходит воздух	4. Уплотнить сальник, при необходимости заменить набивку сальника

Характер неисправности, причина и признаки	Способ устранения неисправности
5. Рабочее колесо насоса вращается в обратную сторону II. Подача жидкости неравномерна, постепенно уменьшается или совершенно прекращается	5. Изменить направление вращения вала колеса
1. Уровень жидкости в откачиваемой емкости падает быстрее, чем предусмотрено	1. Уменьшить подачу насоса
2. Уровень жидкости падает настолько, что возможен подсос воздуха	2. То же
3. Приемная сетка недостаточно глубоко опущена	3. Удлинить всасывающую трубу
4. Насос подает жидкость неравномерно. Негерметичность всасывающего трубопровода или сальника	4. Уплотнить соединения труб, сальник подтянуть или сменить набивку
5. Приемная сетка, трубопровод и насос забиты грязью	5. Очистить сетку от грязи
6. Напряжение электрического тока упало. Электродвигатель не развивает полного числа оборотов	6. Поднять напряжение до номинального
7. Насос совершенно прекратил подачу жидкости вследствие резкого увеличения высоты всасывания	7. Уменьшить подачу или углубить насос

Центробежные насосы двухстороннего входа, типа Д

Насосы типа Д относятся к виду одноступенчатых, горизонтальных, поверхностных насосов двустороннего входа.

Маркировка, область применения

Маркировка насосов типа Д осуществляется аналогично насосам типа К и КМ (см. выше).

Насосы типа Д предназначены для перекачки воды, с содержанием твердых примесей не более 0,05 % по массе и размером частиц не более 0,2 мм. Температура воды не должна превышать 85°С. Насосы могут применяться для перекачки и других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности.

Насосы типа Д в сравнении с консольными создают значительно большую подачу при сопоставимом диаметре рабочего колеса. Поэтому в сельском хозяйстве они применяются, главным образом, в гидромелиоративных системах. Эти насосы также широко используются в городском и промышленном водоснабжении.

Конструктивные особенности

Основным рабочим органом насоса (рис. 4.3) является лопастное рабочее колесо *11* с двойным входом. Одна половина рабочего колеса представляет зеркальное отражение другой, то есть это как бы два колеса консольного насоса, соединенных задними дисками. Внутренний разделяющий диск не доходит до внешнего обода колеса, поэтому два отдельных потока, входящих в рабочее колесо, на выходе объединяются в один. Рабочее колесо *11* закреплено шпонкой посередине вала *16*, а по краям – защитными втулками и гайками. На концах вал *16* установлен в шариковых подшипниках *4* и *17*.

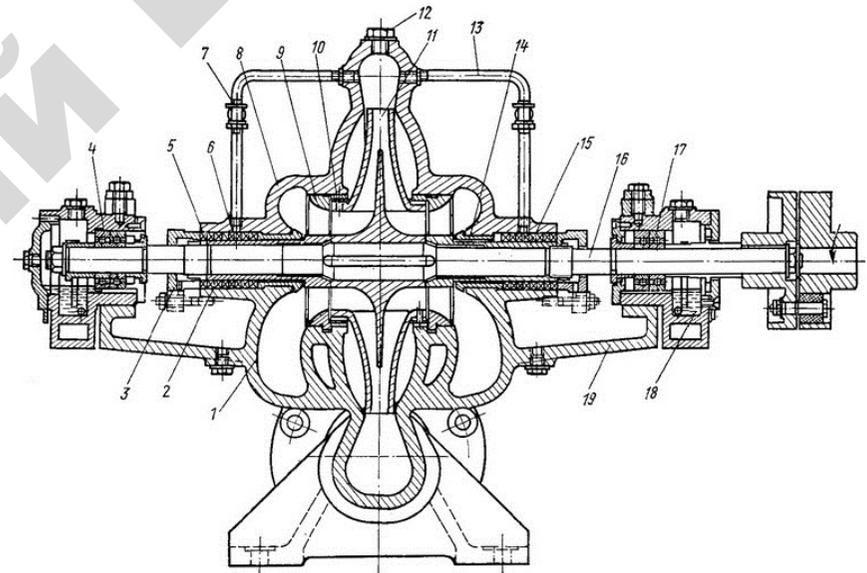


Рис. 4.3. Насос типа Д:

- 1 – корпус насоса; 2 – набивка сальника; 3 – крышка сальника;
- 4 и 17 – подшипники; 5 – корпус сальника; 6 – кольцо гидравлического уплотнения; 7 и 13 – трубки гидравлического уплотнения; 8 – крышка насоса;
- 9 и 10 – защитные кольца; 11 – рабочее колесо; 12 – заливная пробка;
- 14 – грундбукса; 15 – втулка; 16 – вал; 18 – масляная ванна; 19 – кронштейн

Щелевые и сальниковые уплотнения, в общем, аналогичны уплотнениям консольных насосов. Отличие состоит в том, что вода для гидравлического уплотнения сальника подается не через канал в корпусе, а по специальным трубкам *7* и *13*. При большой высоте

всасывания напор насоса не всегда обеспечивает надежность гидравлической завесы, и воздух прорывается в насос. В этом случае воду в сальник подают от постороннего источника с повышенным напором. От осевого усилия вал насоса разгружен, так как рабочее колесо симметрично. Рабочее колесо с валом размещается в корпусе, который сверху имеет плоский горизонтальный разъем, упрощающий монтаж и разборку насоса (разборку можно проводить, не отсоединяя насос от трубопроводов). Сверху насос закрывается крышкой 8, в которой имеются каналы, продолжающие каналы корпуса 1.

Подводящий канал раздваивается и подводит воду к колесу с двух противоположных сторон. Отвод воды спиральный. Подводящий и отводящий патрубки насоса расположены ниже оси насоса, перпендикулярно к ней.

Особенности эксплуатации насосов типа Д

У эксплуатации насосов типа Д и консольных много общего. Основное отличие состоит в том, что заполнение водой всасывающего трубопровода и корпуса насоса типа Д производится обычно с помощью специальных вакуум-насосов. На насосных станциях один вакуум-насос используется для запуска нескольких агрегатов.

Скважинные насосы типа ЭЦВ

Насосы типа ЭЦВ относятся к виду многоступенчатых, вертикальных, погружных насосов.

Маркировка, область применения

Маркировка скважинных насосов у различных производителей может отличаться. Например, ОАО «Завод Промбурвод» [15] для маркировки насосов стандартного исполнения использует следующее условное обозначение: **ЭЦВ 5-6,5-80 (ПЭДВ 3-120)**, где Э – электрический; Ц – центробежный; В – водяной; 5 – номинальный диаметр скважины в дюймах; 6,5 – номинальная подача насоса, м³/ч; 80 – напор насоса, м; ПЭДВ – марка электродвигателя; 3 – мощность электродвигателя, кВт; 120 – диаметр электродвигателя, мм.

Насосы ОАО «Завод Промбурвод» [15] стандартного исполнения имеют пластиковые рабочие колеса и отводы, а остальные детали насоса выполнены из обычной стали. Маркировка насосов нестандартного исполнения имеет дополнительные символы, которые помещаются перед обозначением марки электродвигателя:

- НРК – тоже, что и стандартный вариант с рабочим колесом из нержавеющей стали;
- ЧЛ – тоже, что и стандартный вариант с рабочим колесом отводом лопаточным из легированного чугуна;
- ЧЛК – рабочее колесо, аппарат направляющий, детали насоса, контактирующие с перекачиваемой жидкостью, выполнены из легированного чугуна со специальным покрытием;
- БР – рабочее колесо, аппарат направляющий, детали насоса выполнены из бронзы;
- НЛ – рабочее колесо, аппарат направляющий, детали насоса выполнены из литой нержавеющей стали.

Насосы типа ЭЦВ нашли широкое применение для подъема воды из глубоких скважин для городского, промышленного и сельскохозяйственного водоснабжения. Кроме того скважинные насосы применяются для осушения котлованов и гидротехнических сооружений, понижения уровня грунтовых вод и других случаях.

Насосы ЭЦВ предназначены для перекачки неагрессивной, технической и питьевой воды, имеющей температуру не выше 25 °С, содержащей механических примесей не более 0,01 % по массе, хлоридов – не более 1,5 мг/л, растворенных минеральных веществ – не более 1 500 мг/л.

Конструктивные особенности

Рассматриваемые агрегаты работают непосредственно в скважине, погруженные ниже минимального уровня воды не менее чем на 1 м. Агрегат состоит из погружных центробежного насоса и электродвигателя. Основным рабочим органом насоса (рис. 4.4) является лопастное рабочее колесо 4. В связи с тем, что насос опускается в скважину, диаметр его рабочего колеса значительно меньше, чем у консольных насосов, соответственно одно колесо создает относительно малое приращение напора. Тогда как для подъема воды из глубоких скважин требуется создание большого напора. Поэтому у погружных насосов на одном валу объединяется несколько рабочих колес (до 30). Таким образом, погружной насос представляет многоступенчатую систему, состоящую из ряда центробежных насосов, соединенных последовательно. Общий напор погружного насоса равен сумме напоров каждой ступени. Рабочие колеса для уменьшения осевого усилия снабжены разгрузочными отверстиями.

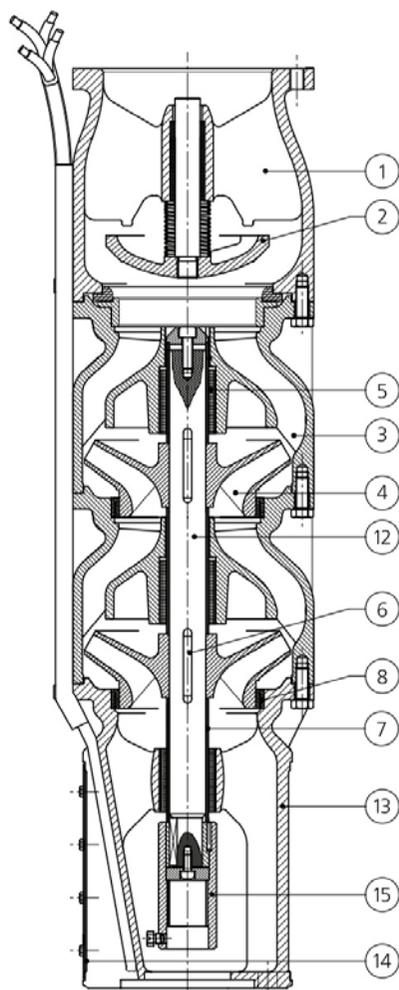


Рис. 4.4. Насос ЭЦВ 10 ЧЛК/БР/НЛ ОАО «Завод Промбурвод» [15]:

- 1 – головка насоса; 2 – обратный клапан; 3 – аппарат направляющий;
 4 – рабочее колесо; 5 – подшипник скольжения; 6 – шпонка; 7 – распорная втулка;
 8 – уплотнительное кольцо; 12 – вал; 13 – основание; 14 – сетка; 15 – муфта

Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений (уплотнительное кольцо 8), то есть так же, как и у консольных насосов. Рабочее колесо 4 на валу 12 крепится шпонкой 6.

Вода из рабочего колеса 4 поступает в направляющий аппарат 3, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от периферии рабочего колеса одной секции (ступени) в центр рабочего колеса следующей.

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании 13, которые снаружи закрыты защитной сеткой 14. Отвод воды происходит через обратный клапан 2 и головку насоса 1, к которой присоединяется нагнетательный трубопровод.

Вал насоса 12 закреплен в подшипниках скольжения 5, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы, резины или других материалов. Смазываются подшипники водой, которая поступает через продольные каналы.

В рабочем положении вал насоса расположен вертикально. В целях защиты двигателя от возможного попадания песка вал двигателя снабжен уплотнением из резиновых колец.

Снизу к насосу подсоединяется погружной электродвигатель ПЭДГ (погружной электродвигатель, герметичный) или ПЭДВ (погружной электродвигатель, водозаполненный). Вал насоса с валом двигателя соединяется муфтой 15. В муфте имеются специальные отверстия для прокрутки вала вручную при проверке правильности сборки. Ротор двигателя закреплен в двух подшипниках скольжения. Вес вращающихся частей воспринимается резинометаллическим подпятником, закрепленным в нижней части двигателя на шаровой опоре. Пята из нержавеющей стали соединена с валом при помощи шпонки. Охлаждение двигателя, а также смазка и охлаждение подшипников и подпятников осуществляется перекачиваемой жидкостью или жидкостью, предварительно залитой в полость электродвигателя. Перед опусканием в скважину двигатель заливается чистой водой через специальное отверстие в верхней крышке двигателя. В нижней части двигателя имеется отверстие для выпуска воды. Оба отверстия закрываются резьбовыми пробками. Температурное расширение воды компенсируется эластичной резиновой диафрагмой, установленной в нижней крышке двигателя.

Учитывая, что смазка насоса и двигателя водяная, категорически запрещается запускать двигатель на поверхности. Во избежание «сухой работы» при снижении динамического уровня воды в скважине насос оборудуется защитной автоматикой.

Установка агрегатов ЭЦВ

Спуск агрегата в скважину производится с помощью треноги с лебедкой или автокраном. Крюк подъемника должен опускаться точно в скважину. Перед опусканием проверить легкость вращения вала в горизонтальном положении, заполнить двигатель чистой (питьевой) водой, при этом убедиться, что отсутствует выделение пузырьков воздуха при заливании воды.

Заливать воду с температурой выше 25 °С запрещается. Монтаж производить при температуре воздуха не ниже 15 °С. Перед монтажом в зимний период агрегат и кабель выдерживают в отапливаемом помещении не менее двух суток при температуре не выше 45 °С. Подсоединяют насос к первому (нижнему) участку нагнетательного трубопровода и по возможности быстро опускают в скважину. Труба закрепляется на устье скважины специальным хомутом. Затем подсоединяется следующий участок трубы и так далее. Соединяться трубопровод может с помощью резьбовых муфт или фланцев. Фланцами соединять предпочтительнее, так как резьбовое соединение склонно к раскручиванию из-за вибрации агрегата. Для предотвращения самораскручивания трубопроводы дополнительно соединяются стальным прутком на сварке (при подъеме насоса прутки срубают зубилами). Болты в отверстия фланцев вставляют сверху, с тем, чтобы при случайном откручивании они оставались во фланце, а не падали в скважину, что может привести к заклиниванию агрегата.

Верхнюю часть опускаемой колонны труб присоединяют к опорной плите с коленом и устанавливают на место. К фланцу опорного колена подсоединяют задвижку. Присоединяют приборы: манометр и расходомер. Монтируют систему управления и подключают к ней токопроводящий кабель. При опускании агрегата кабель необходимо прикрепить к трубам хомутами через 4 м. Провисание кабеля запрещается. После окончания монтажа необходимо измерить сопротивление изоляции агрегата. Сопротивление должно быть не менее 0,5 МОм.

Пуск и остановка агрегата

Запуск агрегата возможен не раньше, чем через два часа после его полного погружения в воду. Запрещается производить подряд многократные повторные запуски – не больше трех запусков с промежутками 10 минут. Число включений не должно превышать 2-4 в час (большее число включений допускается для маломощных насосов).

Методика запуска насоса следующая:

1. Приоткрыть задвижку и запустить агрегат.
2. Проверить показания, для чего в течение нескольких минут измеряют напор (по манометру), подачу (по расходомеру) и силу тока (по амперметру). Если напор и подача существенно меньше номинальных, то следует поменять направление вращения агрегата. Повышенная сила тока свидетельствует о неисправности насоса. В этом случае агрегат необходимо выключить, поднять на поверхность и произвести необходимый ремонт.
4. Открытием задвижки установить необходимую подачу.
5. Проконтролировать качество воды. В случае появления песка – прикрыть задвижку.
6. Определить положение динамического уровня воды в скважине. Если глубина погружения нижнего рабочего колеса будет меньше 1 м, то также следует уменьшить подачу с помощью задвижки. Агрегат в воде не должен находиться в нерабочем состоянии более чем 5 суток. Двигатель отключается в первую очередь со станции управления, а затем рубильником. После первого пробного пуска в случае нормальной работы агрегат запускается и останавливается автоматически станцией управления.

Возможные неисправности насосов и способы их устранения представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2.

Неисправности в работе агрегатов ЭЦВ и способы их устранения

Возможное нарушение	Вероятная причина	Метод устранения
Агрегат не запускается	Обрыв кабеля или отсутствует напряжение в одной фазе Отсутствие напряжения – сгорел предохранитель Низкое напряжение или падение напряжения в момент запуска Пробой изоляции обмотки электродвигателя и кабеля	Проверить наличие напряжения на трех фазах подводящей сети и отсутствие обрыва в кабеле Поставить новый предохранитель Проверить напряжение при запуске Найти место пробоя и устранить дефект

Окончание табл. 4.2.

Возможное нарушение	Вероятная причина	Метод устранения
Насос не подает воду. Агрегат потребляет повышенную мощность	Большой износ лопаток или опорных шайб рабочих колес, а также лопаток отводов	Разобрать насос и заменить колеса и отводы новыми
	Вращение в обратную сторону Насос находится выше динамического уровня	Поменять местами подключение фаз кабеля Удлинить колонну водопроводных труб
Насос подает воду с воздухом	Неправильная сборка насоса, вызывающая заедание боковых поверхностей колеса или отвода	Разобрать насос и устранить дефект
	Заедание защитных втулок или мест уплотнения, из-за чего ротор насоса туго вращается от руки	Разобрать насос и устранить заедание
	Износ подпятника или подшипника электродвигателя	Заменить изношенные детали
	Динамический уровень воды в скважине снизился до всасывающей сетки	Прикрыть задвижку или опустить насос глубже

ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Насосы типа ВК и ЦВК

Вихревые насосы относятся к динамическим насосам трения, у которых жидкость перемещается по периферии рабочего колеса по касательному к окружности колеса направлению. Жидкость в рабочем колесе приобретает окружную составляющую, большую, чем скорость движения жидкости в канале корпуса. В результате перемешивания частиц жидкость в канале получает импульс в направлении вращения колеса, в результате чего происходит увеличение давления жидкости вдоль канала.

По сравнению с центробежными вихревые насосы развивают в 3...9 раз больший напор при меньшем расходе. Недостатками вихревых насосов являются низкий КПД < 40 % и повышенные требования к чистоте жидкости, так как даже небольшое содержание абразивных частиц (песка) приводит к быстрому износу

уплотнений и выходу насоса из строя. Преимуществом вихревых насосов является их способность к самовсасыванию при небольшом дополнительном усложнении конструкции, например, при установке сепарирующего колпака на нагнетательном патрубке. В колпаке происходит отделение воздуха от жидкости, поэтому для запуска насоса в работу достаточно заполнить водой только корпус насоса (достаточно той воды, которая останется в насосе после его остановки).

Маркировка, область применения

Маркировка насоса начинается с букв ВК – вихревой консольный или ЦВК – центробежно-вихревой консольный. При специальном исполнении насоса в обозначении добавляются буквы С – самовсасывающий, О – обогреваемый (охлаждаемый). Далее записываются числа в виде дроби. Числитель дроби означает подачу насоса в л/с, а знаменатель – напор в м. Затем указываются буквы и цифры, обозначающие материал проточных частей, вид уплотнений и климатическое исполнение. Например, **ВКС 4/28 А-2Г-У2** расшифровывается следующим образом: вихревой консольный самовсасывающий насос, подача которого 4 л/с, напор 28 м, выполнен из серого чугуна с двойными торцевыми уплотнениями, предназначен для использования в умеренном климате.

Вихревые насосы применяются в системах водоснабжения, когда требуется большой напор при небольшой подаче. Благодаря самовсасывающей способности вихревые насосы нашли также применение для подачи летучих и газонасыщенных жидкостей.

Конструктивные особенности

Элементы конструкции насосов ВК (ВКС) показаны на рис. 4.5.

Основным рабочим органом является рабочее колесо 4, на наружном венце которого расположены радиальные лопатки и торцевое уплотнение.

В корпусе насоса 1, который закрывается крышкой 2, имеется кольцевой канал, соединяющийся с нагнетательным и всасывающим патрубками насоса 19. На коротком участке между патрубками имеется радиальное уплотнение, препятствующее перетеканию жидкости из области высокого давления в зону низкого.

Соединение рабочего колеса с приводом такое же, как у консольных насосов.

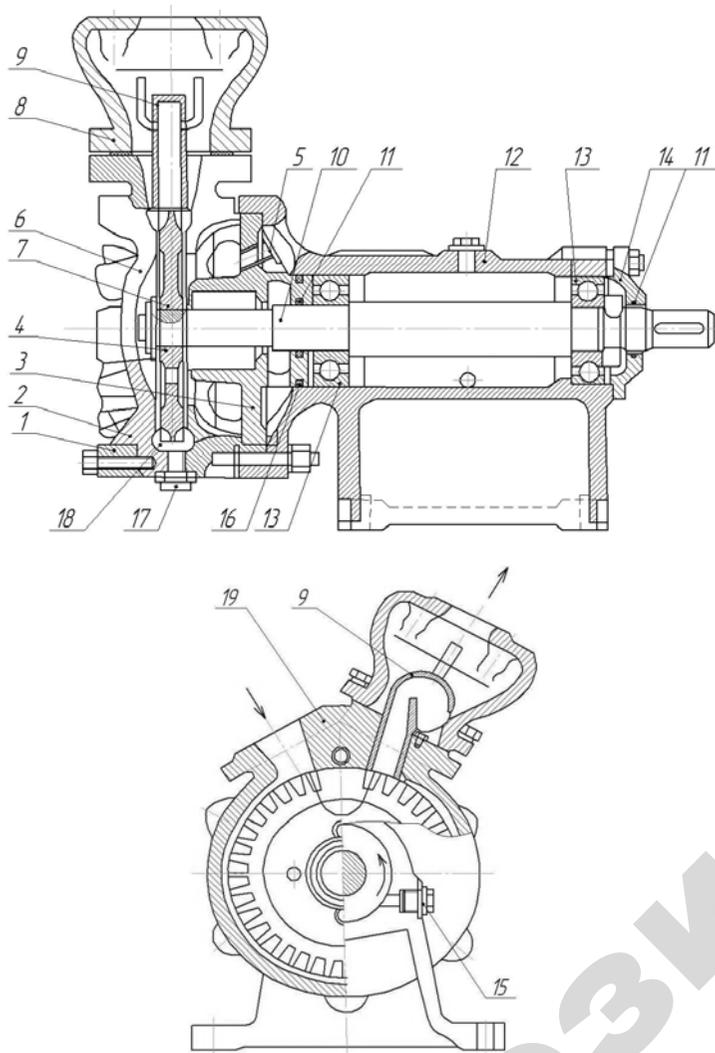


Рис. 4.5. Насос вихревой самовсасывающий:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – внутренняя крышка; 4 – рабочее колесо;
- 5 – отверстие для присоединения паропроводов; 6 – крышка обогревая (для насосов с обогревом); 7 – зазор, регулируемый кольцами; 8 – колпак;
- 9 – воздуховод; 10 – вал; 11 – уплотняющие войлочные кольца; 12 – опорная стойка; 13 – подшипник; 14 – крышка; 15 – пробка; 16 – кольцо резиновое;
- 17 – пробка сливная; 18 – каналы в корпусе; 19 – входной патрубок

Для получения больших напоров и увеличения КПД выпускают насосы типа ЦВК (рис. 4.6). Эти насосы двухступенчатые: первая ступень – центробежный насос 1, а вторая – вихревой 4. Колеса обоих насосов установлены последовательно и на одном валу. КПД таких насосов увеличивается до 45 %.

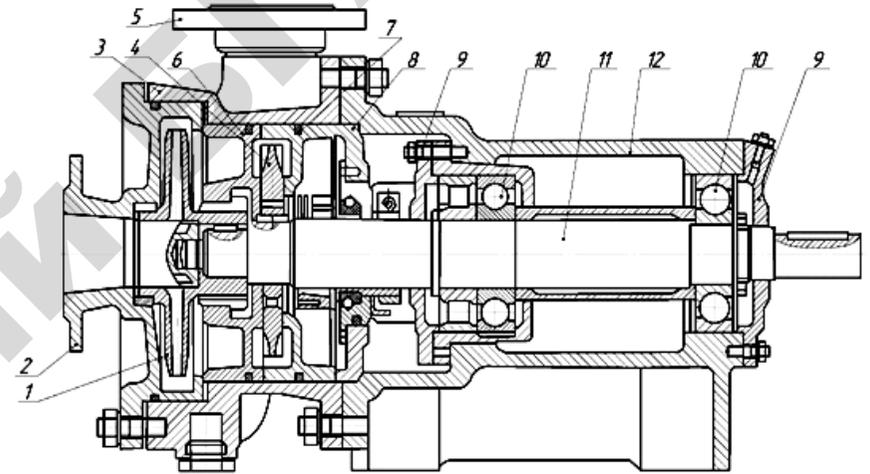


Рис. 4.6. Центробежно-вихревой насос:

- 1 – центробежное колесо; 2 – входной патрубок с крышкой; 3 – корпус насоса;
- 4 – вихревое колесо; 5 – нагнетательный патрубок; 6 – вставные детали корпуса; 7 – уплотнения; 8 – внутренняя крышка; 9 – крышка подшипника; 10 – подшипники; 11 – вал насоса; 12 – опора

Особенности эксплуатации вихревых насосов

В отличие от консольных центробежных насосов вихревые насосы запускаются при полностью открытой задвижке, так как потребляемая мощность при этом снижается. У насосов типа ВКС и ЦВК при запуске заполнить водой достаточно только корпус насоса. Остальные операции аналогичны операциям по обслуживанию консольных насосов. Из неисправностей специфично для вихревых насосов увеличение зазоров в торцевых и радиальных уплотнениях из-за износа абразивными частицами, содержащимися в жидкости. При этом значительно снижаются напор и подача насоса. Такие насосы требуют ремонта.

ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Маркировка, область применения

Обозначение осевых насосов (например, ОПВ6-87Э) состоит из следующих элементов: О – осевой с жестко закрепленными лопастями; П – поворотлопастной; В – с вертикальным валом (Г – с горизонтальным валом). Далее идет число (6), обозначающее номер модели. В настоящее время выпускаются насосы семи моделей, отличающиеся формой лопастей. После дефиса записывается число (87), показывающее наружный диаметр рабочего колеса в сантиметрах. Затем идут буквы, обозначающие модификацию, Э – с электроприводом разворота лопастей.

Осевые насосы создают весьма большую подачу при сравнительно небольшом напоре, поэтому они применяются сравнительно редко. В сельском хозяйстве данные насосы находят применение в крупных оросительных и осушительных системах.

Конструктивные особенности

Продольный разрез осевого насоса показан на рис. 4.7. Основным рабочим органом насоса является рабочее колесо 3, состоящее из втулки и четырех лопастей (у других насосов число лопастей может быть от 3 до 6). Наружный обод отсутствует. В отличие от центробежных, у осевых насосов жидкость движется параллельно оси насоса (отсюда и название). Лопасты могут жестко закрепляться на втулке, а могут и поворачиваться. В модификациях Э и ЭГ (с электро- и электрогидроприводом разворота лопастей) лопасти можно поворачивать без остановки агрегата, что позволяет использовать режим работы с наибольшим КПД.

Рабочее колесо крепится к фланцу вала 6, который вращается в двух подшипниках скольжения 9 и 11. Смазываются подшипники водой. Если перекачиваемая вода содержит более 50 мг/л твердых минеральных частиц, то к подшипникам подается чистая вода с помощью специального насоса с расходом порядка 0,5 л/с.

Вода к верхнему подшипнику подается также при пуске насоса. В месте выхода вала из насоса установлено сальниковое уплотнение. Подвод воды к рабочему колесу осуществляется с помощью горизонтальной прямоосной бетонной трубы, либо с помощью изогнутой металлической. Перед входом на рабочее колесо могут быть установлены лопасти выпрямителя с обтекателем. Далее вода поступает в рабочую камеру и на рабочее колесо. Рабочая камера 2

может быть цилиндрической, либо сферической. В последнем случае для возможности разборки она делается разъемной.

После рабочего колеса вода проходит через лопатки выправляющего аппарата 4, в результате чего уменьшаются гидравлические потери энергии. Далее отвод воды представляет собой трубу 13, наклоненную под углом 60° к оси насоса. Могут выпускаться насосы с углом поворота отвода 90°.

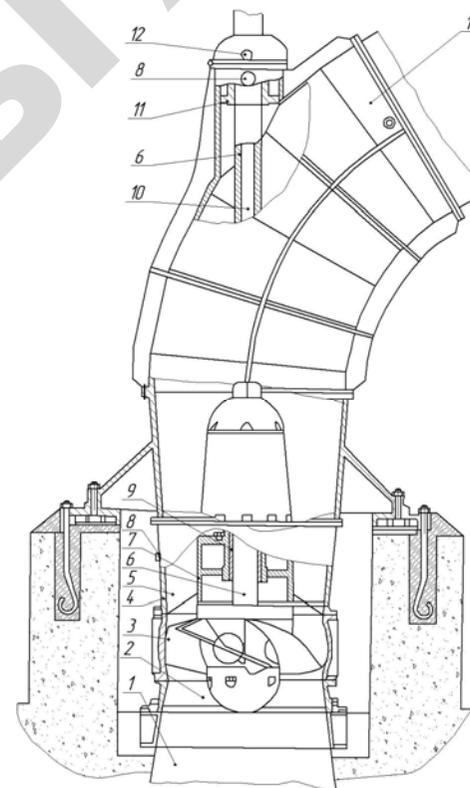


Рис. 4.7. Осевой насос:

- 1 – всасывающая труба; 2 – камера; 3 – рабочее колесо; 4 – выправляющий аппарат; 5 – лопатка выправляющего аппарата; 6 – вал; 7 – обтекатель; 8 и 12 – штуцера для подвода воды к подшипникам; 9 и 11 – подшипники; 10 – шток поворота лопастей рабочего колеса; 13 – отвод

Дополнительную информацию о динамических насосах можно найти в литературе [5-7, 16].

Задание:

1. Изучить основные сведения о динамических насосах, кратко законспектировать информацию в соответствии с пунктами 1 и 2 цели работы, представленной выше.

2. В соответствии с пунктом 3 цели работы изучить устройство и принцип действия различных динамических насосов, и выделить маркерами различных цветов основные элементы каждого изученного насоса (корпус, рабочее колесо, вал и т.д.) с расшифровкой в подрисуночной надписи принятых обозначений.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Какие насосы относятся к классу «динамических»? Почему они получили такое название?

2. Какие типы насосов относятся к центробежным? Почему они получили название «центробежные»?

3. Классификация и основные виды центробежных насосов.

4. К какому виду относятся консольные насосы типа К и КМ?

5. Что обычно указывают в маркировке насосов типа К и КМ?

6. Особенности монтажа и эксплуатации насосов типа К и КМ.

7. Основные неисправности в работе насосов типа К и КМ и способы их устранения.

8. К какому виду относятся насосы типа Д? Область их применения. Основные конструктивные отличия насосов типа Д и К.

9. К какому виду относятся насосы типа ЭЦВ? Область их применения. Основные конструктивные особенности насосов типа ЭЦВ.

10. Что обычно указывают в маркировке насосов типа ЭЦВ?

11. Особенности монтажа и эксплуатации насосов типа ЭЦВ.

12. Основные неисправности в работе насосов типа ЭЦВ и способы их устранения.

13. К какому виду относятся насосы типа ВК и ЦВК? Область их применения. Основные преимущества и недостатки насосов типа ВК и ЦВК по сравнению с насосами консольного типа.

14. Основные конструктивные особенности насосов типа ВК и ЦВК. Особенности их эксплуатации.

15. Область применения и маркировка осевых насосов.

16. Основные конструктивные особенности осевых насосов.

4.2. Лабораторная работа «Испытание центробежного насоса»

Цель работы:

1. Овладеть навыками и методикой проведения параметрических испытаний насосной установки.

2. Овладеть навыками определения и графического представления характеристик насоса.

Общие сведения

Испытание насоса является распространенной задачей, как в инженерной практике, так и в научных исследованиях. Как правило, характеристики насосов определяются опытным путем для заданного значения частоты вращения рабочего колеса и для определенной жидкости. Задача определения характеристик возникает при проектировании новых насосов, при внесении конструктивных изменений в существующие модели, при их регулировании для обеспечения заданных параметров, и других случаях. Испытание насоса осуществляется в составе насосной установки, которая кроме насоса содержит соединительные трубопроводы, регулирующую и защитную арматуру, контрольно-измерительные приборы, электрическое и другое оборудование. Пример установки для испытания центробежного насоса представлен на рис. 4.8.

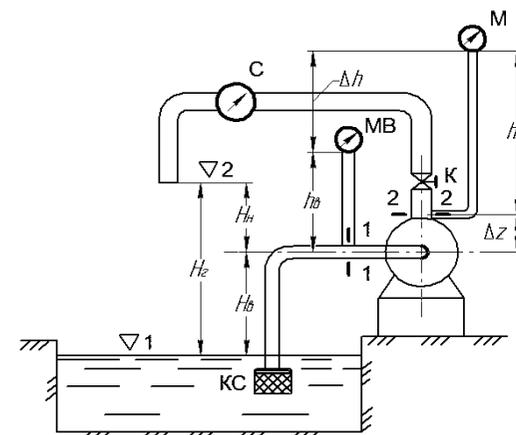


Рис. 4.8. Схема установки для испытания насоса:

К - регулировочный кран; М - манометр, МВ - мановакуумметр; С - счетчик (расходомер), КС - обратный клапан с сеткой

Работу центробежных насосов характеризуют следующие основные параметры:

1. *Подача насоса* Q – объем жидкости, проходящий через насос в единицу времени.

2. *Напор насоса* H – энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос. Поэтому напор насоса равен разности напоров, измеренных в сечении 2–2 на выходе из насоса и в сечении 1–1 на входе в него (рис. 4.8).

Следовательно, напор насоса

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} \right), \quad (4.1)$$

где z_1 и z_2 – геометрические напоры в сечениях на выходе и входе насоса;

p_1 и p_2 – давления в тех же сечениях;

v_1 и v_2 – средние скорости в соответствующих сечениях;

α – коэффициент кинетической энергии;

γ – удельный вес жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Уравнение (4.1) можно представить в виде

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (4.1^*)$$

где $\Delta z = z_2 - z_1$ – разность геометрических напоров в сечениях на выходе и входе насоса соответственно;

$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ – приращение пьезометрического напора в насосе;

$\Delta H_v = \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g}$ – приращение скоростного напора в насосе.

Учитывая, что во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса всегда имеет место турбулентный режим движения жидкости, то есть $\alpha_1 = \alpha_2$, и с учетом уравнения неразрывности (3.1) формулу для определения приращения скоростного напора в насосе можно представить в виде

$$\Delta H_v = \frac{\alpha}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) \cdot Q^2 = A \cdot Q^2, \quad (4.2)$$

где $S_1 = \pi \cdot d_{в.п}^2 / 4$ и $S_2 = \pi \cdot d_{н.п}^2 / 4$ – площади сечений на входе и выходе насоса соответственно;

$d_{в.п}$ и $d_{н.п}$ – внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса соответственно;

Q – расход воды, проходящий через рассматриваемое поперечное сечение (подача насоса);

A – постоянный коэффициент для определенного насоса.

3. *Мощность на валу насоса* N – мощность, потребляемая насосом. Если вал двигателя непосредственно соединяется с валом насоса, то она равняется полезной мощности двигателя.

4. *Эффективная (полезная) мощность насоса* $N_{п}$ – мощность, которую жидкость получает от насоса

$$N_{п} = \gamma \cdot Q \cdot H; \quad (4.3)$$

5. Коэффициент полезного действия (КПД) насоса

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{N}; \quad (4.4)$$

6. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}^{доп}$ или допустимый кавитационный запас $\Delta h_{доп}$.

Если рабочая вакуумметрическая высота всасывания превысит допустимую, то в насосе будет иметь место явление, называемое кавитацией;

7. Частота вращения рабочего колеса насоса n .

Кроме того, существуют параметры, характеризующие утечки в насосе, шум и вибрацию, надежность работы насоса и целый ряд других.

Зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$, $\eta = f_3(Q)$, $H_{вак}^{доп} = f_4(Q)$ или $\Delta h_{доп} = f_4(Q)$ при $n = \text{const}$ называются рабочими характеристиками насоса. Причем первая называется главной или напорной, вторая и третья – энергетическими, а четвертая – кавитационной.

Характеристики насосов обычно представляются в графической (рис. 4.9) или табличной форме.

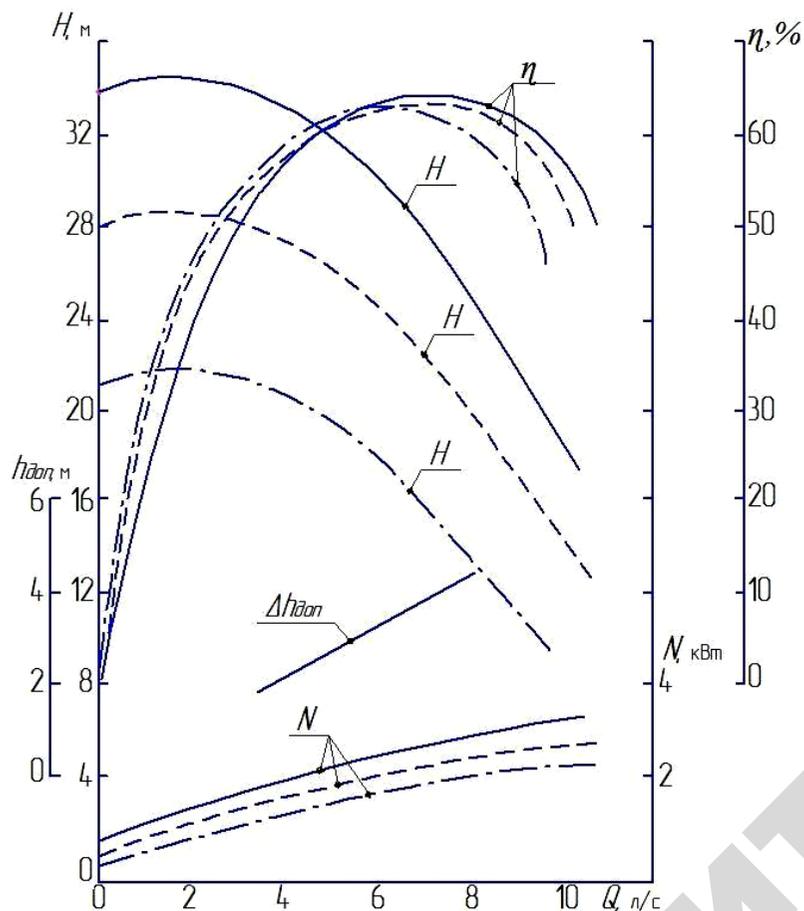


Рис. 4.9. Рабочие характеристики центробежных насосов К 20/30 и КМ 20/30, $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$:

- диаметр рабочего колеса 162мм (номинальный);
- - - диаметр рабочего колеса 148мм (модификация «а»);
- · - · - диаметр рабочего колеса 132мм (модификация «б»)

Для определения характеристик проводятся испытания насосов. Правила и методы испытания центробежных насосов предусмотрены ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999) «Насосы динамические. Методы испытаний». В этом стандарте рассматривается несколько разновидностей испытаний: приемочные, контрольные, периодические, типовые и другие.

В данной работе предусматривается только часть контрольных испытаний – определение напорной $H = f_1(Q)$ и энергетических $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$ характеристик.

Измерение подачи (расхода) производится на выходе из насоса, после отбора жидкости на собственные нужды (на смазку, охлаждение и т.п.).

Измерение давления производится манометрами, вакуумметрами или мановакуумметрами, которые устанавливаются в сечениях на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса.

Для уменьшения колебаний стрелки, вызванных вибрацией насоса, манометры подключаются при помощи гибких шлангов. Если этот шланг заполняет воздух, удельный вес которого примерно в 800 раз меньше, чем у воды, то показания приборов будут включать систематическую ошибку, которая определяется с помощью основного уравнения гидростатики. Например, для схемы на рис. 4.8

$$p_2 = p_m + \gamma \cdot h_m,$$

$$p_1 = p_v + \gamma \cdot h_v,$$

где p_m – показание манометра;

p_v – показание вакуумметра;

h_m и h_v – превышение точки подключения соответствующего прибора над центром тяжести сечения, в котором измеряется давление;

$\gamma \cdot h_m$ и $\gamma \cdot h_v$ – систематические ошибки измерения давления в соответствующих сечениях.

В результате формула (4.1) для определения напора насоса по результатам измерений примет вид

$$H = \Delta h + \frac{\Delta p_m}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (4.5)$$

где $\Delta h = \Delta z + h_m - h_v$ – (см. рис. 4.8);

$\Delta p_m = p_m - p_v$ – разность показаний манометра и вакуумметра.

При обработке результатов измерений удобно, чтобы систематические ошибки в процессе измерения не изменялись. Для этого

соединительные трубки приборов должны быть постоянно заполнены перекачиваемой жидкостью.

Высота положения манометра h_m и вакуумметра h_v (вакуумметра) определяется до штуцера прибора (рис. 4.8).

Измерение частоты вращения производится тахометром.

Определение мощности на валу насоса рекомендуется производить, измеряя вращающий момент с помощью балансирного электродвигателя.

При испытании насосов с электродвигателем на одном валу допускается определить мощность на валу, измеряя ваттметром мощность, потребляемую предварительно протарированную электродвигателем от сети N_1 . Так как в этом случае КПД передачи равен 1, то мощность на валу насоса N равняется мощности на валу электродвигателя N_2 , которая находится по тарировочному графику $N_2 = f(N_1)$.

Во время проведения испытаний необходимо соблюдать основные правила эксплуатации насосов.

Порядок запуска:

1. Выключить с помощью трехходовых кранов манометр и вакуумметр (во избежание их поломки в результате резкого увеличения давления).

2. проверить соответствие задвижек пусковому положению.

Для уменьшения пусковых токов, которые могут в несколько раз превышать ток, потребляемый двигателем при соответствующем установившемся режиме, а также для уменьшения механических нагрузок двигателя запускаются по возможности при наименьшей потребляемой мощности. Из графика $N = f_2(Q)$ на рис. 4.9 видно, что центробежные насосы потребляют наименьшую мощность при $Q = 0$, т.е. на холостом ходу. Поэтому центробежные насосы целесообразно запускать при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Эта особенность запуска характерна только для центробежных насосов. Остальные насосы (осевые, вихревые, объемные) запускаются только при открытой задвижке.

На всасывающем трубопроводе любого насоса для исключения кавитации задвижка всегда должна быть полностью открыта при любом режиме работы (она закрывается только на время ремонта).

3. Запустить двигатель.

Если расход насоса отсутствует или будет очень незначительным, то следует остановить насос и залить всасывающий трубопровод и корпус жидкостью. Это связано с тем, что разрежение во всасывающем, не заполненном водой трубопроводе, будет почти в 800 раз меньше, чем в заполненном, т.е. во столько же раз, во сколько воздух легче воды. Поэтому центробежный насос, у которого не заполнены жидкостью корпус и всасывающий трубопровод, не сможет создать разрежение, достаточное для подъема данной жидкости;

4. С помощью трехходовых кранов заполнить трубки манометра и вакуумметра перекачиваемой жидкостью и включить приборы для измерения давления.

Для остановки насоса следует:

- а) отключить манометр и вакуумметр;
- б) закрыть задвижку на напорном трубопроводе;
- в) остановить двигатель.

В процессе испытаний необходимо контролировать следующее:

а) через сальниковые уплотнения в целях охлаждения и смазки вода должна сочиться отдельными каплями, в противном случае при работе сальник перегревается и происходит катастрофический износ сальника и вала. Если через сальник просачивается чрезмерно большое количество жидкости, то следует подтянуть крышку сальника или, в случае необходимости, дополнить или сменить набивку;

б) температура подшипников и электродвигателя не должна превышать 60...70 °С;

в) при появлении во время работы насоса сильных шумов, повышенной вибрации, его необходимо срочно остановить и выяснить причины. Насос можно будет включить только после устранения всех неполадок.

С дополнительными теоретическими сведениями можно ознакомиться в литературе [5-7, 16].

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 4.8. Установка является циркуляционной, то есть вода по всасывающему трубопроводу забирается насосом из резервуара и сбрасывается из нагнетательного трубопровода обратно в резервуар. Насос расположен выше уровня воды в резервуаре. На входе во всасывающий трубопровод установлен обратный клапан с сеткой (КС) для

предотвращения опорожнения насоса во время его простоя. На нагнетательном трубопроводе установлен кран (К) для регулировки подачи насоса. Установка оснащена измерительными приборами: мановакуумметром (МВ) и манометром (М) для определения давлений на входе в насос и выходе из него соответственно, счетчиком (С) с секундомером для определения подачи насоса, а также ватт-метром для определения мощности одной фазы электродвигателя.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с установкой для испытания насоса:

а) изучить порядок снятия отсчетов по приборам; записать в таблицу 4.5 соответствующие шкале приборов единицы измерения;

б) занести в таблицу 4.3 паспортные данные насоса: Q , H , η , n и N – подача, напор, коэффициент полезного действия, число оборотов рабочего колеса и мощность насоса соответственно; $d_{в.п}$ и $d_{н.п}$ – диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса; $D_{р.к}$ – диаметр рабочего колеса;

в) определить и записать в таблицу 4.4 параметры насосной установки: H_r – геометрический напор; H_b – геометрическую высоту всасывания; H_n – геометрическую высоту нагнетания; p_{v1} – давление на свободной поверхности воды в резервуаре; p_{v2} – давление на выходе из нагнетательного трубопровода; Δh – превышение штуцера манометра над штуцером мановакуумметра.

г) предъявить преподавателю материалы, выполненные в соответствии с вышеуказанными пунктами, и получить разрешение на запуск установки.

2. Руководствуясь правилами эксплуатации, запустить насос, плавно открыть кран на нагнетательном трубопроводе, убедиться в нормальной работе насоса (вода выходит, из нагнетательного трубопровода компактной сплошной струей).

После того, как установится режим работы насоса (показания приборов, измеряющих давление, не меняются), определить и записать в таблицу 4.5:

а) показания манометра p_m и мановакуумметра p_b ;

б) показания ваттметра N_W , измеряющего мощность одной фазы электродвигателя;

в) объем воды V , протекший за время t (по секундомеру). Измеренный объем воды выбирается таким образом, чтобы максимальная относительная ошибка измерения расхода соответствовала классу точности остальных приборов (в настоящей работе этот объем принимается 40 ... 100 л);

г) предъявить результаты сделанных измерений преподавателю и получить разрешение на изменение режима работы насоса.

3. Не останавливая насос, произвести измерения, указанные в пункте 2 для всех положений рукоятки крана (таблица 4.5).

4. Руководствуясь правилами эксплуатации, остановить насос.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в таблицы 4.4 и 4.5:

а) $Q = V / t$ – подача насоса;

б) $\Delta p_m / \gamma$ – приращение пьезометрического напора, вычисленное по показаниям манометра и мановакуумметра, см. приложения к формуле (4.5);

в) $A = \frac{\alpha}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right)$ – коэффициент для вычисления при-

ращения скоростного напора ΔH_v по формуле (4.2).

г) ΔH_v – приращение скоростного напора по формуле (4.2);

д) H – полный напор насоса по формуле (4.5);

е) $N_1 = 3 \cdot N_W$ – мощность, потребляемая трехфазным электродвигателем;

ж) N – мощность на валу насоса с помощью тарировочного графика электродвигателя $N_2 = f(N_1)$ или по формуле $N_2 = N_1 \cdot \eta_3$, где N_2 – мощность на валу электродвигателя; η_3 – КПД электродвигателя при соответствующем режиме;

з) η – коэффициент полезного действия насоса по формуле (4.4).

Учитывая, что в лабораторной установке насос и двигатель имеют общий вал, то $N_2 = N$ (в данном случае КПД передачи равен единице).

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса (рис. 4.9):

а) напорную $H = f_1(Q)$;

б) энергетические $\eta = f_2(Q)$ и $N = f_3(Q)$.

3. Сравнить построенные в результате испытания характеристики насоса с характеристиками завода-изготовителя. Сделать вывод о результатах сопоставления.

Таблица 4.3.

Паспортные (номинальные) данные насоса

Марка насоса		Q	H	η	n	N	$d_{в.п}$	$d_{н.п}$	$D_{р.к}$
по паспорту	аналога								

Таблица 4.4.

Параметры насосной установки

H_T	H_B	H_H	p_{V1}	p_{V2}	Δh	A

Таблица 4.5.

Рабочие параметры насоса

Открытие крана, град.	V	t	Q	p_m	p_v	$\frac{\Delta p_m}{\gamma}$	ΔH_v	H	N_w	N_1	N_2	η
90												
50												
40												
35												
0			0									

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Для чего проводятся параметрические испытания насосов в инженерной практике?
2. Какие основные параметры характеризуют работу насоса?
3. Что называется рабочими характеристиками насоса? Представьте графическое изображение рабочих характеристик центробежного насоса?
4. Что отражает главная характеристика насоса? Как изменяется главная характеристика при обточке рабочего колеса насоса?
5. Какие характеристики называются «энергетическими»? Что такое и как определяется полезная мощность насоса?
6. Какая характеристика называется «кавитационной»? Какой параметр насосной установки определяется при помощи кавитационной характеристики (проиллюстрируйте схемой)?
7. Основные правила эксплуатации насоса. Возможные неисправности при испытании насоса и методы их устранения.

4.3. Лабораторная работа «Исследование характеристик насосной установки при последовательном и параллельном включении насосов»

Цель работы:

1. Изучение методики построения характеристик насосной установки при последовательном и параллельном соединении насосов.
2. Экспериментальное определение рабочих характеристик установки при последовательном и параллельном включении насосов.

Общие сведения

Насосные установки с последовательным и параллельным соединением насосов получили широкое распространение в практике.

Параллельное соединение насосов (рис. 4.10) применяется в случае невозможности обеспечения требуемой подачи Q одним насосом или в случае необходимости обеспечения подачи, изменяющейся в широком диапазоне от Q_{\min} до Q_{\max} (например, водопотребление в системах водоснабжения населенных пунктов).

Насосные станции с параллельным соединением насосов могут комплектоваться как однотипными, так и разнотипными агрегатами. Причем количество насосов не ограничено. Комплектование насосной станции однотипными насосами упрощает их эксплуатацию и техническое обслуживание.

Для построения суммарной характеристики $H = f(Q)$ параллельно работающих насосов (линия 2, рис. 4.10) необходимо при одних и тех же напорах H , развиваемых насосами, просуммировать их подачи Q . Таким образом, подача насосной установки

$$Q_{н.у} = \sum_{i=1}^m Q_i, \quad (4.6)$$

Аналогичным образом определяется мощность насосной установки

$$N_{н.у} = \sum_{i=1}^m N_i, \quad (4.7)$$

где N – мощность насоса;
 m – количество насосов.

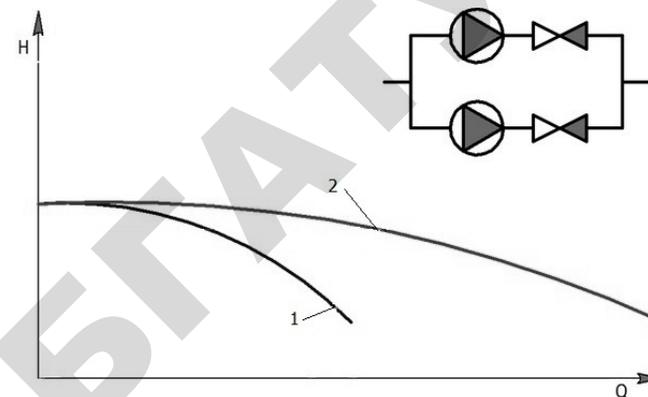


Рис. 4.10. Параллельное соединение двух однотипных насосов:
 1 – характеристика $H = f(Q)$ одного насоса;
 2 – характеристика $H = f(Q)$ двух насосов

Последовательное соединение насосов (рис. 4.11) применяется в случае невозможности обеспечения требуемого напора H одним насосом или в случае необходимости обеспечения напора, изменяющегося в широком диапазоне от H_{\min} до H_{\max} .

Как правило, установки с последовательным соединением насосов комплектуются только однотипными агрегатами в количестве не более двух. Это связано, во-первых, с ограничением величины давления во всасывающих патрубках насосов. При последовательном соединении первый насос создает повышенное давление (подпор) во всасывающем патрубке второго насоса, и так далее по цепи. Кроме того каждый из насосов должен быть способен пропускать через себя весь расход жидкости. Поэтому насосы должны иметь схожие расходные характеристики.

Для построения суммарных характеристик $H = f(Q)$ (линия 2, рис. 4.11) и $N = f(Q)$ последовательно работающих насосов необходимо при одних и тех же подачах Q просуммировать напоры H и мощности N насосов. Таким образом, напор насосной установки

$$H_{н.у} = \sum_{i=1}^m H_i, \quad (4.8)$$

а мощность насосной установки определяется по формуле (4.7).

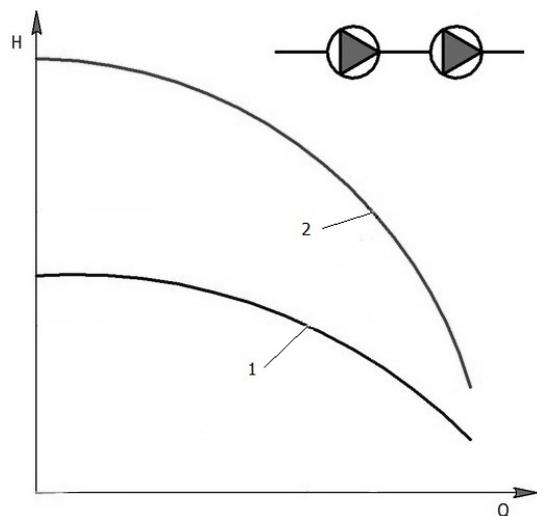


Рис. 4.11. Последовательное соединение двух однопотных насосов:

- 1 – характеристика $H = f(Q)$ одного насоса;
2 – характеристика $H = f(Q)$ двух насосов

Формулы (4.6)-(4.8) справедливы без учета потерь напора в соединительных трубопроводах насосной установки, которые, как правило, являются не значительными. Тем не менее, действительные рабочие характеристики насосной установки, которые можно определить опытным путем, будут несколько отличаться от теоретических характеристик, рассчитываемых по формулам (4.6)-(4.8).

С дополнительными теоретическими сведениями по данной теме можно ознакомиться в литературе [5-8, 16].

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на лабораторном стенде НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования». Принципиальная схема стенда представлена на рис. 4.12.

Гидравлическая схема стенда выполнена с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в качестве которой используется вода. В состав стенда входят (рис. 4.12): гидробак Б; два однопотных насосных агрегата, включающих электродвигатели М1 и М2 и насосы Н1 и Н2; соединительная и запорно-регулирующая арматура, включающая два шаровых вентиля В1 и В2 и четыре задвижки В3 – В6; информационно-измерительная система с цифровой индикацией.

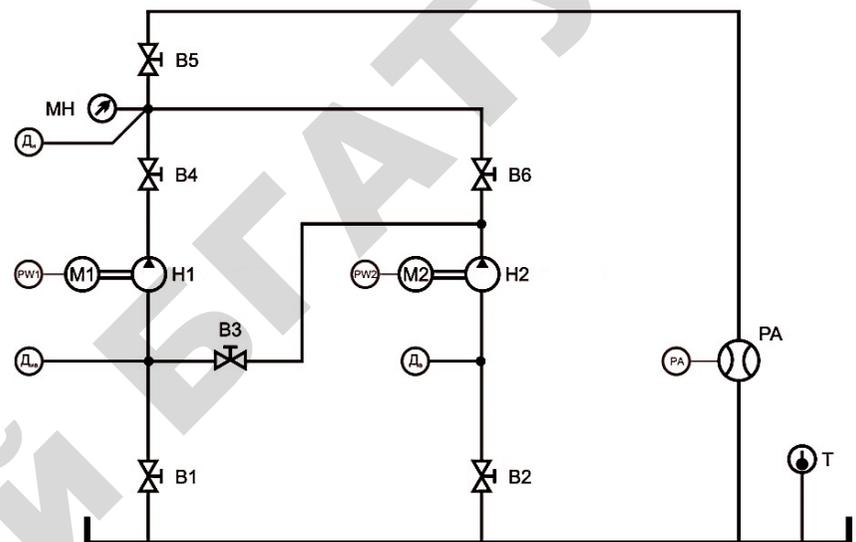


Рис.4.12. Схема гидравлическая принципиальная

Информационно-измерительная система стенда позволяет измерять:

- давления на входах насосов и давление на выходе ($Д_в$, $Д_{ив}$ и $Д_{и}$);
- мощность на входе электродвигателей (PW1 и PW2);
- расход воды в сети (РА).

Для измерения давлений используются микропроцессорные датчики:

- на входе насоса Н2 – $Д_в$ (предназначен для измерения вакуумметрического давления);
- на входе насоса Н1 – $Д_{ив}$ (предназначен для измерения манометрического и вакуумметрического давления);
- на выходе обоих насосов – $Д_{и}$ (предназначен для измерения манометрического давления).

Для контроля давления на выходе насосов, а также для тарировки датчика $Д_{и}$ установлен манометр МН.

Для измерения мощности на входе электродвигателей используются электронные ваттметры PW1 и PW2.

Для измерения расхода воды на стенде установлен счетчик воды РА (марка МТК Ду-50N), оснащенный электронной платой с импульсным выходным сигналом.

На стенде установлены два консольных центробежных насоса марки 1К 8/18. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели типа АИР 80А2 (мощность 1,5 кВт, частота вращения 3000 об/мин, коэффициент полезного действия 82 %). Схема соединения насосов позволяет проводить испытание как одного насоса, так двух насосов с последовательным и параллельным включением.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с лабораторным стендом. Найти местоположение всех элементов, обозначенных на схеме стенда (рис. 4.12).

2. Соблюдая технику безопасности и руководствуясь правилами эксплуатации, провести испытание насосной установки с различной конфигурацией включения насосов: один насос Н1; два насоса Н1 и Н2 с последовательным включением; два насоса Н1 и Н2 с параллельным включением. При проведении экспериментов необходимо помнить, что работа насоса (насосов) с нулевой подачей допускается в течение времени не более 2...3 минут.

2.1. Провести исследование характеристик одного насоса Н1:

2.1.1. Проверить положение вентиля и задвижек. Вентиль В1 и задвижка В4 должны быть открыты, а задвижки В3, В5 и В6 должны быть закрыты.

2.1.2. Включить электрическое питание стенда.

2.1.3. Включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»).

2.1.4. Полностью открыть задвижку В5. Затем постепенно закрывая задвижку В5 с шагом $Q \approx 5 \text{ м}^3/\text{ч}$ провести 7 опытов так, чтобы последний опыт прошел при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в таблицу 4.6. В каждом опыте необходимо регистрировать:

– мощность $N_{\text{в1}}$ на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

– давление $p_{\text{н1}}$ на выходе насоса (по цифровому индикатору Д_н);

– давление $p_{\text{в1}}$ на входе насоса (по цифровому индикатору Д_{ив});

– расход воды Q (по цифровому индикатору Расход РА).

2.1.5. Выключить электродвигатель М1 (кнопка «Стоп»).

2.2. Провести исследование характеристик насосной установки при последовательном включении двух насосов Н1 и Н2:

2.2.1. Закрыть вентиль В1 и задвижки В5 и В6. Вентиль В2, а также задвижки В3 и В4 должны быть открыты.

2.2.2. Включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»).

2.2.3. Полностью открыть задвижку В5. Затем постепенно закрывая задвижку В5 с шагом $Q \approx 5 \text{ м}^3/\text{ч}$ провести 7 опытов, в том числе при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в таблицу 4.7. В каждом опыте необходимо регистрировать:

– мощности $N_{\text{в1}}$ и $N_{\text{в2}}$ на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

– давление $p_{\text{н1}}$ на выходе насоса Н1 (по цифровому индикатору Д_н);

– давление $p_{\text{в1}}$ на входе насоса Н1 (по цифровому индикатору Д_{ив});

– давление $p_{\text{в2}}$ на выходе насоса Н2 (по цифровому индикатору Д_в);

– расход воды Q в сети (по цифровому индикатору Расход РА).

2.2.4. Выключить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Стоп»).

2.3. Провести исследование характеристик насосной установки при параллельном включении двух насосов Н1 и Н2:

2.3.1. Закрыть задвижки В3 и В5. Вентили В1 и В2, а также задвижки В4 и В6 должны быть открыты.

2.3.2. Включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»).

2.3.3. Полностью открыть задвижку В5. Затем постепенно закрывая задвижку В5 с шагом $Q \approx 7 \text{ м}^3/\text{ч}$ провести 7 опытов, в том числе при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в таблицу 4.8. В каждом опыте необходимо регистрировать:

– мощности $N_{\text{в1}}$ и $N_{\text{в2}}$ на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

– давление $p_{\text{н1}}$ на выходе насоса Н1 (по цифровому индикатору Д_н);

– давление $p_{\text{в1}}$ на входе насоса Н1 (по цифровому индикатору Д_{ив});

– давление $p_{\text{в2}}$ на выходе насоса Н2 (по цифровому индикатору Д_в);

– расход воды Q в сети (по цифровому индикатору Расход РА).

2.3.4. Выключить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Стоп»).

2.3.5. Выключить электрическое питание стенда.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить рабочие характеристики одного насоса Н1.

1.1. Определить и записать в таблицу 4.6:

1.1.1. Мощность насоса (на входе)

$$N_{\text{н1}} = N_{\text{з1}} \cdot \eta_3, \quad (4.9)$$

где $\eta_3 = 0,82$ – коэффициент полезного действия электродвигателя по паспортным данным.

1.1.2. Средние скорости во всасывающем $v_{\text{в1}}$ и нагнетательном $v_{\text{н1}}$ патрубках насоса из уравнения неразрывности (3.1) в виде

$$v_i = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_i^2}, \quad (4.10)$$

где d_i – диаметр патрубка насоса ($d_{\text{в1}} = 50$ мм, $d_{\text{н1}} = 40$ мм).

1.1.3. Скоростные напоры во всасывающем $\frac{v_{\text{в1}}^2}{2 \cdot g}$ и нагнетательном $\frac{v_{\text{н1}}^2}{2 \cdot g}$ патрубках насоса, приняв коэффициенты Кориолиса $\alpha = 1$.

1.1.4. Пьезометрические напоры во всасывающем $\frac{P_{\text{в1}}}{\rho \cdot g}$ и нагнетательном $\frac{P_{\text{н1}}}{\rho \cdot g}$ патрубках насоса (плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³).

1.1.5. Полный гидродинамический напор насоса по формуле (4.1), которая для данной работы представляется в следующем виде:

$$H_{\text{н1}} = (z_{\text{н1}} - z_{\text{в1}}) + \left(\frac{P_{\text{н1}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{в1}}}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{v_{\text{н1}}^2}{2 \cdot g} - \frac{v_{\text{в1}}^2}{2 \cdot g} \right), \quad (4.11)$$

где $z_{\text{н1}}$ и $z_{\text{в1}}$ – геометрические напоры (для данной насосной установки $z_{\text{н1}} = 0,65$ м, а $z_{\text{в1}} = 0$).

1.2. На основании данных в таблице 4.6 построить рабочие характеристики насоса $H_{\text{н1}} = f(Q)$ и $N_{\text{н1}} = f(Q)$.

2. Определить рабочие характеристики насосной установки с последовательным включением двух насосов Н1 и Н2.

2.1. Определить и записать в таблицу 4.7:

2.1.1. Суммарную мощность насосов

$$N_{\text{н(1+2)}} = (N_{\text{з1}} + N_{\text{з2}}) \cdot \eta_3, \quad (4.12)$$

где $\eta_3 = 0,82$ – коэффициент полезного действия электродвигателей по паспортным данным.

2.1.2. Средние скорости во всасывающем $v_{\text{в}}$ и нагнетательном $v_{\text{н}}$ патрубках насосной установки по формуле (4.10). Диаметр всасывающего патрубка $d_{\text{в}} = 50$ мм, нагнетательного патрубка $d_{\text{н}} = 40$ мм.

2.1.3. Скоростные напоры во всасывающем $\frac{v_{\text{в}}^2}{2 \cdot g}$ и нагнетательном $\frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g}$ патрубках насосной установки (с учетом $\alpha = 1$).

2.1.4. Пьезометрические напоры во всасывающем $\frac{P_{\text{в}}}{\rho \cdot g} = \frac{P_{\text{в2}}}{\rho \cdot g}$ и нагнетательном $\frac{P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = \frac{P_{\text{н1}}}{\rho \cdot g}$ патрубках насосной установки.

2.1.5. Суммарный напор насосной установки по формуле (4.11) в виде

$$H_{\text{н(1+2)}} = (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) + \left(\frac{P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{в}}}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{v_{\text{н}}^2}{2 \cdot g} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2 \cdot g} \right), \quad (4.11^*)$$

где $z_{\text{н}}$ и $z_{\text{в}}$ – геометрические напоры (для данной насосной установки $z_{\text{н}} = 0,65$ м, а $z_{\text{в}} = 0$).

2.2. На основании данных в таблице 4.7 построить рабочие характеристики насосной установки с последовательным соединением двух насосов $H_{\text{н(1+2)}} = f(Q)$ и $N_{\text{н(1+2)}} = f(Q)$. Полученные характеристики совместить на одном графике с ранее построенными для одного насоса $H_{\text{н1}} = f(Q)$ и $N_{\text{н1}} = f(Q)$.

3. Определить рабочие характеристики насосной установки с параллельным включением двух насосов Н1 и Н2.

3.1. Определить и записать в таблицу 4.8:

3.1.1. Суммарную мощность насосов по формуле (4.12).

3.1.2. Среднюю скорость $v_{\text{в}}$ во всасывающих патрубках насосной установки. Так как всасывание происходит по двум патрубкам одинакового поперечного сечения, следовательно, принимаем, что че-

рез каждый патрубок проходит расход $Q/2$. Тогда среднюю скорость определяем по формуле (4.10), преобразованную к виду

$$v_b = \frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot d_b^2}, \quad (4.10^*)$$

где $d_b = 50$ мм – диаметр одного всасывающего патрубка.

3.1.3. Среднюю скорость v_n в нагнетательном патрубке насосной установки по формуле (4.10). Диаметр нагнетательного патрубка $d_n = 40$ мм.

3.1.4. Скоростные напоры во всасывающем $\frac{v_b^2}{2 \cdot g}$ и нагнетательном $\frac{v_n^2}{2 \cdot g}$ патрубках насосной установки (с учетом $\alpha = 1$).

3.1.5. Пьезометрические напоры во всасывающих патрубках насосной установки. Так как всасывающие патрубки насосов одинаковые и находятся на одной отметке, то пьезометрические напоры в них должны быть примерно одинаковые. Если опытные значения $p_{в1}$ и $p_{в2}$ незначительно отличаются, то пьезометрические напоры во всасывающих патрубках можно принять

$$\frac{p_b}{\rho \cdot g} = \frac{1}{2} \left(\frac{p_{в1}}{\rho \cdot g} + \frac{p_{в2}}{\rho \cdot g} \right).$$

3.1.6. Пьезометрический напор в нагнетательном патрубке насосной установки

$$\frac{p_n}{\rho \cdot g} = \frac{p_{н1}}{\rho \cdot g}.$$

3.1.7. Полный гидродинамический напор насосной установки по формуле (4.11*).

3.2. На основании данных в таблице 4.8 построить рабочие характеристики насосной установки с параллельным соединением двух насосов $H_{н(1+2)} = f(Q)$ и $N_{н(1+2)} = f(Q)$, и совместить на одном графике с уже построенными для одного насоса и последовательно-го соединения двух насосов.

4. Сделать вывод о соответствии полученных экспериментальных характеристик насосной установки с теоретическими данными о последовательной и параллельной работе насосов.

Таблица 4.6.

Рабочие характеристики одного насоса

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_{э1}$ – мощность на входе электродвигателя [РВ1], кВт							
$p_{н1}$ – давление на выходе насоса [D_n], кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса [$D_{ив}$], кПа							
Q – расход воды [РА], м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н1}$ – мощность насоса, кВт							
$v_{в1}$ – средняя скорость во всасывающем патрубке насоса, м/с							
$v_{н1}$ – средняя скорость в нагнетательном патрубке насоса, м/с							
$\frac{v_{в1}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор во всасывающем патрубке насоса, м							
$\frac{v_{н1}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор в нагнетательном патрубке насоса, м							
$\frac{p_{в1}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор во всасывающем патрубке насоса, м							
$\frac{p_{н1}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор в нагнетательном патрубке насоса, м							
$H_{н1}$ – полный напор насоса, м							

Таблица 4.7.

Рабочие характеристики насосной установки
с последовательным включением двух насосов

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_{э1}$ – мощность на входе электродвигателя M1 [PW1], кВт							
$N_{э2}$ – мощность на входе электродвигателя M2 [PW2], кВт							
$p_{н1}$ – давление на выходе насоса Н1 [$D_{н1}$], кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1 [$D_{нв1}$], кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2 [$D_{в2}$], кПа							
Q – расход воды [РА], м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н(1+2)}$ – суммарная мощность насосов, кВт							
$v_{в}$ – средняя скорость во всасывающем патрубке насосной установки, м/с							
$v_{н}$ – средняя скорость в нагнетательном патрубке насосной установки, м/с							
$\frac{v_{в}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор во всасывающем патрубке насосной установки, м							
$\frac{v_{н}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор в нагнетательном патрубке насосной установки, м							
$\frac{P_{в}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор во всасывающем патрубке насосной установки, м							
$\frac{P_{н}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор в нагнетательном патрубке насосной установки, м							
$H_{н(1+2)}$ – суммарный напор насосной установки, м							

Таблица 4.8.

Рабочие характеристики насосной установки
с параллельным включением двух насосов

Измеряемые величины	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$N_{э1}$ – мощность на входе электродвигателя M1 [PW1], кВт							
$N_{э2}$ – мощность на входе электродвигателя M2 [PW2], кВт							
$p_{н1}$ – давление на выходе насоса Н1 [$D_{н1}$], кПа							
$p_{в1}$ – давление на входе насоса Н1 [$D_{нв1}$], кПа							
$p_{в2}$ – давление на входе насоса Н2 [$D_{в2}$], кПа							
Q – расход воды [РА], м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н(1+2)}$ – суммарная мощность насосов, кВт							
$v_{в}$ – средняя скорость во всасывающем патрубке насосной установки, м/с							
$v_{н}$ – средняя скорость в нагнетательном патрубке насосной установки, м/с							
$\frac{v_{в}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор во всасывающем патрубке насосной установки, м							
$\frac{v_{н}^2}{2 \cdot g}$ – скоростной напор в нагнетательном патрубке насосной установки, м							
$\frac{P_{в}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор во всасывающем патрубке насосной установки, м							
$\frac{P_{н}}{\rho \cdot g}$ – пьезометрический напор в нагнетательном патрубке насосной установки, м							
$H_{н(1+2)}$ – суммарный напор насосной установки, м							

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Для чего применяются насосные установки с последовательным и параллельным соединением насосов? Приведите принципиальные схемы последовательного и параллельного соединения двух насосов.

2. Как определяются характеристики насосной установки при последовательном включении насосов? Поясните графиком.

3. Как определяются характеристики насосной установки при параллельном включении насосов? Поясните графиком.

4. Почему действительные рабочие характеристики насосной установки, состоящей из двух или более насосов, могут отличаться от теоретических характеристик?

5. Какую схему соединения насосов необходимо применить, если в системе требуется изменять подачу жидкости в широком диапазоне? Как определить необходимое количество однотипных насосов и есть ли ограничения по количеству насосов?

6. Какую схему соединения насосов необходимо применить, если в системе требуется изменять напор в широком диапазоне? Как определить необходимое количество однотипных насосов и есть ли ограничения по количеству насосов?

7. Какие преимущества дает использование в насосных установках однотипных агрегатов? В каких случаях может использоваться комбинация разнотипных насосов?

4.4. Практическая работа «Расчет насосной установки»

Цель работы:

1. Овладеть методиками подбора насосов и трубопроводов насосной установки системы водоснабжения.
2. Овладеть навыками определения технических и энергетических параметров насосной установки.

Общие сведения

Насосной установкой называют систему резервуаров и трубопроводной арматуры, к которой подсоединяется насос (рис. 4.13).

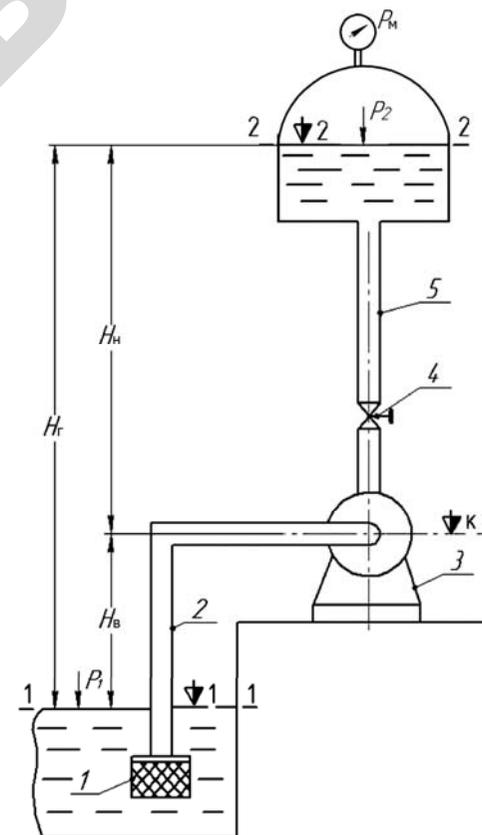


Рис. 4.13. Схема насосной установки:

- 1 – всасывающий клапан с сеткой; 2 – всасывающий трубопровод;
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод

Диаметры трубопроводов насосной установки выбираются в зависимости от средней скорости воды, которая в соответствии с [17] для труб диаметром $d \leq 250$ мм должна быть (0,6...1) м/с для всасывающих трубопроводов и (0,8...2) м/с для нагнетательных трубопроводов, а для труб диаметром $250 < d \leq 800$ мм должна быть (0,8...1,5) м/с для всасывающих трубопроводов и (1...3) м/с для нагнетательных трубопроводов. Всасывающий трубопровод для уменьшения вероятности появления кавитации рекомендуется делать по возможности наибольшего диаметра, короче по длине и с наименьшим числом поворотов и других местных сопротивлений.

Насосную установку характеризуют следующие параметры:

Q – подача насоса, то есть объем воды подаваемый насосом за единицу времени в трубопроводную систему насосной установки (в каталогах обычно указывается в м³/ч или л/с);

H – напор насоса, то есть энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос, м;

N – мощность насоса, кВт;

η – коэффициент полезного действия насоса (КПД), %;

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин или мин⁻¹;

D – диаметр рабочего колеса насоса, мм.

H_b – геометрическая высота всасывания, м;

H_n – геометрическая высота нагнетания, м;

$H_r = H_b + H_n$ – геометрический напор насосной установки, м;

p_1 и p_2 – давление на поверхности жидкости в нижнем и верхнем резервуарах соответственно, Па;

Q_p – расчетный расход, м³/с или м³/ч;

H_p – расчетный (требуемый) напор насосной установки, м;

$H_{н.у}$ – гидравлическая характеристика насосной установки, которую еще называют характеристикой трубопровода или сети, м.

Характеристики насоса Q , H , N , η , n и D подробно рассматривались в лабораторной работе № 4.2.

Геометрические параметры насосной установки H_b , H_n и H_r обозначены на рисунке 4.13.

Расчетный расход Q_p определяется на основании водохозяйственных расчетов.

Требуемый напор H_p это напор, который необходимо создать в насосной установке, чтобы по ней пошла жидкость с заданным расходом Q_p и рассчитывается по формуле

$$H_p = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h, \quad (4.13)$$

где $h = h_b + h_n$ – общие потери напора трубопроводов насосной установки;
 h_b и h_n – потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах;
 γ – удельный вес перекачиваемой жидкости.

Всасывающий трубопровод рассчитывается как короткий, тогда при определении суммарных потерь напора в нем рассчитываются как потери напора по длине, так и местные потери, то есть

$$h_b = \lambda_b \cdot \frac{l_b}{d_b} \cdot \frac{v_b^2}{2 \cdot g} + \Sigma \zeta \cdot \frac{v_b^2}{2 \cdot g} = \left(\lambda_b \cdot \frac{l_b}{d_b} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_b^2}{2 \cdot g}, \quad (4.14)$$

где λ_b – коэффициент гидравлического трения для всасывающего трубопровода, определяемый по графику Мурина (прил. 10) или по ф-лам (3.20) или (3.21);

l_b , d_b – длина и диаметр всасывающего трубопровода;

ζ – коэффициент местных гидравлических сопротивлений, (приложение 11);

v_b – средняя скорость движения воды во всасывающем трубопроводе, м/с.

Нагнетательный трубопровод, как правило, рассчитывается как длинный, поэтому при определении потерь напора в нем рассчитываются только потери напора по длине, а местные потери учитываются приблизительно по путем введения повышающего коэффициента $k = 1,1 \dots 1,3$, то есть

$$h_n = k \cdot \lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{v_n^2}{2 \cdot g}, \quad (4.15)$$

где l_n и d_n – длина и диаметр нагнетательного трубопровода, м;

v_n – средняя скорость воды в нагнетательном трубопроводе, м/с;

λ_n – коэффициент гидравлического трения для нагнетательного трубопровода.

Гидравлическая характеристика насосной установки рассчитывается по формуле

$$H_{н.у} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + B \cdot Q^2, \quad (4.16)$$

В формуле (4.16) параметр B является постоянной величиной для данной установки, и называется коэффициентом гидравлического сопротивления трубопроводов. При расчете характеристики насосной установки величина B определяется по формуле

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2}, \quad (4.17)$$

где h_p – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетном расходе Q_p , который определяется объемом и режимом водопотребления, а также объемом регулирующих сооружений.

Для анализа совместной работы насоса и насосной установки строятся их совмещенные графические характеристики. Рабочие параметры насосной установки определяются по рабочей точке A , которая находится на пересечении главной характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$, рассчитываемой по формуле (4.16). Рабочие параметры насосной установки, как правило, обеспечивают с избытком требуемые (расчетные) параметры, то есть $Q_A > Q_p$ и $H_A > H_p$. Поэтому в инженерной практике часто возникает необходимость регулирования насоса.

Регулирование насоса в составе насосной установки осуществляется следующими тремя основными методами: изменение гидравлической характеристики трубопровода (дросселирование), изменение частоты вращения рабочего колеса насоса, обточка рабочего колеса (может применяться для насосов типа К и Д).

При дроссельном методе регулирования изменяется характеристика насосной установки за счет изменения динамического сопротивления запорно-регулирующей арматуры, при этом характеристика самого насоса не изменяется. Поэтому рабочие параметры насоса определяются по его характеристике при заданном значении требуемой подачи Q_p . Причем мощность насоса лучше производить расчетным способом по формуле

$$N = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H}{\eta}, \quad (4.18)$$

где H и η – напор и КПД насоса при требуемой подаче Q_p .

Обточка рабочего колеса приводит к необратимому изменению характеристики насоса и применяется для долгосрочного регулирования. Пересчет характеристик насоса при обточке рабочего колеса и неизменной частоте его вращения производится в соответствии с положениями теории подобия насосов по формулам

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3, \quad (4.19)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2, \quad (4.20)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5, \quad (4.21)$$

где Q_1 , H_1 и N_1 – параметры, характеризующие работу насоса не обточенным рабочим колесом диаметром D_1 ;

Q_2 , H_2 и N_2 – параметры, характеризующие работу насоса с обточенным рабочим колесом диаметром D_2 .

Предел срезки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}}. \quad (4.22)$$

Параметры в формуле (4.22) определяются по номинальным характеристикам насоса.

В соответствии с [16] рекомендуются следующие пределы срезки рабочих колес:

- от 20 % до 15 % – при $60 < n_s < 120$;
- от 15 % до 11 % – при $120 < n_s < 200$;
- от 11 % до 7 % – при $200 < n_s < 300$.

При пересчете мощности необходимо учитывать снижение коэффициента полезного действия насоса при срезке рабочего колеса, определяемого по формуле [16]

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \cdot (D_1/D_2)^{0,25}, \quad (4.23)$$

где η_1 – КПД насоса до обточки рабочего колеса.

Мощность насоса с обточенным рабочим колесом

$$N_2 = \frac{\gamma \cdot Q_2 \cdot H_2}{\eta_2}, \quad (4.24)$$

При регулировании насоса для обеспечения требуемых параметров в формуле (4.24) принимают $Q_2 = Q_p$, $H_2 = H_p$ (Q_p и H_p – расчетный расход и требуемый напор насосной установки).

При частотном регулировании изменяются характеристики насоса, но в отличие от обточки рабочего колеса характеристики насоса не постоянные, а могут изменяться в широком диапазоне.

Пересчет характеристик насоса при частотном регулировании производится в соответствии с положениями теории подобия насосов по формулам

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (4.25)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (4.26)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (4.27)$$

где Q_1 , H_1 и N_1 – параметры, характеризующие работу насоса при начальной частоте вращения n_1 ;

Q_2 , H_2 и N_2 – параметры, характеризующие работу насоса при измененной частоте вращения n_2 .

При пересчете мощности необходимо учитывать снижение КПД насоса, изменяющегося в пределах 2%, то есть

$$\eta_2 = 0,98 \cdot \eta_1, \quad (4.28)$$

при соблюдении следующего условия:

$$1,3 \geq n_2/n_1 \geq 0,5. \quad (4.29)$$

Мощность насоса при частотном регулировании определяется по формуле (4.24) с учетом снижения КПД, определяемого по формуле (4.28).

Методика подбора центробежного насоса

1. Предварительно составляется схема насосной установки, определяются все ее геометрические и технические параметры.

2. На сводный график подач и напоров насосов (например, приложение 19) наносится расчетная точка Р, параметры которой соответствуют расчетному расходу Q_p и требуемому напору H_p . Выбирается тот насос, в поле которого попала расчетная точка. Причем, если насос комплектуется колесами разных диаметров, то выбирается диаметр рабочего колеса, при котором напорная характеристика насоса будет располагаться выше расчетной точки.

Если расчетная точка не попала ни в одно поле, то в зависимости от конкретной ситуации можно предпринять следующие меры: а) взять сводные характеристики насосов другого производителя; б) попытаться уменьшить расчетный напор H_p за счет снижения потерь напора h_p в трубопроводах, увеличивая их диаметр, но не выходя за пределы рекомендованных в [17] средних скоростей; в) укомплектовать насосную установку двумя или более насосами с последовательным или параллельным соединением. Для выбора двух одноступенчатых насосов с последовательным соединением расчетная подача H_p делится на два, а расчетный расход Q_p остается без изменений. Для выбора двух или более одноступенчатых насосов с параллельным соединением расчетный расход Q_p делится на количество насосов, а расчетная подача H_p остается без изменений.

3. Строятся графики рабочих характеристик выбранного насоса, например, на основании приложения 20...32.

Если насосная установка состоит из двух или более насосов, то вид характеристик совместно работающих насосов зависит от способа их соединения (см. рис. 4.10 и 4.11). Для построения суммарных характеристик двух или более параллельно работающих одноступенчатых насосов необходимо умножить подачу Q и мощность N одного насоса на количество насосов. При этом напор H и коэффициент полезного действия η оставить неизменными. Для построения суммарных рабочих характеристик двух последовательно работающих насосов необходимо удвоить напор H и мощность N одного насоса, а подача Q и коэффициент полезного действия η оставить неизменными. Кавитационная характеристика насосной установки при любом способе их соединения остается неизменной.

4. Строится гидравлическая характеристика насосной установки $H_{н.в} = f(Q)$, рассчитываемая по формуле (4.16), на тех же осях, что и главная характеристика насоса $H = f(Q)$. Для этого расходы Q ,

указанные в таблице технических данных насоса или группы совместно работающих насосов, подставляются в формулу (4.16) и вычисляются соответствующие напоры.

5. По рабочей точке А насоса, которая представляет собой точку пересечения напорной характеристики насоса $H=f(Q)$ и гидравлической характеристики насосной установки $H_{н.в}=f(Q)$, определяются рабочие параметры насоса, характеризующие его работу на данной установке: главные характеристики Q_A и H_A ; энергетические характеристики η_A и N_A ; кавитационная характеристика $H_{\text{вак А}}^{\text{доп}}$, $\Delta h_{\text{доп А}}$ или $NPSH_A$. Проверяется обеспеченность расчетных параметров для чего должно соблюдаться условие $Q_A \geq Q_p$ и $H_A \geq H_p$.

6. Проверяется отсутствие кавитации в насосе. Для этого вычисляется допустимая геометрическая высота всасывания $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ насоса. Выбор формулы для расчета $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ зависит от того, какая кавитационная характеристика насоса дана в каталоге, а именно: $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания; $\Delta h_{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас; $NPSH$ – *Net Positive Suction Head* (высота столба жидкости над всасывающим патрубком). Соответственно допустимая геометрическая высота всасывания определяется по одной из следующих формул:

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак А}}^{\text{доп}} - h_{\text{в}} - \frac{v_{\text{в.п}}^2}{2 \cdot g}, \quad (4.30)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп А}}, \quad (4.31)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_{\text{в}} - NPSH_A - h_3, \quad (4.32)$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление;

$p_{\text{н.п}}$ – абсолютное давление насыщенных паров жидкости при данной температуре (приложения 6 и 7);

$h_{\text{в}}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе при рабочем расходе, определяемые по формуле (4.14);

h_3 – запас (минимум 0,5 м);

$v_{\text{в.п}}$ – скорость воды во всасывающем патрубке насоса, определяемая по формуле

$$v_{\text{в.п}} = \frac{Q_A}{S_{\text{в.п}}}, \quad (4.33)$$

где Q_A – рабочий расход насоса;

$S_{\text{в.п}}$ – площадь поперечного сечения всасывающего патрубка (в прил. 20...32 даны диаметры всасывающих патрубков $D_{\text{в}}$).

При $H_{\text{в}} \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ кавитация в насосе отсутствует. Если данное условие не выполняется, то следует изменить насосную установку, например, увеличить диаметр или уменьшить длину всасывающего трубопровода для уменьшения потерь напора $h_{\text{в}}$, либо понизить отметку установки насоса.

7. Устанавливается метод регулирования насоса и соответствующие энергетические параметры насосной установки.

Задание:

Насосная установка относится к системе водоснабжения и предназначена для перекачки воды питьевого качества и температурой $T = 15^\circ\text{C}$. Расчетная схема установки соответствует рисунку 4.13.

Индивидуальные данные выбираются по таблице 4.9, где дано: требуемая подача воды Q_p ; длины всасывающего L_1 и нагнетательного L_2 трубопроводов; избыточное давление по показанию манометра p_m ; отметки уровней воды в резервуарах ∇_1 и ∇_2 .

Всасывающий трубопровод считать коротким, а нагнетательный – длинным. Всасывающий трубопровод имеет следующие местные сопротивления: приемный клапан с сеткой и два резких поворота на 90° . Трубы стальные поле нескольких лет эксплуатации.

Требуется:

1. Подобрать стандартные диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов насосной установки.
2. Подобрать центробежный консольный насос.
3. Построить график с совмещенными характеристиками насоса и насосной установки и определить рабочие характеристики насоса.
4. Определить допустимую высоту всасывания насоса и соответствующую ей максимальную отметку оси рабочего колеса.
5. Определить расчетную мощность насоса в рабочей и расчетной точках при различных методах регулирования: а) дросселировании; б) обточке рабочего колеса; в) изменении частоты вращения рабочего колеса.

6. Сравнить энергетические параметры насоса при различных методах регулирования.

Таблица 4.9.

Выбор индивидуальных данных

Вариант ¹	L_1 , м	L_2 , м	$p_2 = p_m$, МПа	∇_1 , м	∇_2 , м	Q_p , л/с
1	12	100	0,05	10	20	2+x
2	10	150	0,06	15	25	4+x
3	8	150	0,05	20	40	6+x
4	10	250	0,13	25	40	8+x
5	12	100	0,12	10	50	10+x
6	14	260	0,15	10	25	20+x
7	16	300	0,11	15	25	25+x
8	18	280	0,21	60	80	30+x
9	20	240	0,06	2	10	40+x
10	17	230	0,28	12	20	12+x
11	15	210	0,22	43	90	10+x
12	14	180	0,06	24	43	46+x
13	12	160	0,04	8	20	40+x
14	12	100	0,02	10	20	25+x
15	10	150	0,04	15	25	40+x
16	8	150	0,05	20	40	16+x
17	10	250	0,13	25	40	18+x
18	12	100	0,12	10	50	25+x
19	14	260	0,15	10	25	15+x
20	16	300	0,11	15	25	6+x
21	18	280	0,21	60	80	15+x
22	20	240	0,06	2	10	4+x
23	17	230	0,28	12	20	14+x
24	15	210	0,22	43	90	15+x
25	14	180	0,06	24	43	5+x
26	12	160	0,04	8	20	7+x
27	10	170	0,1	10	30	12+x
28	8	190	0,3	20	40	18+x
29	14	210	0,15	25	40	28+x
30	16	220	0,05	30	50	45+x

Примечания: 1) номер варианта соответствует номеру студента в журнале преподавателя;
2) значение $x = 0 \dots 25$ присваивается ведущим преподавателем каждой студенческой группе.

Пример расчета насосной установки

Исходные данные:

Подобрать трубопроводы и консольный насос для работы в насосной установке, подающую воду из резервуара чистой воды в открытую водонапорную башню (рис. 4.14). Всасывающий трубопровод длиной $l_b = 15$ м имеет два резких поворота на 90° и оборудован обратным клапаном с сеткой. Нагнетательный трубопровод имеет длину $l_n = 40$ м. Низшая отметка уровня воды в резервуаре $\nabla_1 = 10$ м, наибольшая отметка уровня воды в башне $\nabla_2 = 31$ м, отметка поверхности земли в месте установки насосной станции $\nabla_{н.с.} = 14$ м. Температура воды 10°C . Расчетный расход насосной установки $Q_p = 5,5$ л/с = $19,8$ м³/ч.

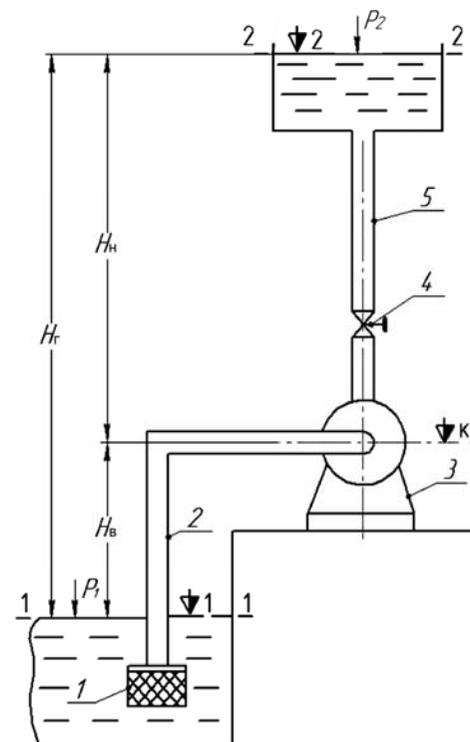


Рис. 4.14. Схема насосной установки:

1 – всасывающий клапан с сеткой; 2 – всасывающий трубопровод;
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод

Порядок расчета:

1. Подбираются диаметры трубопроводов с учетом того, что в соответствии с [17] для труб диаметром $d \leq 250$ мм $v_b = (0,6 \dots 1)$ м/с и $v_n = (0,8 \dots 2)$ м/с, а для труб диаметром $250 < d \leq 800$ мм $v_b = (0,8 \dots 1,5)$ м/с и $v_n = (1 \dots 3)$ м/с. Также выбирается материал трубопроводов. Для всасывающих трубопроводов применяются стальные трубы, соединяемые сваркой или фланцами. Для нагнетательных трубопроводов также можно использовать стальные трубы.

Примем в первом приближении скорость в обоих трубопроводах $v = 1$ м/с = 10 дм/с. Из уравнения неразрывности (3.1) найдем соответствующую площадь сечения трубопроводов и их диаметр

$$S = Q_p / v = (5,5 \text{ дм}^3/\text{с}) / (10 \text{ дм/с}) = 0,55 \text{ дм}^2,$$

$$d = \sqrt{4 \cdot S / \pi} = \sqrt{4 \cdot 0,55 \text{ дм}^2 / 3,14} = 0,837 \text{ дм} = 83,7 \text{ мм}$$

Учитывая расчетный диаметр d , из приложения 15 выбираем стандартные стальные трубы. Для всасывающего трубопровода наружный диаметр $d_{в.н} = 102$ мм, тогда внутренний диаметр $d_{в.в} = 95$ мм при толщине стенки $\delta = 3,5$ мм, площадь $S_{в.в} = 0,71 \text{ дм}^2$, а для нагнетательного $d_{н.н} = 76$ мм, тогда $d_{н.в} = 70$ мм при $\delta = 3,0$ мм, $S_{н.в} = 0,385 \text{ дм}^2$ (в обозначениях первый индекс означает всасывающий или нагнетательный трубопровод, а второй индекс – наружный или внутренний диаметр).

2. Определяем фактические скорости в трубопроводах по (3.1)

$$v_b = \frac{Q_p}{S_{в.в}} = \frac{5,5 \text{ дм}^3/\text{с}}{0,71 \text{ дм}^2} = 7,75 \text{ дм/с} = 0,775 \text{ м/с},$$

$$v_n = \frac{Q_p}{S_{н.в}} = \frac{5,5 \text{ дм}^3/\text{с}}{0,385 \text{ дм}^2} = 14,3 \text{ дм/с} = 1,43 \text{ м/с}.$$

Полученные скорости соответствуют рекомендованным.

3. Находятся потери напора во всасывающем h_b и в нагнетательном h_n трубопроводах, а также их сумма. Для этого из приложения 11 определяются коэффициенты местных сопротивлений ζ . В рассматриваемом случае коэффициент сопротивления клапана с сеткой $\zeta_k = 7$, а резкого поворота на 90° $\zeta_{п} = 1,1$.

Коэффициенты гидравлических сопротивлений λ можно определять по эмпирическим формулам, например (3.21), или по графикам различных авторов, например Мурина (приложение 10).

Для определения коэффициента гидравлического сопротивления λ по графику Мурина из приложения 9 находим абсолютную эквивалентную шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации $\Delta = 0,19$ мм и вычисляем относительную гладкость всасывающего и нагнетательного трубопроводов

$$\frac{d_{в.в}}{\Delta} = \frac{95 \text{ мм}}{0,19 \text{ мм}} = 500,$$

$$\frac{d_{н.в}}{\Delta} = \frac{70 \text{ мм}}{0,19 \text{ мм}} = 370.$$

Определяем число Рейнольдса по формуле (3.8)

$$Re_b = \frac{v_b \cdot d_{в.в}}{\nu} = \frac{77,5 \text{ см/с} \cdot 9,5 \text{ см}}{0,013 \text{ см}^2/\text{с}} = 5,7 \cdot 10^4,$$

$$Re_n = \frac{v_n \cdot d_{н.в}}{\nu} = \frac{143 \text{ см/с} \cdot 7 \text{ см}}{0,013 \text{ см}^2/\text{с}} = 7,7 \cdot 10^4.$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воды, определяемый по приложению 5 (при температуре 10°C , $\nu = 0,013 \text{ см}^2/\text{с}$).

По полученным значениям относительной гладкости d/Δ и числа Рейнольдса Re по графику Мурина находим $\lambda_b = 0,026$ и $\lambda_n = 0,027$ соответственно.

Вычисляются потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах по формулам (4.14) и (4.15)

$$h_b = \left(0,026 \cdot \frac{15 \text{ м}}{0,095 \text{ м}} + 7 + 2 \cdot 1,1 \right) \cdot \frac{(0,775 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 0,407 \text{ м},$$

$$h_n = 1,1 \cdot 0,027 \cdot \frac{40 \text{ м}}{0,07 \text{ м}} \cdot \frac{(1,43 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 1,77 \text{ м}.$$

Соответственно общие потери напора при расчетном расходе равны:

$$h_p = h_b + h_n = 0,407 \text{ м} + 1,77 \text{ м} = 2,18 \text{ м}.$$

4. Определяется расчетный напор насосной установки по формуле (4.13)

$$H_p = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h_p = 21 \text{ м} + 0 + 2,18 \text{ м} = 23,2 \text{ м},$$

где $H_r = \nabla_2 - \nabla_1 = 31 \text{ м} - 10 \text{ м} = 21 \text{ м}$; $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$.

5. Наносим расчетную точку ($Q_p = 5,5 \text{ л/с}$, $H_p = 23,2 \text{ м}$) на сводный график подач и напоров консольных насосов (приложение 19) и по ближайшей вышерасположенной характеристике уточняем марку насоса: К 20/30а, либо КМ 20/30а (частота вращения рабочего колеса $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, диаметр рабочего колеса $D_k = 148 \text{ мм}$). Насосы типов К и КМ в гидравлическом отношении одинаковы, а отличаются конструкцией соединения с электродвигателем.

6. Строим графики рабочих характеристик (рис. 4.15) выбранного насоса с помощью приложения 22, для диаметра рабочего колеса $D_k = 148 \text{ мм}$.

8. Строим гидравлическую характеристику насосной установки на тех же осях, что и напорная характеристика насоса (рис. 4.15). Для этого расходы, указанные в приложении 22, подставляются в уравнение (4.16) и вычисляются соответствующие напоры.

Коэффициент B в уравнении (4.16) определяется по формуле

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2} = \frac{2,18 \text{ м}}{(5,5 \text{ л/с})^2} = 0,0721 \text{ м/(л/с)}^2.$$

Единица измерения м/(л/с)^2 позволяет получать в формуле (4.16) потери напора в метрах при подстановке табличных расходов в л/с.

Результаты расчетов по формуле (4.16) приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10.

Гидравлическая характеристика насосной установки

Q , л/с	0	2	4	6	8
$H_{н.у}$, м	21	21,3	22,2	23,6	25,6

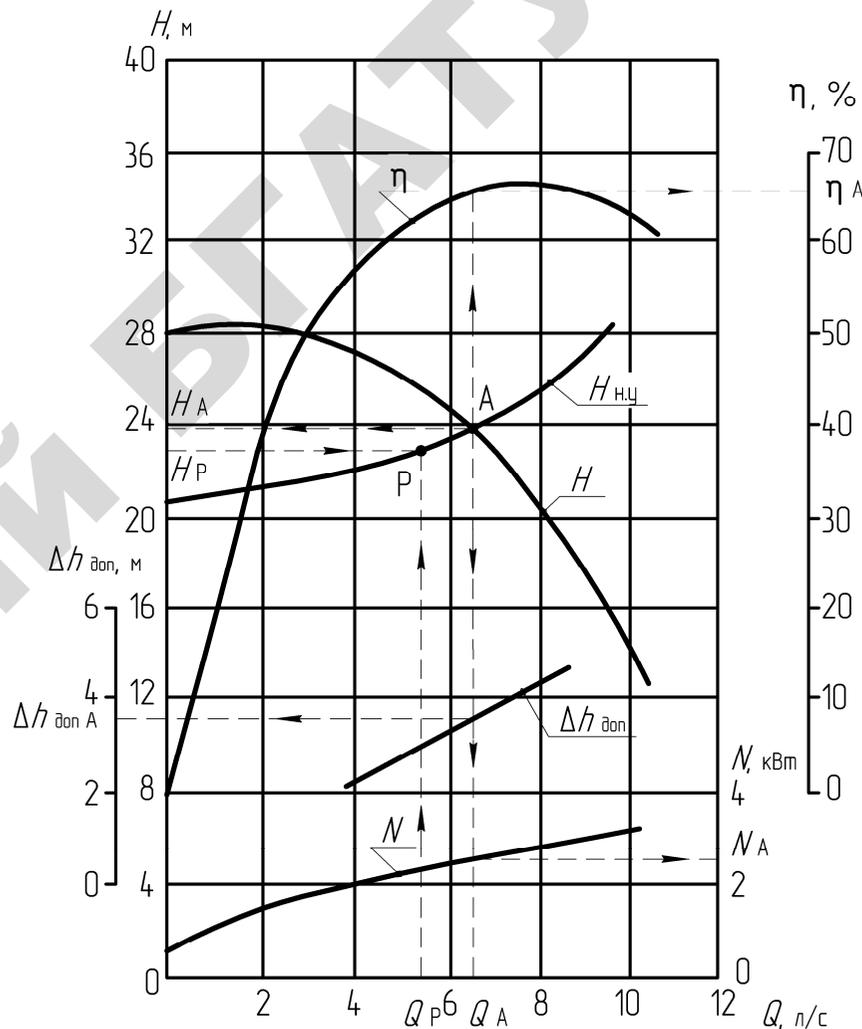


Рис. 4.15. Определение рабочих параметров насоса К 20/30а:

H , η , N и $\Delta h_{\text{дон}}$ – характеристики насоса;

$H_{н.у}$ – гидравлическая характеристика насосной установки;

P – расчетная точка насосной установки (индексом P обозначены расчетные параметры насосной установки);

A – рабочая точка насоса (индексом A обозначены рабочие параметры насоса)

8. На пересечении напорной характеристики насоса с гидравлической характеристикой насосной установки (рис. 4.15) находится рабочая точка насоса А, которая определяет его рабочие параметры $H_A = 23,9$ м; $Q_A = 6,5$ л/с; $\eta_A = 67$ %; $\Delta h_{\text{доп.А}} = 3,25$ м; $N_A = 2,5$ кВт. Расчетные параметры обеспечены, так как соблюдаются условия $Q_A \geq Q_p$ и $H_A \geq H_p$.

9. Определяем допустимую геометрическую высоту всасывания $H_B^{\text{доп}}$ и соответствующую ей отметку оси рабочего колеса насоса по формуле (4.31) для двух режимов работы, которые соответствуют точке А (максимальная подача Q_A) и расчетной точке Р (требуемая подача Q_p), достигаемая путем регулирования насоса.

Наименьшее абсолютное давление атмосферы в рассматриваемой местности $p_{\text{атм}} = 98$ кПа, абсолютное давление насыщенных паров воды при температуре 10°C $p_{\text{н.п}} = 1,227$ кПа, (прил. 7).

Тогда при работе насоса в расчетной точке Р получим

$$H_B^{\text{доп}} = \frac{98 \text{ кПа} - 1,23 \text{ кПа}}{9,81 \text{ кН/м}^3} - 0,407 \text{ м} - 2,95 \text{ м} = 6,51 \text{ м}$$

При работе насоса в точке А необходимо произвести перерасчет потерь напора с учетом того, что по трубопроводу будет проходить расход $Q_A > Q_p$. При развитом турбулентном режиме движения жидкости потери напора пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату расхода, поэтому легко сделать перерасчет

$$h'_B = h_B \left(\frac{Q_A}{Q_p} \right)^2 = 0,407 \text{ м} \cdot \left(\frac{6,5 \text{ л/с}}{5,5 \text{ л/с}} \right)^2 = 0,568 \text{ м}.$$

Тогда

$$H_B^{\text{доп}} = \frac{98 \text{ кПа} - 1,23 \text{ кПа}}{9,81 \text{ кН/м}^3} - 0,568 \text{ м} - 3,25 \text{ м} = 6,05 \text{ м}.$$

Из двух полученных значений $H_B^{\text{доп}}$ выбирается наименьшее. Как видно из расчетов наименьшее значение $H_B^{\text{доп}}$ наблюдается при максимальной подаче насоса. Поэтому на практике определение

допустимой геометрической высоты всасывания $H_B^{\text{доп}}$ осуществляют только по параметрам рабочей точки А. Соответственно в рассматриваемой задаче наибольшая допустимая по условиям кавитации отметка оси рабочего колеса

$$\nabla_k = \nabla_1 + H_B^{\text{доп}} = 10 \text{ м} + 6,05 \text{ м} = 16 \text{ м}.$$

Следовательно, в данном случае при $\nabla_{\text{н.с}} = 14$ м может быть применена станция наземного типа.

10. Определяется мощность насоса при различном регулировании.

Мощность насоса в рабочей точке была определена ранее по графической характеристике $N = f(Q)$ и составила $N_A = 2,5$ кВт. Следует отметить, что такой важный энергетический параметр, как рабочая мощность насоса N_A , более точно определяется по формуле

$$N_A = \frac{\gamma \cdot Q_A \cdot H_A}{\eta_A},$$

то есть

$$N_A = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0065 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 23,9 \text{ м}}{0,67} = 2420 \text{ Вт} = 2,42 \text{ кВт}.$$

Если по заданию требуется обеспечить определенную расчетную подачу Q_p , то возникает вопрос регулирования насоса, так как рабочий расход $Q_A > Q_p$. То есть необходимо обеспечить переход из рабочей точки А, в расчетную точку Р (рис. 4.15). Основные методы регулирования: дросселирование, обточка рабочего колеса, изменение частоты вращения рабочего колеса. Мощность насоса N при различных методах регулирования будет отличаться. Таким образом, энергоэффективность насосной установки зависит от метода регулирования.

При дроссельном методе регулирования мощность насоса определяется по формуле (4.8), то есть

$$N_{\text{др}} = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H}{\eta} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 25,8 \text{ м}}{0,64} = 2,18 \text{ кВт},$$

где H и η – напор и КПД насоса при расчетной подаче Q_p .

Мощность насоса с обточенным рабочим колесом определяется по формуле (4.24), с учетом формул (4.19), (4.22) и (4.23).

Вначале определяем требуемый диаметр рабочего колеса из формулы (4.19)

$$D_{к2} = D_{к1} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{Q_A}} = 0,148 \text{ м} \cdot \sqrt[3]{\frac{5,5 \text{ л/с}}{6,5 \text{ л/с}}} = 0,14 \text{ м} = 140 \text{ мм},$$

где $D_{к1}$ – начальный диаметр рабочего колеса по паспортным данным.

Степень обточки рабочего колеса в % составляет

$$\delta = \frac{D_{к1} - D_{к2}}{D_{к1}} \cdot 100 = \frac{148 \text{ мм} - 140 \text{ мм}}{148 \text{ мм}} \cdot 100 = 5,4\%,$$

что допустимо для насосов любой быстроходности.

Определяем коэффициент полезного действия насоса при обточке рабочего колеса по формуле (4.23)

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta_A) \cdot \left(\frac{D_{к1}}{D_{к2}}\right)^{0,25} = 1 - (1 - 0,67) \cdot \left(\frac{148 \text{ мм}}{140 \text{ мм}}\right)^{0,25} = 0,651.$$

Тогда по формуле (4.24) мощность насоса при обточке рабочего колеса

$$N_{об} = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_{об}} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 23,2 \text{ м}}{0,651} = 1,92 \text{ кВт}.$$

При изменении частоты вращения рабочего колеса мощность насоса определяется по формуле (4.24), с учетом формул (4.25) и (4.28).

Из формулы (4.25) определяем требуемую частоту вращения рабочего колеса

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_p}{Q_A} = 2900 \text{ мин}^{-1} \cdot \frac{5,5 \text{ л/с}}{6,5 \text{ л/с}} = 2454 \text{ мин}^{-1},$$

где n_1 – начальная частота вращения рабочего колеса.

Проверяем соблюдение необходимого условия (4.29). Получаем $n_2/n_1 = 2900 \text{ мин}^{-1}/2454 \text{ мин}^{-1} = 1,18$, то есть условие выполняется. Тогда по формуле (4.28) определяем КПД насоса

$$\eta_{ч} = 0,98 \cdot \eta_A = 0,98 \cdot 0,67 = 0,657.$$

Тогда по формуле (4.24) мощность насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса

$$N_{ч} = \frac{\gamma \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_{ч}} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 23,2 \text{ м}}{0,657} = 1,91 \text{ кВт}.$$

Сравнивая полученные значения мощностей при различных методах регулирования насоса $N_{др} = 2,18 \text{ кВт}$, $N_{об} = 1,92 \text{ кВт}$ и $N_{ч} = 1,91 \text{ кВт}$ можно сделать вывод, что наиболее энергоэффективным методом регулирования является изменение частоты вращения рабочего колеса. Следует отметить, что мощность насоса при обточке рабочего колеса практически сопоставима с мощностью при изменении частоты вращения рабочего колеса. Однако обточка рабочего колеса не позволяет вернуться к прежним характеристикам, что является недостатком данного метода. Наименее эффективный метод регулирования насоса – дросселирование. Однако по сравнению с частотным регулированием данный метод является более простым в реализации и не требует затрат на оснащение насосного агрегата дополнительным оборудованием, например, преобразователем частоты тока (ПЧТ) электродвигателя.

Контрольные вопросы:

1. Что называется насосной установкой? Какие основные параметры характеризуют насосную установку?
2. Как определяется расчетный (требуемый) напор насоса и гидравлическая характеристика насосной установки?
3. Как осуществляется подбор насоса, и определяются его рабочие характеристики?
4. Что такое рабочая и расчетная точки насосной установки? Как определяется рабочая точка? Проиллюстрируйте ответ.
5. Какие существуют основные методы регулирования подачи насосной установки? За счет чего осуществляется регулирование? Проиллюстрируйте ответ.

6. Как определяется мощность насоса при различных методах регулирования насосной установки?

7. Как изменяется КПД насоса при различных методах регулирования насосной установки?

8. Какие преимущества и недостатки имеют различные методы регулирования насосной установки?

9. Как определяется количество насосов и их суммарные характеристики при работе насосной установки с последовательным и параллельным соединением насосов?

10. Как осуществляется подбор трубопроводов для насосной установки? Какие существуют особые требования к всасывающему трубопроводу?

11. Как определяются потери напора в трубопроводах насосной установки?

12. Как определяется допустимая высота всасывания насоса, для чего она определяется и за счет чего может быть увеличена?

4.5. Практическая работа «Выбор метода регулирования насосной установки»

Цель работы:

1. Овладеть навыками выбора метода регулирования насосной установки на основании сравнения показателей энергоэффективности.

2. Овладеть навыками оценки экономического и природоохранного эффекта при выборе энергоэффективного метода регулирования.

Общие сведения

На практике, как правило, верно подобранный насос обеспечивает требуемую подачу Q_p с некоторым избытком, то есть рабочая подача $Q_A > Q_p$. В некоторых случаях это допускается. Однако в случаях, когда насос должен обеспечивать именно требуемую подачу Q_p , возникает вопрос регулирования насосной установки.

Регулирование насоса в составе насосной установки осуществляется следующими тремя основными методами: изменение гидравлической характеристики трубопровода (дросселирование), изменение частоты вращения рабочего колеса насоса, обточка рабочего колеса.

При дроссельном методе регулирования изменяется характеристика насосной установки за счет изменения динамического сопротивления запорно-регулирующей арматуры, при этом характеристика самого насоса не изменяется. Поэтому рабочие параметры насоса определяются по его графическим характеристикам в точках их пересечения с вертикалью, проведенной из точки на оси подачи со значением $Q = Q_p$. Причем мощность насоса лучше производить расчетным способом по формуле (4.18).

Обточка рабочего колеса приводит к необратимому изменению характеристик насоса, поэтому этот метод не подходит для регулирования насоса, работающего в разных режимах. Мощность насоса с обточенным рабочим колесом определяется по формуле (4.24) с учетом формул (4.19), (4.22) и (4.23).

При частотном регулировании изменяются характеристики насоса, но в отличие от обточки рабочего колеса характеристики насоса не постоянные, а могут изменяться в широком диапазоне. Мощность насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса определяется по формуле (4.24), с учетом (4.25), (4.28) и (4.29).

Потребляемая насосным агрегатом электрическая мощность в кВт определяется по формуле

$$N_3 = \frac{N}{\eta_3}, \quad (4.34)$$

где N – мощность насоса, кВт;

η_3 – КПД электродвигателя (в долях от единицы).

Электрическая энергия в кВт·ч, потребляемая насосным агрегатом за расчетный период, определяется по формуле

$$W_3 = N_3 \cdot K_t, \quad (4.35)$$

где K_t – количество часов работы насоса за расчетный период.

Затраты на электроэнергию в рублях при эксплуатации насоса за расчетный период определяются по формуле

$$E_3 = W_3 \cdot C_3, \quad (4.36)$$

где C_3 – тариф на электроэнергию, руб/(кВт·ч).

Годовое снижение выбросов парниковых газов (т/год) за счет внедрения энергосберегающих мероприятий определяется на стадии проектной заявки в соответствии с [18] по формуле

$$P_C = K_C \cdot K_f \cdot \Delta W_3, \quad (4.37)$$

где K_C – коэффициент выброса углерода на 1 г.у.т. при производстве электроэнергии, рассчитанный на основании фактического расхода всех видов топлива на производство электроэнергии, т CO_2 /г.у.т.;

K_f – среднее по Республике Беларусь значение расхода топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии за предшествующий расчетный год, г.у.т./кВт·ч;

ΔW_3 – годовая экономия электроэнергии, кВт·ч/год.

Задание:

Насосная установка предназначена для перекачки воды питьевого качества на производственные нужды. Расчетная схема установки соответствует рисунку 4.14. По требованиям технологического процесса насосная установка должна работать в двух режимах для обеспечения подач $Q_{р.макс}$ и $Q_{р.мин}$.

Индивидуальные данные выбираются по таблице 4.11, где $Q_{р.макс}$ – требуемая максимальная подача (режим 1); $Q_{р.мин}$ – требуемая минимальная подача (режим 2); $H_{р.макс}$ – требуемый напор при максимальной подаче; $H_{г}$ – геометрический напор; t_I – суточное число часов работы насоса в режиме I; t_{II} – суточное число часов работы насоса в режиме II.

Таблица 4.11.

Выбор индивидуальных данных

№ группы	№ варианта	$Q_{р.макс}$, м ³ /ч	$Q_{р.мин}$, м ³ /ч	$H_{р.макс}$, м	$H_{г}$, м	t_I , ч	t_{II} , ч
Трехзначное число от 200 до 300, задаваемое преподавателем	№ по списку в журнале	№ группы № варианта	$Q_{р.макс} \cdot 0,7$	(№ варианта) + 30	$\frac{(\text{№ группы})}{10}$	8	16

Требуется:

1. Подобрать насос для подачи воды на технологические нужды насосной установкой, работающей в двух режимах, и определить рабочие характеристики насоса.

2. На основании сопоставления энергозатрат выбрать наиболее экономичный метод регулирования.

3. Определить годовой экономический эффект и годовой объем снижения выбросов парниковых газов за счет применения энергоэффективного метода регулирования.

Порядок выполнения работы

Насос подбирается при помощи сводных характеристик (например, приложение 19) по заданным значениям $Q_{р.мин}$, $Q_{р.макс}$ и $H_{р.макс}$. Для выбранного насоса приводятся графические характеристики, а именно главная характеристика $H = f(Q)$ и энергетические характеристики $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ (пример построения см. рис. 4.15).

На графические характеристики выбранного насоса наносится характеристика насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$. Для расчета характеристики насосной установки определяется его гидравлическое сопротивление по формуле

$$B = \frac{H_{р.макс} - H_{г}}{Q_{р.макс}^2}.$$

Зная гидравлическое сопротивление B , рассчитываем характеристику насосной установки

$$H_{н.у} = H_{г} + B Q^2$$

Расчет характеристики насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$ удобно вести в табличной форме (пример см. табл. 4.10). Причем значения расходов Q должны охватывать весь диапазон подач выбранного насоса.

На совмещенных характеристиках насоса и насосной установки отмечаются три точки: рабочая точка A – точка пересечения главной характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$, и две режимные точки P_I и P_{II} – точки на характеристике насосной установки $H_{н.у} = f(Q)$, определяемые заданными параметрами $Q_{р.макс}$ и $Q_{р.мин}$.

По рабочей точке A определяются рабочие параметры насосной установки: Q_A , H_A , N_A и η_A .

Так как по условию задачи насосная установка должна периодически работать в двух режимах и обеспечивать требуемые подачи $Q_{р.макс}$ и $Q_{р.мин}$, то возникает вопрос ее регулирования. Причем регулирование насоса обточкой его рабочего колеса не подходит для данной задачи, так как он должен работать в двух разных режимах. Следовательно, для сравнения подходят только два метода регулирования насосной установки: дросселирование и изменение частоты вращения рабочего колеса насоса.

При дроссельном методе регулирования рабочие параметры насоса определяются по его графической характеристике по заданным значениям подачи $Q_{р.макс}$ и $Q_{р.мин}$, которые должны находиться в области рабочих характеристик выбранного насоса. При этом мощность насоса $N_{др.I}$ и $N_{др.II}$ при работе его в режимах I и II можно определять по энергетической характеристике $N = f(Q)$ или более точным расчетным способом по формуле (4.18).

При изменении частоты вращения рабочего колеса мощность насоса определяется по формуле (4.24), с учетом формул (4.25) и (4.28). Вначале определяется требуемая частота вращения рабочего колеса $n_{2.I}$ и $n_{2.II}$ при работе насоса в режимах I и II из формулы (4.25)

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_P}{Q_A},$$

где n_1 – начальная частота вращения рабочего колеса.

Определив требуемую частоту вращения рабочего колеса $n_{2.I}$ и $n_{2.II}$ при работе насоса в режимах I и II , проверяется допустимость внесения таких изменений по критерию (4.29), в случае выполнения которого определяется КПД и мощность насоса.

Мощность насоса $N_{ч.I}$ и $N_{ч.II}$ при частотном регулировании определяется по формуле (4.24) с учетом изменения коэффициента полезного действия, определяемого по формуле (4.28). В формуле (4.28) значение коэффициента полезного действия η_1 определяется по рабочей точке A на совмещенных характеристиках насоса и насосной установки, то есть $\eta_1 = \eta_A$. В формуле (4.24) параметры Q_2 и H_2 определяются по соответствующим режимным точкам P_I или P_{II} .

После определения мощности насоса при различных методах регулирования и различных режимах работы определяется соответствующая электрическая мощность по формуле (4.34), то есть с учетом КПД электродвигателя $\eta_э$ для различных методов регулирования устанавливаются мощности $N_{э.др.I}$ и $N_{э.др.II}$, $N_{э.ч.I}$ и $N_{э.ч.II}$.

Электрическая энергия, потребляемая насосным агрегатом за год (кВт·ч/год), определяется по формуле (4.35). С учетом того, что насос периодически работает в двух режимах, то формула (4.35) при определении электропотребления $W_{э.др}$ и $W_{э.ч}$ для каждого метода регулирования представляется в виде

$$W_э = N_{э.I} \cdot K_{t.I} + N_{э.II} \cdot K_{t.II},$$

где $K_{t.I}$ и $K_{t.II}$ – количество часов работы насоса за год в режиме I и режиме II соответственно.

Количество часов работы насоса в год $K_{t.I}$ и $K_{t.II}$ определяется по формуле

$$K_t = t \cdot K_d,$$

где t – суточное число часов работы насоса в определенном режиме;

K_d – количество рабочих дней в текущем году.

Годовая экономия электроэнергии определяется по формуле

$$\Delta W_э = |W_{э.др} - W_{э.ч}|,$$

где $W_{э.др}$ и $W_{э.ч}$ – электроэнергия, потребляемая насосным агрегатом за год при использовании двух сравниваемых методов регулирования насоса, кВт·ч/год.

Годовые затраты на электроэнергию (руб/год) для каждого метода регулирования определяются по формуле (4.36). Цена 1 кВт часа электроэнергии C_e определяется по данным РУП «Минскэнерго» для промышленных предприятий на день выполнения практической работы с учетом индексации.

Предпочтительным, с точки зрения энергосбережения, является метод регулирования насосной установки, требующий меньших затрат на электроэнергию.

Годовой экономический эффект (руб/год) от энергосбережения при выборе наиболее эффективного метода регулирования насосной установки определяется по формуле

$$R_3 = |E_{\text{э.др}} - E_{\text{э.ч}}|,$$

где $E_{\text{э.др}}$ и $E_{\text{э.ч}}$ – годовые затраты на электроэнергию при использовании двух различных методов регулирования насоса, руб/год.

Годовое снижение выбросов парниковых газов (т/год) за счет внедрения энергосберегающих мероприятий определяется по формуле (4.37), в которой параметры K_C и K_f в настоящее время принимают $K_C = 1,72 \cdot 10^{-6}$ т CO_2 /г.у.т.; $K_f = 271$ г.у.т/кВт.ч.

Контрольные вопросы:

1. В каких случаях возникает необходимость регулирования подачи насосной установки? Какие бывают методы регулирования?
2. Какие преимущества и недостатки имеют различные методы регулирования насосной установки?
3. Как определяется мощность насоса при различных методах регулирования? Проиллюстрируйте ответ.
4. Как определяются электрическая мощность и электрическая энергия, потребляемая насосным агрегатом?
5. За счет чего возникает экономический и природоохранный эффект при выборе эффективного метода регулирования насосной установки?

4.6. Лабораторная работа «Изучение конструкций и исследование характеристик гидравлических машин вращательного движения»

Цель работы:

1. Изучить устройство и принцип работы поршневых, шестеренных, роторно-пластинчатых и планетарных гидромашин.
2. Приобрести знания по устройству и овладеть навыками расчета и испытания названных гидромашин.

Общие сведения

Устройство, принцип работы и классификация поршневых гидромашин

Основными элементами поршневых насосов являются (рис. 4.16): цилиндр 1, поршень 2 и распределитель 3, при помощи которого цилиндр попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания.

Поршневые гидродвигатели устроены аналогично.

В классификации поршневых гидромашин за основу приняты следующие признаки: кратность действия, конструкция поршня, число и расположение цилиндров, а также конструкция распределителей. У насоса однократного действия (рис. 4.16, а) поршень 2, перемещаясь в цилиндре 1 вправо, увеличивает объем рабочей камеры, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан открывается и жидкость всасывается в цилиндр. Далее, при движении поршня, объем рабочей камеры уменьшается, давление возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается и жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипа вала вытесняет жидкость из рабочей камеры один раз. Аналогично работают насосы двукратного действия с двумя рабочими камерами (рис. 4.16, б) и эксцентриковый насос (рис. 4.16, в).

Для увеличения рабочего объема нередко используется принцип многократности действия. Например, у машин пятикратного действия (рис. 4.16, в) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в пять раз. В этом случае цилиндр 1 вращается относительно пустотелой оси, а головка поршня обкатывается по пятипрофильной обойме. Проходя каждый профиль, поршень всасывает

и вытесняет жидкость в соответствующую секцию пустотелого вала, выполняющего роль распределителя. Поршни бывают дисковые, если длина его меньше диаметра $b < D$ (рис. 4.16, б), плунжерные $b > D$ (рис. 4.16, а, в, з). Обычно плунжеры используются для высоких давлений, причем они могут быть как сплошными (рис. 4.16, в), так и пустотелыми (рис. 4.16, а, з).

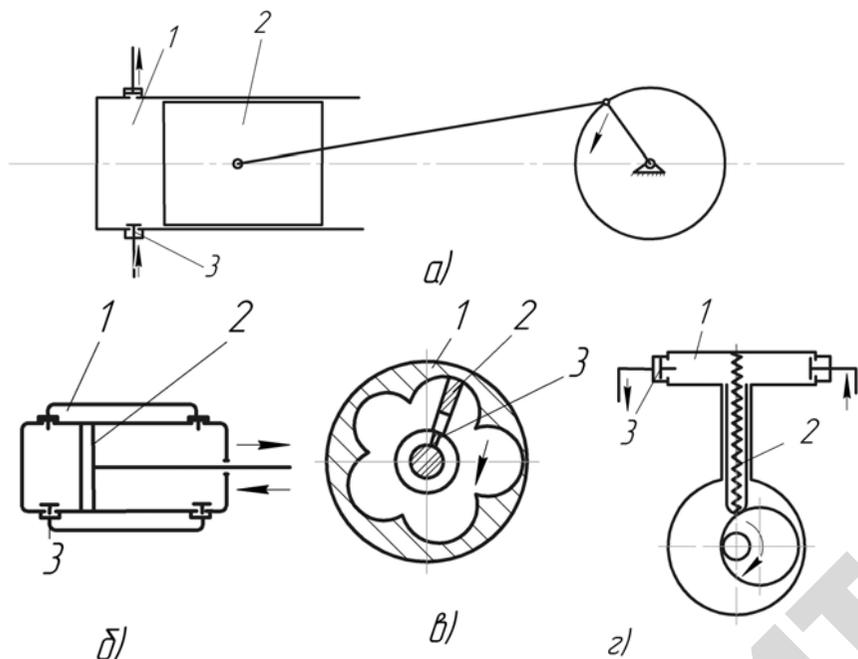


Рис. 4.16. Схемы поршневых гидромашин:
а) однократного действия; б) двукратного действия;
в) многократного действия; з) эксцентриковый насос;
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – распределитель

По числу цилиндров и их расположению поршневые гидромашин делятся на одно- и многоцилиндровые, с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентриковые насосы), звездообразным расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 4.17, а, б, в, з) и расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения

(аксиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 4.19, а, б). Как правило, цилиндры радиальных и аксиальных роторно-поршневых гидромашин изготавливаются в массивных телах вращения, называемых роторами или цилиндрическими блоками.

По конструкции распределителя различают поршневые гидромашин с клапанным (рис. 4.16, а, б, з) и золотниковым (рис. 4.16, в; рис. 4.17, а, б, в, з) распределением.

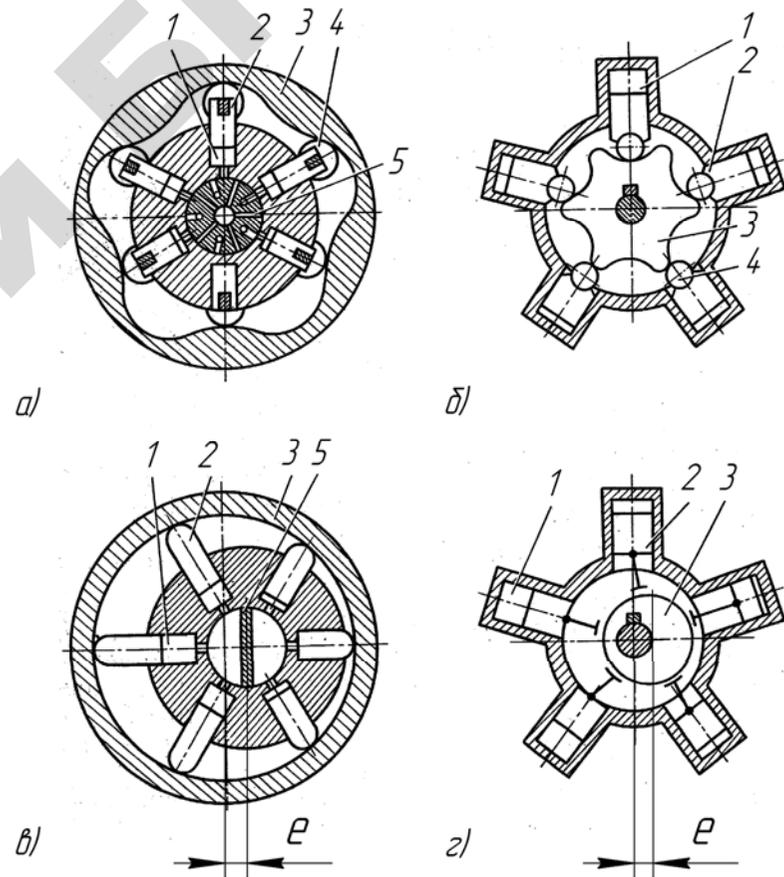


Рис. 4.17. Радиально-поршневые гидромашин:
а), б) нерегулируемые; в), з) регулируемые;
1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая; 4 – каток;
5 – распределитель

В первом случае клапаны автоматически открываются и закрываются благодаря разности давлений, возникающих в процессе работы насоса. При золотниковом распределении впуск и выпуск жидкости из цилиндра осуществляется только в определенных положениях поршня и золотника.

Поршневые насосы и гидромоторы находят широкое применение в сельскохозяйственных машинах. Одним из главных достоинств радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов является возможность регулирования подачи Q изменением рабочего объема.

Радиально-поршневой насос (рис. 4.17, а-з) состоит из направляющей 3, блока цилиндров 1, поршней 2, распределительного устройства 5, катков 4. Смещение оси ротора относительно оси статора показывает величина, называемая эксцентриситетом - e .

У регулируемых радиально-поршневых насосов ход поршня регулируется изменением эксцентриситета e ($h = 2e$, рис. 4.17, в, з), а у аксиально-поршневых изменением угла β ($h = D \cdot \text{tg}\beta$) наклона диска (рис. 4.19, а) или цилиндрического блока (рис. 4.19, б). Роль распределительного устройства выполняет пустотелый вал с уплотнительной перемычкой, на которой помещен вращающийся ротор. Верхняя часть поршня прижимается к внутренней поверхности обоймы центробежными силами или давлением жидкости, подаваемой в цилиндры подпиточным насосом. Если эксцентриситет $e < 0$ или $e > 0$, то поршни, обкатываясь по обойме, совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение: двигаясь от центра вращения, производят всасывание, к центру – нагнетание. Если эксцентриситет $e = 0$, то подача жидкости отсутствует. Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно менять подачу и направление потока жидкости.

Схема радиально-поршневого гидромотора (шестикратного действия) показана на рис. 4.18. Рабочие камеры гидромотора образованы рабочими поверхностями блока цилиндров и поршней. Каждая камера с помощью каналов и отверстий блока и торцевого распределительного диска соединена со штуцерами подвода 1 и отвода 12 рабочей жидкости. Торцевой распределительный диск 5 прижат к торцу блока цилиндров 10 через компенсационную шайбу втулкой 3.

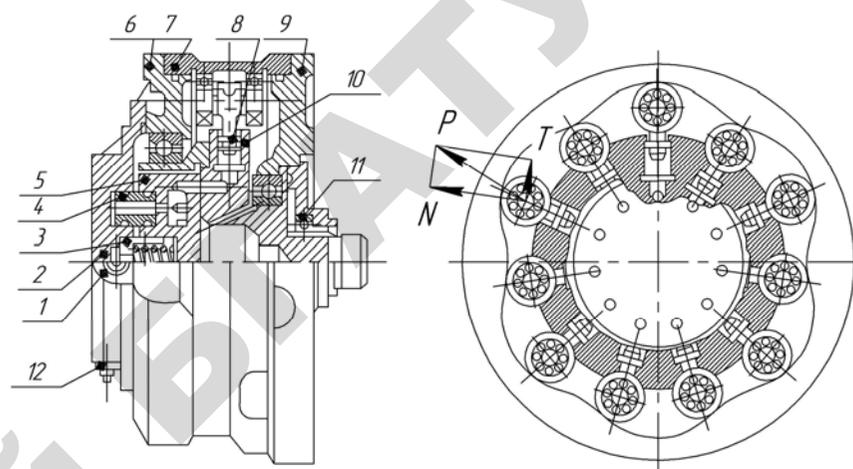


Рис. 4.18. Радиально-поршневой гидромотор:
1, 12 – штуцера; 2 – крышка; 3, 4 – втулки;
5 – распределительный диск; 6, 9 – передняя
и задняя крышки; 7 – корпус; 8 – поршень;
10 – блок цилиндров; 11 – манжета

В распределительном диске установлено по три втулки 3 и 4, которые соединяют его каналы с каналами крышки 2. При работе каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определённой последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит поочередно из магистрали высокого давления нагнетание и вытеснение в сливную магистраль.

При подводе рабочей жидкости под давлением последняя от штуцера 12 через соединительные втулки 4 поступает к распределительному диску 5 и далее, через торцевые отверстия, попадает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках копира корпуса 7. В этих камерах происходит процесс нагнетания. Поршни выходят из цилиндров и через ось с двумя подшипниками действуют с силой P на копира корпуса. В точке контакта силу P можно разложить на силу нормального давления N , направленную по нормали к опорной поверхности, и тангенциальную силу T , которая и создаёт крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора.

При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. Поршни под действием сил N совершают обратный ход и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер. Жидкость через торцевые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход через штуцер 1 . Частота вращения зависит от расхода жидкости. Посредством изменения направления подвода жидкости можно реверсировать вращение вала.

Рабочий объем радиально-поршневых гидромашин однократного действия равен

$$q_o = 2(\pi \cdot d^2 / 4) \cdot e \cdot z \cdot k, \quad (4.38)$$

где d – диаметр поршня;

e – эксцентриситет;

z – число поршней в ряду;

k – число рядов поршней.

Рабочий объем радиально-поршневых гидромашин многократного действия равен

$$q_o = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot x \cdot z \cdot b, \quad (4.39)$$

где x – перемещение поршня кулачком;

b – число кулачков профиля направляющей.

Крутящий момент радиально-поршневых гидромашин равен

$$M = \Delta p \cdot (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot (R - e), \quad (4.40)$$

Аксиально-поршневые гидромашины (рис. 4.19) состоят из блока цилиндров 2 , распределителя 1 , поршней 3 , толкателей 7 , валов 5 и 6 , упорной шайбы 4 . Гидромашины с наклонной шайбой (рис. 4.19, a) регулируемые. Более подробно конструкция и принцип работы аксиально-поршневых гидромашин рассматриваются ниже.

На рис. 4.20 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров 3 установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1 . В цилиндрах блока размещены поршни 5 , которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10 . Башмаки прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8 . Наклонный диск поворачивается на угол β через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления.

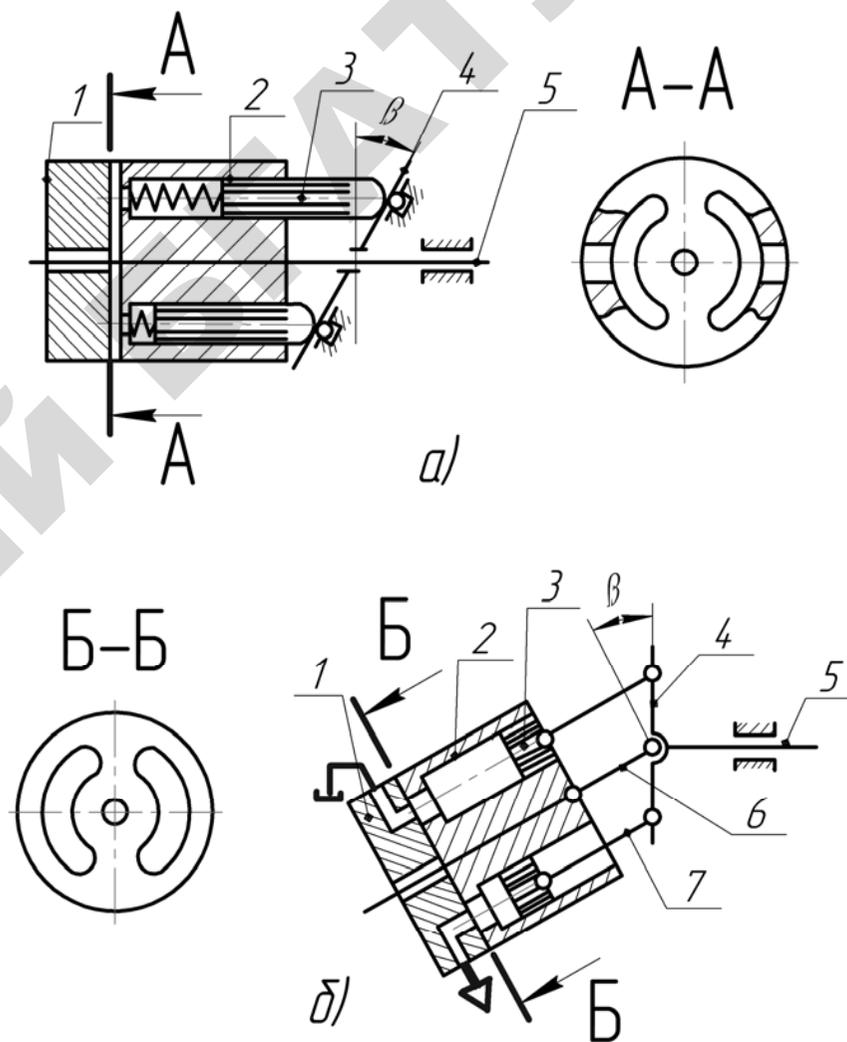


Рис. 4.19. Аксиально-поршневые гидромашины:
 a – с наклонной шайбой; b – с наклонным блоком;
 1 – распределитель; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – упорная шайба;
 $5, 6$ – вал; 7 – толкатель

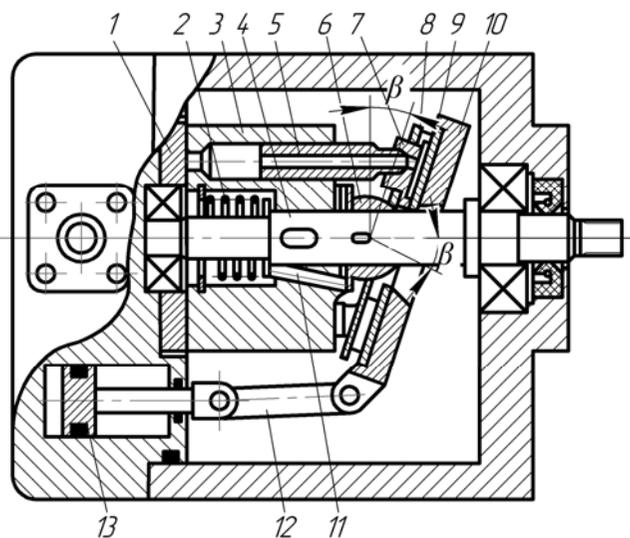


Рис. 4.20. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском:
 1 – распределительный диск; 2, 11 – пружины; 3 – блок цилиндров; 4 – вал;
 5, 13 – поршни; 6 – втулка; 7 – башмак; 8 – сепаратор; 9 – опорное кольцо;
 10 – наклонный диск; 12 – тяга

При работе вращается вал 4, блок цилиндров 3 с поршнями 5 и втулка 6. Поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью - происходит процесс всасывания. В момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску – происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса 7 (рис. 4.21), в расточках которого на подшипниках 8 и 9 установлен вал 13. Последний соединен через центральный шип 15 с блоком цилиндров 4. В блоке размещены поршни 5. Они навальцованы на сферические головки шатунов. Большие сферические головки 6 шатунов завальцованы во фланце приводной шайбы 14. Распределительный диск 3 имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки 1. Гидромотор загерметизирован с помощью уплотнительных колец 2 и 10 и манжеты 12, установленной в крышке 11.

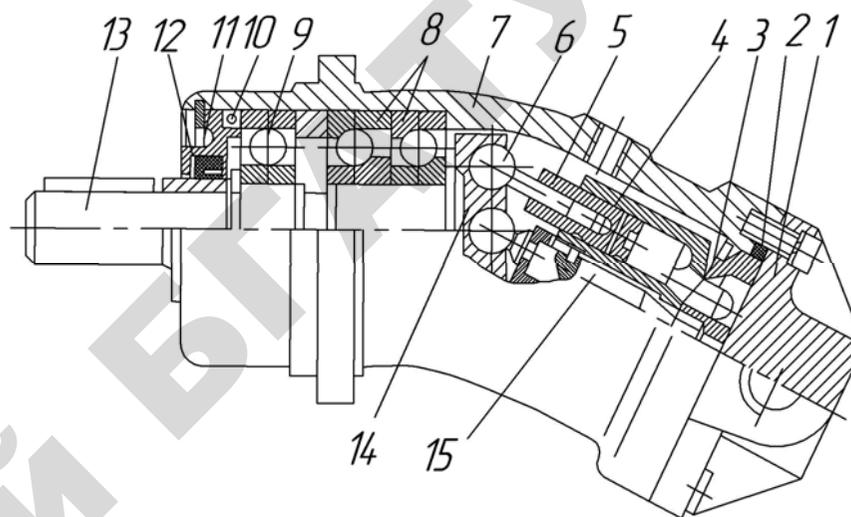


Рис. 4.21. Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком:
 1, 11 – крышки; 2, 10 – уплотнительные кольца; 3 – распределительный диск;
 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – головка шатуна; 7 – корпус;
 8, 9 – подшипники; 12 – манжета; 13 – вал; 14 – приводная шайба;
 15 – центральный шип

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и перемещает поршень. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на фланец вала под углом. Её можно разложить на осевую и вертикальную (радиальную и тангенциальную) силы. Радиальная сила воспринимается подшипниками вала, а тангенциальная создаёт момент относительно оси вала. Этот момент нагрузки и трения сообщает валу вращение, которое связано с вращением блока цилиндров, что приводит к соединению следующих рабочих камер с полостью нагнетания и слива.

Рабочий объем аксиально-поршневых машин равен

$$q_0 = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot h \cdot z, \quad (4.41)$$

где h – ход поршня;
 z – число поршней.

Ход поршня определяется из выражения

$$h = D \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.42)$$

где D – диаметр окружности осей цилиндров;
 β – угол наклона шайбы (блока).

Крутящий момент аксиально-поршневых гидромашин равен

$$M = \Delta p \cdot f \cdot D / 2 \cdot \cos \beta \cdot \sin \omega t, \quad (4.43)$$

где f – площадь сечения цилиндров;
 ωt – угол поворота блока цилиндров.

Следует отметить, что КПД аксиально-поршневых гидромашин составляет $\eta = 0,85 \dots 0,95$, их выпускают с рабочими объемами $32 \dots 250 \text{ см}^3/\text{об}$. Металлоёмкость m/V_o гидромашин постоянной производительности колеблется от 0,5 до 0,625 кг·об./см³, а регулируемых от 0,8 до 0,97 кг·об./см³.

Шестеренные гидромашин

В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с внешним зацеплением.

Шестеренные гидромашин просты по конструкции и имеют постоянный расход.

На рис. 4.22, *a* показана конструктивная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением. В корпусе 2 размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни, имеются всасывающая *A* и нагнетательная *B* полости. Рабочая камера образуется ротором (ведущей шестерни 3 с валом 4 и ведомой шестерней 1) и статором (корпусом 2 с боковыми крышками). Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью и при их вращении у входа за счет разрежения впадины наполняются рабочей жидкостью. При вращении шестерни жидкость перемещается вместе с зубьями по наружной (внешней) части и, у выхода при входе зубьев в зацепление, выталкивается в нагнетательную магистраль. Насос подает жидкость под высоким давлением (до 20...50 МПа), поэтому, для исключения потерь расхода, применяют специальные уплотнения – втулки, установленные на оси шестерен. В зависимости от номинального рабочего давления и объема все шестеренные насосы разделены на 4 группы.

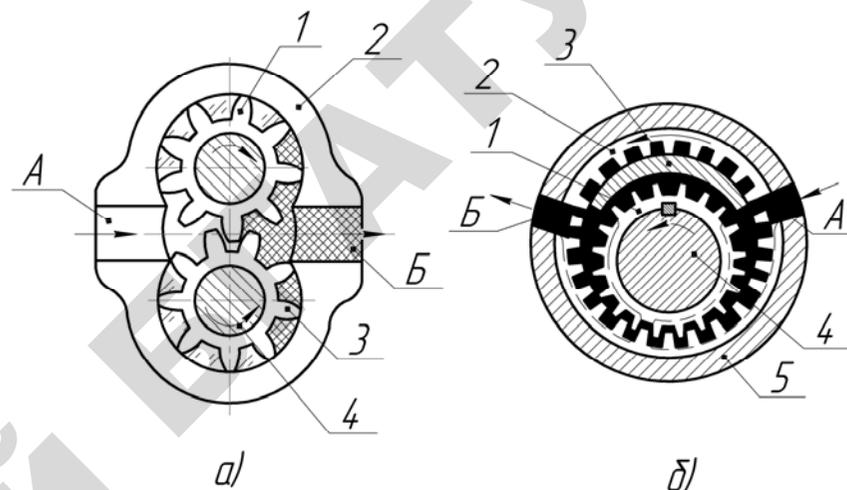


Рис. 4.22. Схемы шестеренных гидромашин:

a – с наружным зацеплением: 1 – ведомая шестерня; 2 – корпус; 3 – ведущая шестерня; 4 – вал; *A* и *B* – всасывающая и нагнетательная полости;
б – с внутренним зацеплением: 1 – внутренняя шестерня; 2 – подвижная шестерня; 3 – разделитель; 4 – вал; 5 – корпус;
A и *B* – всасывающая и нагнетательная полости

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением в корпусе 5 (рис. 4.22, *б*) установлена подвижная шестерня 2 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 1 меньшего диаметра с наружными зубьями. Внутренняя шестерня 1 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 2. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 3. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 3 и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость из всасывающей полости *A* заполняет пространство между зубьями и закрывается корпусом и разделителем. При дальнейшем вращении шестерен жидкость транспортируется к нагнетательной полости *B*. В точке сцепления шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум и происходит всасывание жидкости.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашинны способны работать в режиме гидромотора.

Рабочий объем шестеренного насоса зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле

$$q_0 = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b, \quad (4.44)$$

где m – модуль зацепления;
 z – число зубьев;
 b – ширина шестерни.

Среднее значение расхода жидкости

$$Q = 30m^2 \cdot z \cdot b \cdot \eta_0. \quad (4.45)$$

где η_0 – объемный КПД.

Крутящий момент на валу насоса определяется по формуле

$$M_n = m^2 \cdot z \cdot b (p_n - p_c) = (R - r)^2 z \cdot b \cdot \Delta p. \quad (4.46)$$

Выпускаемые промышленностью шестеренные гидромашинны, гидромоторы (ГМШ) и насосы (НШ) с рабочим объемом 6,3, 10, 32, 50, 70, 100, 250 см³/об, рассчитаны на рабочее давление 16...20 МПа с ресурсом 6000 мото-часов. Также в сельскохозяйственных машиннах устанавливаются гидромашинны четвертого исполнения с рабочим давлением 20...25 МПа, увеличенным ресурсом до 8000...10000 мото-часов, которые обеспечивают работоспособность на всесезонных рабочих жидкостях.

Насос состоит из корпуса 1 (рис. 4.23), крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Герметизация зоны высокого давления осуществляется торцевыми уплотнениями 3, а со стороны вершин зубьев уплотнением 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления.

Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом установлено уплотнительное кольцо 7. На ведущем валу насоса имеются распорное 9 и запорное 11 кольца, а также манжета 10. Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывая цапфы, тем самым, охлаждая и смазывая их поверхности. Корпусные дета-

ли насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняются из стали 20Х (18ХГТ, 12ХН3А и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56–62.

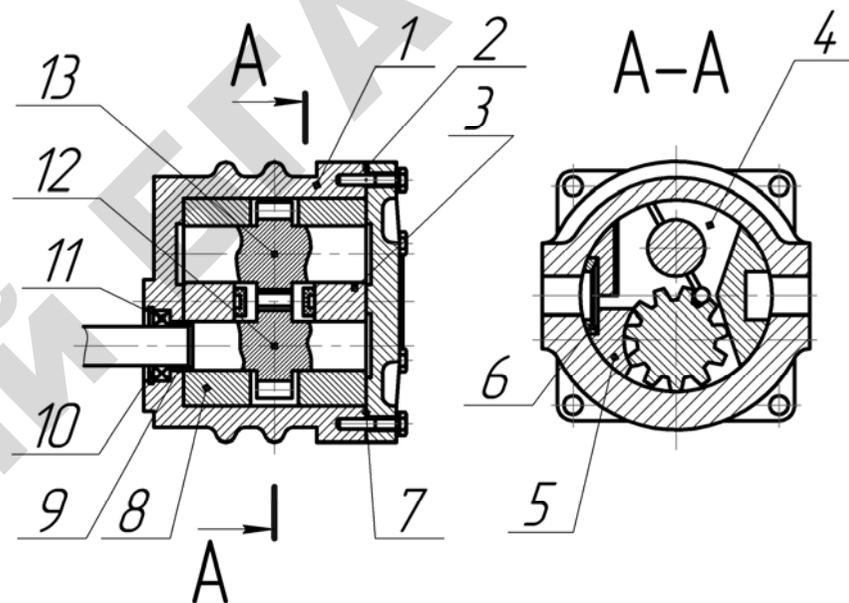


Рис. 4.23. Шестеренный насос серии НШ:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – торцевое уплотнение; 4 – подшипник;
- 5 – уплотнение; 6, 10 – манжеты; 7 – кольцо; 8 – подшипниковый блок;
- 9 – распорное кольцо; 11 – запорное кольцо; 12 – ведущая шестерня;
- 13 – ведомая шестерня

Планетарные (героторные) гидромашинны

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают в диапазоне частоты вращения 0,1...15 с⁻¹ с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рис. 4.24, а, б). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитрохонидного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2.

Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывно взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей движения на выходной вал.

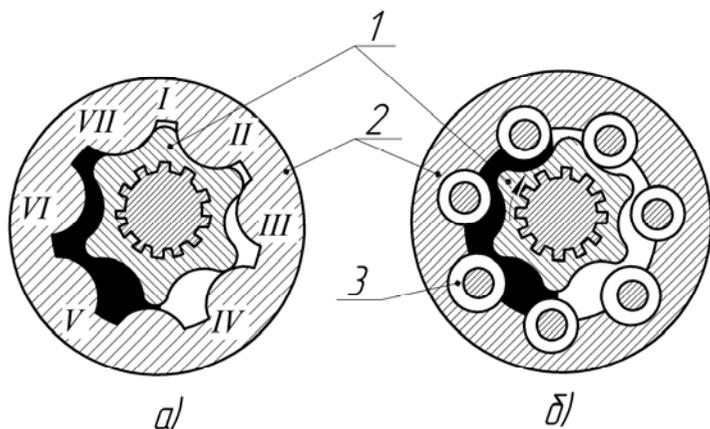


Рис. 4.24. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и с роликовым (б) статорами:
1 – ротор; 2 – статор; 3 – ролик

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 4.24, б). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора на 25° распределитель переключает камеры нагнетания II, III, IV (рис. 4.24) и всасывания (слива) V, VI, VII.

Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобщена с линиями нагнетания слива. Она находится при положении зуба внутри ротора I. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I IV VII III VI II V. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

За один оборот вала при шести циклах и ширине b шестерни, удельный расход жидкости

$$q_0 = 7,7k_0 \cdot b. \quad (4.47)$$

Секундный расход жидкости

$$Q = 2e \cdot b \cdot w \cdot \pi \cdot D_e \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.48)$$

где e – высота зуба; w – угловая скорость;
 D_e – диаметр делительной окружности зацепления;
 z_1 и z_2 – число зубьев соответственно ротора и статора.

Конструкция гидромотора с планетарным поступательным движением кольцевой шестерни и простым вращательным движением ротора, установленного соосно на центрально расположенном выходном валу гидромотора, показана на рис. 4.25.

Качающий узел гидромоторов серии ПМТ состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 23 с эпитрохoidalным профилем зубьев и кольцевой шестерни 22 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 24. Число зубьев ротора и кольцевой шестерни, определяющее кратность гидромотора, выбрано соответственно равными шести и семи.

Центрально расположенный ротор связан посредством стандартного соединения с валом, вращающимся в двух радиально-упорных роликовых подшипниках 3 и 10, способных воспринимать внешние радиальную и осевую нагрузки на вал. Эти подшипники установлены соответственно в передней 2 и задней 13 крышках, являющихся одновременно торцевыми замыкателями рабочих камер 15.

Кольцевая шестерня 22 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным зубчатым кольцом, число внутренних зубьев которого равно числу наружных зубьев кольцевой шестерни. Такое зацепление при постоянном смещении оси кольцевой шестерни относительно оси гидромотора и кольца на величину эксцентриситета допускает планетарное поступательное движение кольцевой шестерни, при котором каждая ее точка движется по окружности с радиусом, равным эксцентриситету.

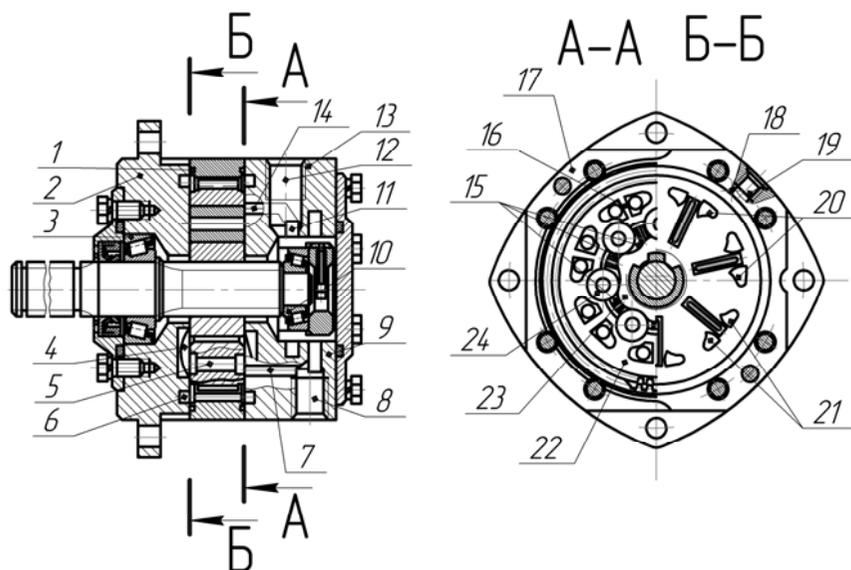


Рис. 4.25. Планетарный гидромотор серии ПМТ:

1 – уплотнитель; 2 – передняя крышка; 3, 10 – подшипники; 4, 5, 7, 14 – каналы; 6 – расточка; 8, 12 – магистрали; 9, 11 – кольцевые камеры; 13 – задняя крышка; 15 – рабочая камера; 16 – шестерня; 17 – кольцо; 18 – фиксатор; 19 – дренажный канал; 20, 21 – фигурные окна; 22 – шестерня; 23 – ротор; 24 – ролик

Неподвижное кольцо 17 с крышками выполняет роль корпуса, для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 6 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 1. Положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 18. В задней 13 и передней 2 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 16 выполнены семь прямоугольных каналов 4 и фигурные окна 20, через которые подводится и отводится рабочая жидкость. Утечки жидкости отводятся через дренажный канал 19.

Рабочая жидкость поступает в одну из магистралей 8 или 12 и далее по кольцевой камере 9 или 11 через каналы 7 или 14 и 5 в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие

чего он перемещается и совершает планетарное движение. Из камер, расположенных с противоположной плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив.

Реверсирование гидромотора достигается изменением направления потока масла. Достоинство подобной конструкции – непосредственное распределение рабочей жидкости и обеспечение высокого КПД (0,99).

Гидромоторы серии МГП состоят из неподвижного статора 5 (рис. 4.26) с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, и карданный вал привода синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3.

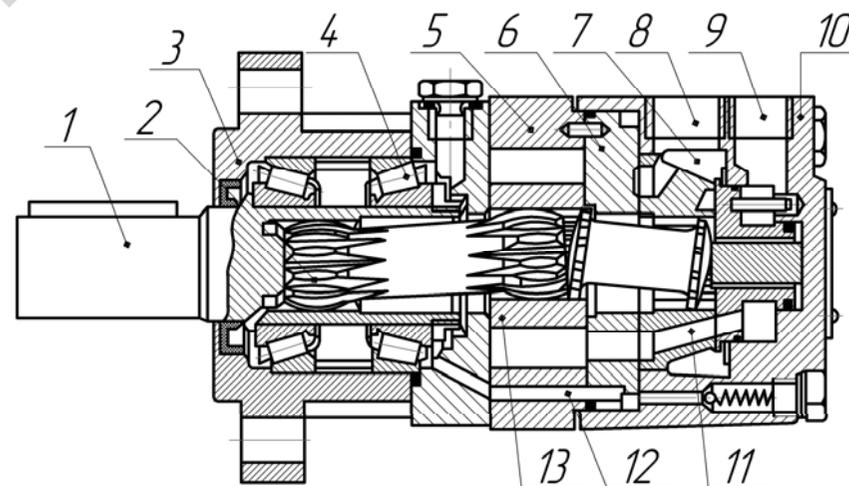


Рис. 4.26. Планетарный гидромотор серии МГП:

1 – выходной вал; 2 – карданно-шлицевой вал; 3 – передняя крышка; 4 – подшипник; 5 – статор; 6 – пластина; 7 – распределитель; 8, 9 – штуцера; 10 – крышка; 11 – канал; 12 – дренажный канал; 13 – ротор

В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсируют изменением направления потока, жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидролинию слива.

Если сравнить по металлоемкости различные гидромашины, то можно заметить, что существенно меньшую металлоемкость имеют героторные гидромашины типа МГП, что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

Рабочий объем планетарных гидромашин можно определить по формуле

$$q_0 = 2\pi \cdot e \cdot D_e \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot b, \quad (4.49)$$

где e – высота зуба;

D_e – диаметр делительной окружности зацепления;

z_1 и z_2 – число зубьев ротора и статора; b – ширина ротора.

Среднее значение расхода жидкости

$$Q = 2\pi \cdot e \cdot w \cdot D_e \cdot b \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_0, \quad (4.50)$$

где w – угловая скорость вращения ротора;

η_0 – объемный К.П.Д.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса.

В корпусе 11 (рис. 4.27) установлен вал 13, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках, при помощи штифтов 1 связан с вращающимся распределителем 3. Основные рабочие элементы насоса – обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8. Ролики и сателлит установлены между пластиной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлитов, поэтому в процессе работы

ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала.

Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер. При вращении рулевого колеса, например против хода часовой стрелки, движение через валы передается сателлиту, у которого зубья, скользя по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем камер.

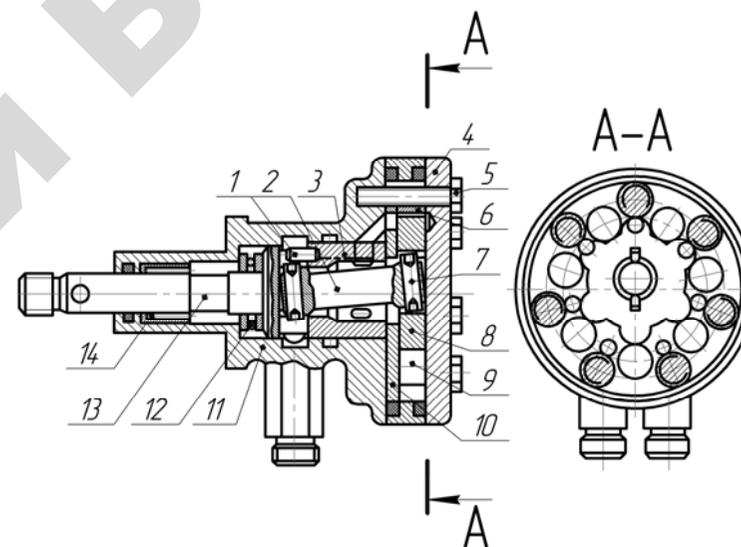


Рис. 4.27. Насос-дозатор рулевого управления:

- 1, 7 – штифты; 2 – карданный вал; 3 – распределитель;
4 – крышка; 5 – болт; 6 – обойма; 8 – сателлит; 9 – ролик;
10 – пластина; 11 – корпус; 12, 14 – подшипники; 13 – вал

Если при вращении сателлита рабочий объем камеры уменьшился, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника распределителя поступает в одну из полостей распределителя потока жидкости гидроцилиндра управляемых колес. Давление в полостях, из которых вытесняется жидкость, одинаково и равно давлению, необходимому для поворота колеса на угол, пропорциональный углу рулевого колеса.

Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы

В пластинчатых гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатый насос состоит из вала, статора 5 (рис. 4.28, а) и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна: всасывающее 1 и нагнетательное 3.

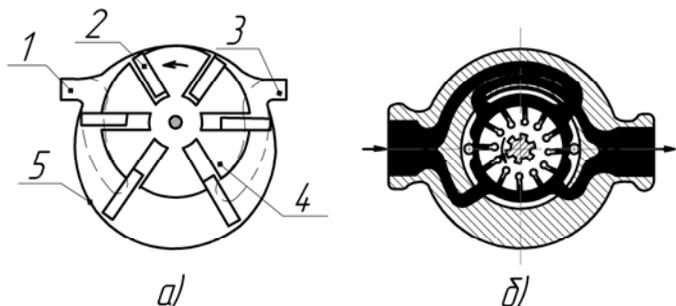


Рис. 4.28. Пластинчатые насосы однократного (а) и двукратного (б) действия:
1 – всасывающее окно; 2 – пластина; 3 – нагнетательное окно;
4 – ротор; 5 – статор

При вращении ротора под действием центробежной силы или пружин пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение, т.е. вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах.

Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательными, а левые рабочие камеры – с всасывающими окнами. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 4.28, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры.

Лопастные гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивные. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания

от зоны всасывания (слива) перекрывается самими лопатками. При номинальной работе гидромашин ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 20 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с⁻¹.

Равномерность подачи жидкости зависит от частоты вращения ротора и числа пластин. Одно из преимуществ таких машин – способность обеспечивать большой расход при давлении до 20 МПа и высоком КПД.

Подача пластинчатого насоса зависит от расстояния, на которое перемещаются лопатки в пазах, толщины и числа этих лопаток, ширины ротора и частоты его вращения.

Объем рабочей жидкости (см³/об.), подаваемый лопатками за один оборот ротора, для насоса составит

$$q_o = b \cdot [(R^2 - r^2) \cdot \pi - z \cdot h \cdot (R - r)], \quad (4.51)$$

где b – ширина ротора;

R – внутренний радиус статора;

r – радиус ротора;

z – число лопаток;

h – толщина пластины.

На рис. 4.29. показана конструкция пластинчатого гидромотора, выпускаемого серийно промышленностью. На валу 4 установлен вращающийся в шарикоподшипниках 6 на шлицах ротор 21 с пластинами 2. Статор 3, скрепленный в корпусе 25 между передним диском 22 и задним распределительным диском 16, уплотнен при помощи резинового кольца 9.

В крыше 13 установлен неподвижный распределительный диск 16 с золотником 15. Полость золотника 19 отделена пробкой 17 от полости 18. Распределительный диск постоянно поджат к ротору пружинами 14 и давлением жидкости со стороны полости 18. Рабочая жидкость через окно 10 и канал 20, полости 11 и окна 1 проходит в межлопаточные камеры, часть ее поступает под лопатки в полости 8 и прижимает их к профилю статора. Герметичность достигается установкой манжет 5, а вытекающая жидкость через дренажное отверстие 7 возвращается в резервуар. После вытеснения рабочая жидкость через кольцевой канал 23 и выходное отверстие 24 поступает в гидрولينию слива.

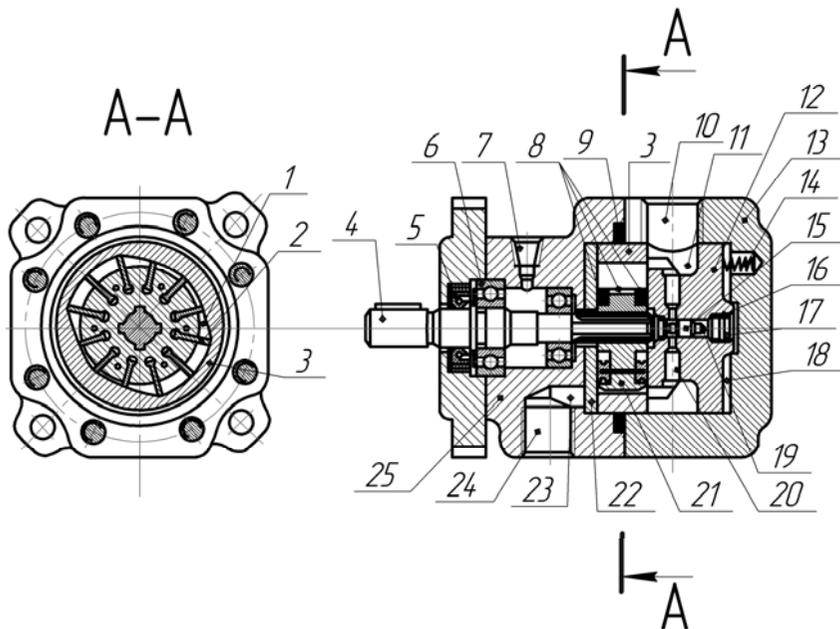


Рис. 4.29. Пластинчатый гидромотор:

1 – окно; 2 – пластина; 3 – статор; 4 – вал; 5 – манжета; 6 – шарикоподшипник; 7 – дренажное отверстие; 8 – полости высокого давления; 9, 12 – кольца; 10 – окно; 11 – полость всасывания; 13 – крышка; 14 – пружина; 15 – золотник; 16 – распределительный диск; 17 – пробка; 18, 19 – полости; 20 – соединительный канал; 21 – ротор; 22 – диск; 23 – кольцевой канал; 24 – выходное отверстие; 25 – корпус

Эти гидромоторы применяются с регулируемыми и нерегулируемыми насосами и работают там, где не предъявляются особенно высокие требования к жесткости передачи и чистоте рабочей жидкости.

Задание:

1. Ознакомиться с устройством, принципом действия и основными характеристиками поршневых, шестеренных, роторно-пластинчатых и планетарных гидромашин.
2. Изучить основные элементы расчета.
3. Зарисовать схемы гидромашин.
4. Произвести испытание гидромашин.
5. Рассчитать основные параметры и построить рабочие характеристики гидромашин.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Описание стенда для исследования характеристик гидромашин вращательного движения

Стенд «Гидромашины и гидроприводы М2» (НТЦ-11.36.1) предназначен для экспериментальных исследований: шестеренного нерегулируемого гидронасоса; аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком; гидропривода с поступательным движением выходного звена; гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Для исследования характеристик шестеренного нерегулируемого гидронасоса и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора используем стенд, схема которого представлена на рис. 4.30.

Основными исследуемыми гидромашинами являются шестеренный насос Н1 и гидромотор М1, насос нагрузки Н2. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда для данных исследований относятся: предохранительный клапан КП1, регулятор расхода РР1, установленный в линии управления гидромотором М1, регулируемые дроссели ДР1 и ДР2, а также гидрораспределители Р1 и Р3. К контрольной аппаратуре относятся: манометры МН1, МН6–МН8, вакууметр МВ, тахометры $n_{н1}$ и $n_{м}$, мерный бачок Б2 и расходомер РА, а также электронный секундомер. Для привода насоса Н1 на стенде установлен электродвигатель М1. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Характеристики устройств:

1) Гидромотор (Г15-21Р): рабочий объем $V_{ом} = 11,2 \text{ см}^3$; номинальный расход $Q_{ном} = 10,8 \text{ л/мин}$; номинальное давление $p_{ном} = 6,3 \text{ МПа}$; номинальная потребляемая мощность $N_{ном} = 0,96 \text{ кВт}$; номинальный момент на выходном валу $M_{ном} = 9,4 \text{ Н·м}$; полный КПД – 0,87, объемный КПД – 0,91;

2) Насос (НШ10-3): рабочий объем $V_{0.н} = 10 \text{ см}^3$, частота вращения вала $n_{н.ном} = 32 \text{ с}^{-1}$, объемный КПД – 0,92, полный КПД – 0,8.

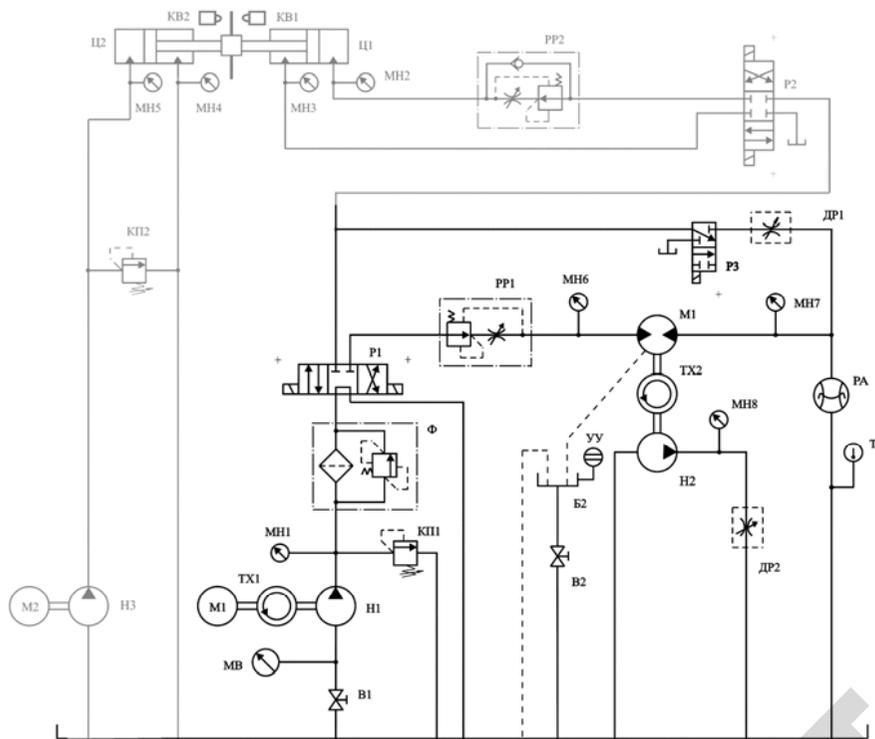


Рис. 4.30. Гидравлическая схема стенда для испытания гидромашин вращательного движения

А. Исследование рабочих характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора

1. Экспериментальная часть

Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра (n_m). Тумблер Р1 установить в положение “ВКЛ2”. Провести 2 – 3 серии опытов при различных настройках регулятора расхода РР1, то есть при различных частотах вращения вала гидромотора (при вращении маховика регулятора расхода РР1 по часовой стрелке расход жидкости, посту-

пающей на вход гидромотора, увеличивается). При вращении вала гидромотора вращается также и вал насоса нагрузки Н2. Уровень нагрузки на валу гидромотора определяется настройкой регулируемого дросселя ДР2.

В каждой серии провести 5 – 6 опытов при различных настройках регулируемого дросселя ДР2 (при повороте маховика регулируемого дросселя по часовой стрелке увеличивается площадь проходного сечения дросселя и нагрузка на валу гидромотора уменьшается).

После выполнения всех опытов необходимо отключить электропитание тахометра (n_m), секундомера, электродвигателя М1 и стенда.

2. Провести серию опытов. В каждом опыте необходимо измерить:

- давления гидромотора $p_{н.м}$ и $p_{сл.м}$ (по манометрам МН6 и МН7), насоса нагрузки $p_{нагр.н}$ (по манометру МН8);
- частоту вращения вала гидромотора n_m ;
- расход жидкости на выходе гидромотора (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера СЕК, при этом тумблер SA3 должен быть установлен в положение “РУЧН”);
- расход утечек из корпуса гидромотора (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ и электронного секундомера).

3. Результаты измерений занести в таблицу 4.12.

4. Определить и записать в таблицу 4.12:

а) расход жидкости на гидромоторе

$$Q_m = \frac{V}{t}, \quad (4.52)$$

б) утечки жидкости на гидромоторе

$$Q_y = \frac{V_y}{t}. \quad (4.53)$$

в) объемный КПД гидромотора

$$\eta_{o.m} = \frac{Q_m}{Q_m + Q_y}. \quad (4.54)$$

г) крутящий момент на валу гидромотора

$$M_m = 0,159 \cdot q_{o.m} \cdot p_m, \quad (4.55)$$

где $q_{o.m}$ – рабочий объем гидромотора;

$$p_m = p_{н.м} - p_{с.л.м} - \text{перепад давления на гидромоторе.}$$

д) нагрузку на валу гидромотора

$$M_{\text{нагр}} = 0,159 \cdot q_{o.\text{нагр.н}} \cdot p_{\text{нагр.н}} \cdot \eta_{\text{нагр.н}}, \quad (4.56)$$

где $q_{o.\text{нагр.н}} = 10 \text{ см}^3/\text{с}$ – рабочий объем насоса нагрузки;

$$p_{\text{нагр.н}} - \text{давление насоса нагрузки; } \eta_{\text{нагр.н}} = 0,8 - \text{КПД насоса нагрузки.}$$

5. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, характеристику гидропривода $Q = f(M_{\text{нагр}})$, $\eta_{o.m} = f(M_{\text{нагр}})$ и $M = f(M_{\text{нагр}})$.

Таблица 4.12

Результаты испытания аксиально-поршневого гидромотора

$p_{н.м}$ (МН6)	$p_{с.л.м}$ (МН7)	$p_{\text{нагр.н}}$ (МН8)	n_m	V	V_y	t	Q_m	Q_y	$\eta_{o.m}$	$M_{\text{нагр}}$	M_m
№1											
№2											
№3											

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Б. Исследование рабочих характеристик шестеренного насоса

1. Экспериментальная часть

Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра ($n_{н1}$). Тумблер Р1 в положении “ВКЛ1”, тумблер Р3 в положении “ВКЛ”, тумблер Р2 в положении “ВЫКЛ”, вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт. Перед включением установки маховик управления регулируемым дросселем ДР1 повернуть до упора по часовой стрелке (максимальное проходное сечение дросселя). Опыты проводить при различных настройках регулируемого дросселя ДР1. При выполнении данной лабораторной работы включается только электродвигатель М1.

2. Провести серию опытов. В каждом опыте необходимо измерить:

– давления всасывания $p_{вс}$ и нагнетания p_n (по приборам МВ и МН1);

– частоту вращения вала насоса $n_{н1}$ (для определения частоты вращения в с^{-1} необходимо показание тахометра $n_{н1}$ делить на 2);

– мощность, подводимую к электродвигателю М1 (по ваттметру, 1 деление = 25 Вт) N_w ;

– объем жидкости V (с помощью расходомера РА), протекающий за время t (по электронному секундомеру, тумблер SA3 в положении “РУЧН”).

3. Результаты измерений занести в таблицу 4.13.

4. Определить и записать в таблицу 4.13:

а) подачу насоса по формуле

$$Q = \frac{V}{t} \cdot \frac{n_{н1}}{n_{н.ном}}, \quad (4.57)$$

где $n_{н.ном}$ – номинальная частота вращения вала насоса.

б) приложенную мощность к валу насоса $N_{пр}$ по формуле

$$N_{пр} = N_w \cdot \eta_э \cdot \cos \varphi, \quad (4.58)$$

где N_w – мощность, потребляемая электродвигателем;

$\eta_э$ – КПД электродвигателя;

$\cos \varphi$ – коэффициент мощности электродвигателя, (для электродвигателя АИР 90L4У3 $\eta_э = 79,7\%$, $\cos \varphi = 0,79$).

в) полезную мощность насоса $N_{\text{пол}}$ по формуле

$$N_{\text{пол}} = Q \cdot p, \quad (4.59)$$

где $p = p_n - p_{\text{вс}}$ – рабочее давление насоса.

г) КПД насоса η по формуле

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{пр}}}. \quad (4.60)$$

5. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса $p = f(Q)$, $N_{\text{пол}} = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$.

Таблица 4.13

Результаты испытания шестеренного насоса

$p_{\text{вс}}$ (МВ)	P_n (МН1)	$n_{н1}$	N_w	V	t	Q	p	$N_{\text{пр}}$	$N_{\text{пол}}$	η

Контрольные вопросы:

1. По каким признакам классифицируются поршневые гидромашин?
2. Как осуществляется регулирование подачи поршневых насосов?
3. В чем заключается принцип работы радиально-поршневого гидромотора?
4. В чем заключается принцип работы аксиально-поршневых гидромашин?
5. В чем заключается принцип работы шестеренных гидромашин? Чем отличаются шестеренные гидромашин с внутренним и внешним зацеплением?
7. В чем заключается принцип работы планетарных гидромашин?
9. В чем заключается принцип работы роторно-пластинчатых гидромашин?

4.7. Лабораторная работа «Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия»

Цель работы:

1. Приобрести знания по устройству и основам расчета гидроцилиндров и гидродвигателей.
2. Произвести исследования характеристик гидроцилиндра.

Общие сведения

Гидравлические цилиндры

Гидравлический цилиндр – это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидравлические цилиндры одностороннего и двустороннего действия.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 4 (рис. 4.31, а), соединенный со штоком 1, или плунжер 1 (рис. 4.31, б). Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а плунжера – резиновыми и защитными уплотнительными кольцами 3 и манжетой.

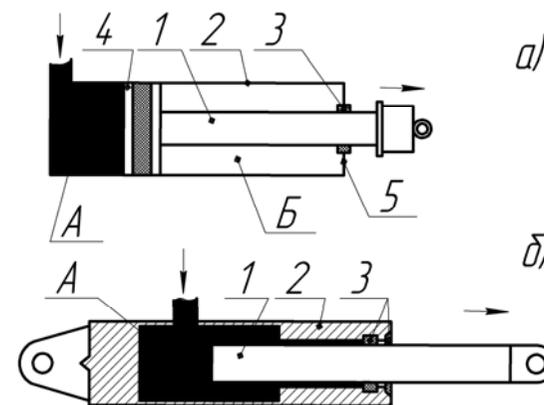


Рис. 4.31. Гидравлические цилиндры одностороннего действия:
а – поршневой: 1 – шток; 2 – корпус; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – поршень; 5 – сапун;
б – плунжерный: 1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – уплотнительное кольцо

Цилиндр имеет поршневую, или рабочую *A* и штоковую *B* полости. При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость *A* соединяется с напорной линией гидравлического насоса и под действием давления рабочей жидкости поршень (плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штоковая полость *B* поршневого гидравлического цилиндра одностороннего действия через сапун *5* сообщается с атмосферой. В обратном направлении поршень (плунжер) перемещается под действием веса машины, рабочего органа или пружины.

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рис. 4.32) имеются две рабочие полости: поршневая и штоковая. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях. Такие гидроцилиндры могут иметь два или один шток, герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами *3*, установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах *6* штока и нижней крышки *7* могут быть установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость отводится и подводится по каналам *A* и *B*. В некоторых гидравлических цилиндрах для ограничения хода поршня со штоком в сливном канале *A* установлен запорный клапан *4*, связанный с упором *5*, который закреплен на штоке.

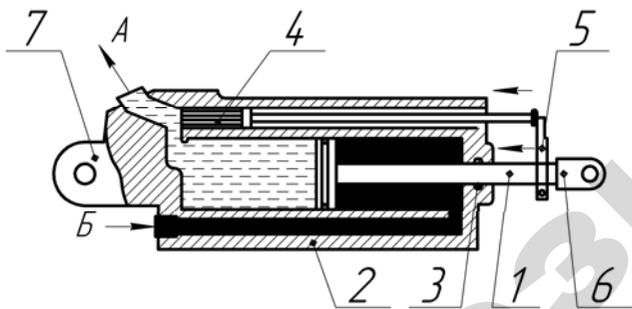


Рис. 4.32. Гидравлические цилиндры двустороннего действия:
1 – поршень со штоком; 2 – корпус; 3 – кольцо; 4 – запорный клапан;
5 – упор; 6, 7 – проушина

Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в канал *B* поршень со штоком *1* переместится влево.

Одновременно рабочая жидкость вытесняется из поршневой полости. В тот момент, когда упор *5* достигает штока клапана *4*, он перекроет сливную магистраль *A*, за счет повышения давления в линии нагнетания золотник автоматически выключает управление (распределитель) и поршень остановится. Шток с поршнем может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях.

Телескопический гидроцилиндр состоит из корпуса *3* (рис. 4.33), нижней крышки *2* с проушиной *6* или опорной пятой, соосно расположенных поршней *4* разного диаметра, перемещающихся относительно друг друга и штока *5*. При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль, происходит последовательное выдвигание поршней *4* и штока *5*. В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней и штока.

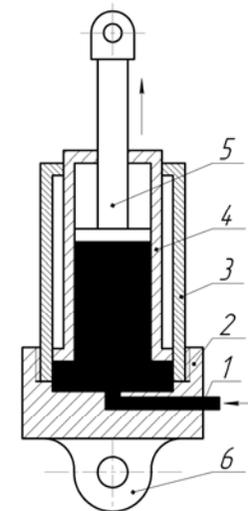


Рис. 4.33. Телескопический гидроцилиндр:
1 – напорная магистраль; 2 – нижняя крышка; 3 – корпус;
4 – поршень; 5 – шток; 6 – проушина

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости p_n , диаметры поршня d_n и штока $d_{шт}$, ход поршня L .

Усилие, которое может развить гидроцилиндр одностороннего действия

$$F = p_n \cdot S_n \cdot \eta_{ц}, \quad (4.61)$$

где S_n – площадь поршня со стороны безштоковой полости;

$\eta_{ц}$ – коэффициент, учитывающий сухое, жидкостное трение и потери, $\eta_{ц} = 0,85 \dots 0,95$.

Площадь поршня со стороны безштоковой полости $S_n = \pi \cdot d_n^2 / 4$, а площадь со стороны штока $S_{шт} = \pi \cdot (d_n^2 - d_{шт}^2) / 4$.

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие, развиваемое гидроцилиндром

$$F = (p_n \cdot S_n - p_c \cdot S_c) \cdot \eta_{ц}, \quad (4.62)$$

где p_c – давление слива рабочей жидкости;

S_n – площадь поршня со стороны нагнетания;

S_c – площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление веса орудия $G = m \cdot g$, силы трения $F_{тр}$ в конструктивных элементах и шарнирах, и силы инерции $F_{и}$, т. е.

$$F = K_n \cdot G + F_{тр} + F_{и}, \quad (4.63)$$

где K_n – коэффициент, учитывающий плечи шарниров рычагов, которые передают движение.

Расчетная скорость движения поршня

$$v_p = Q / S, \quad (4.64)$$

где Q – расход рабочей жидкости.

Теоретическая мощность гидравлического цилиндра

$$N = (p_n \cdot S_n - p_c \cdot S_c) \cdot v_p. \quad (4.65)$$

Быстроходные гидродвигатели возвратно-поступательного действия

Для привода ножей режущих аппаратов, активных лемехов и других рабочих органов сельскохозяйственных машин используют гидродвигатели возвратно-поступательного движения. Гидродвигатель является преобразователем энергии гидравлического по-

тока рабочей жидкости непосредственно в возвратно-поступательное движение рабочего органа.

Такой двигатель представляет собой гидравлический цилиндр, в котором находится поршень 3 (рис. 4.34) с двусторонним штоком 8, служащим для выравнивания скоростей движения поршня в обоих направлениях. В корпус 5 двигателя встроен реверсивный золотник 16, который изменяет направление потока рабочей жидкости и соответственно направление движения поршня.

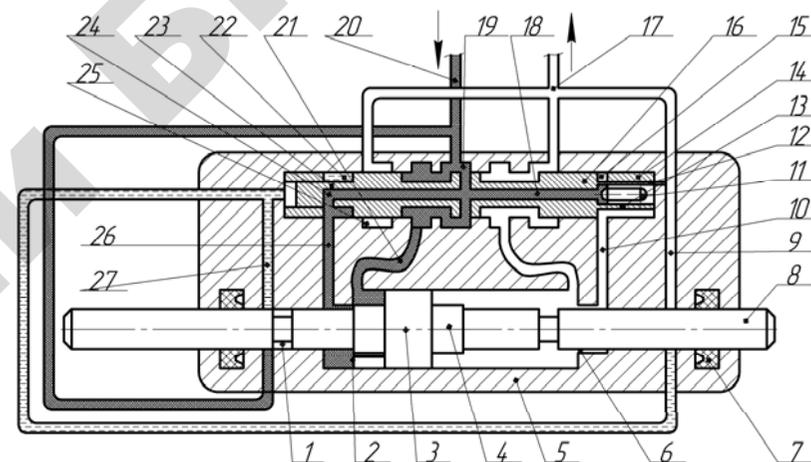


Рис. 4.34. Гидродвигатель возвратно-поступательного движения:

1 – управляющие окна; 2, 6 – камеры; 3 – поршень; 4 – мультипликаторный выступ; 5 – корпус; 7 – уплотнение; 8 – шток; 9, 27 – управляющие каналы; 10 – канал; 11 – плунжер; 12, 25 – втулки; 13, 19, 24 – радиальные каналы; 14, 23 – концевые участки плунжера; 15, 22 – канавки; 16 – золотник; 17 – сливная магистраль; 18 – осевой канал; 20 – напорная магистраль; 21 – рабочий канал; 26 – подпиточный канал

Поршень 3 с каждой стороны имеет мультипликаторные выступы. В плунжере 11 реверсивного золотника в центральном пояске проделаны глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы 19 золотника 16, постоянно соединенные с напорной магистралью 20. Радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках плунжера служат для подпитки камер 2 и 6, в которые входят мультипликаторные выступы поршня, что увеличивают полезную площадь поршня при его разгоне. В открытый

конец осевого канала входит дополнительный плунжер 11, размещенный в крайней управляющей полости золотника, постоянно соединенной со сливной магистралью 17. Это обеспечивает надежный пуск гидродвигателя при произвольном положении золотника и поршня.

В корпусе 5 с двумя крышками находятся уплотнения 7 штоков. Поршень, кроме выступов, имеет две управляющие канавки 1. В золотниковой расточке корпуса размещен дифференциальный плунжер, в котором выполнены глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы 19 в центральной пояске, а также радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках 14 и 23. Каналы 19 постоянно соединены с напорной магистралью 20. В открытый конец осевого канала 18 входит дополнительный плунжер 11, упирающийся в концевые участки 14 и 23 плунжера. Последние имеют меньший диаметр, чем рабочие пояски. Эти участки входят во втулки 12 и 25, в которых выполнены окна, сообщающиеся с управляющими каналами 9 и 27. Выполненные в корпусе кольцевые канавки 15 и 22, в которых размещены управляющие уступы между концевыми участками 14 к 23 и рабочими поясками плунжера, соединены каналами 10 и 26 с камерами 2 и 6. Концевая управляющая полость во втулке 12 постоянно соединена со сливной магистралью 17.

Если поршень смещается влево под действием давления в осевом канале 18 и канавках 15 и 22, то левый мультипликаторный выступ поршня входит в камеру 2 и начинает вытеснять из нее жидкость в канавку 22. Одновременно левая управляющая канавка 1 на штоке поршня открывает управляющий канал 27 и сообщает полость втулки 25 с напорной магистралью 20. Вследствие инерционного перебега поршня, вызывающего повышение давления в канавке 22, и действия давления на торец плунжера последний смещается вправо. При этом происходит сообщение левого рабочего канала 21 с напорной магистралью 20 и подпиточного канала 26 с осевым каналом 18. В результате происходит окончательное торможение поршня 3 и его последующий разгон вправо. При подходе поршня 3 к правому крайнему положению правый мультипликаторный выступ 4 запирает камеру 6, вызывая повышение давления в ней и в канавке 15, а правая управляющая канавка 1 на штоке 8 открывает канал 9, сообщая полость втулки 25 с полостью втулки 12 и со сливной магистралью 17.

Гидравлический вибратор

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рис. 4.35), поршня 2, золотника 18 и крышек 11 и 19. На корпусе имеется нагнетательный и сливной штуцеры.

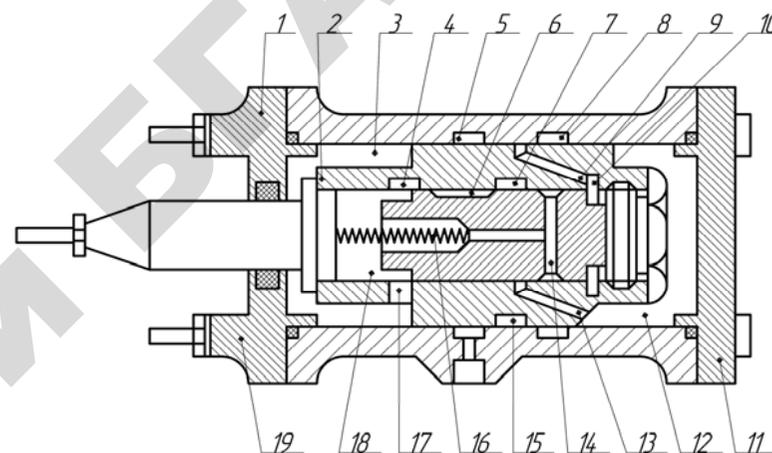


Рис. 4.35. Гидравлический вибратор:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – полость; 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15 – кольцевые полости; 7, 13 – кольцевые каналы; 9 – канал; 11, 19 – крышки; 14 – радиальное сверление; 16 – пружина; 17 – отверстие; 18 – золотник

Жидкость поступает в нагнетательный штуцер, а затем в кольцевую полость 5, расположенную в корпусе 1 вибратора. В корпусе поршня имеются два сквозных канала – нагнетательный и сливной. Из кольцевой полости 5 жидкость по нагнетательному каналу поршня поступает в кольцевую полость 6 золотника, отсюда направляется в кольцевые каналы 7 и 13, а затем в полость 12. Под давлением жидкости поршень перемещается влево, а вытесненная на полости 3 жидкость через отверстие 17 проходит по центральному и радиальному 14 сверлениям золотника на слив.

При движении поршня вместе с золотником в левую сторону полость 15 соединяется с нагнетательным штуцером и жидкость по каналу 9 попадает в полость 10.

Под давлением жидкости золотник перемещается в крайнее левое положение, при этом канал 13 отключается от нагнетательной магистрали и перекрывается путь жидкости в полость 12. В этот момент поршень 2 останавливается, а жидкость через полость 6 и отверстие 17 нагнетается в полость 3, расположенную с левой стороны поршня. Последний, под давлением жидкости, вместе с золотником перемещается вправо. При движении поршня полости 10 и 15 отключаются от нагнетательной линии, и золотник под действием пружины вытесняет жидкость на слив. В дальнейшем цикл повторяется.

Поворотные гидродвигатели

Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным.

Такие гидродвигатели применяют в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в конструкциях сельхозмашин для управления рабочими органами при повороте в пределах $0...360^\circ$.

По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми.

Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса цилиндров 1 (рис. 4.36), поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зубовыми рейками 3 и 6. Рейка входит в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9.

Упорами 8 устанавливают зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота. Работа осуществляется следующим образом: при подаче жидкости под определенным давлением в рабочие камеры А и В поршни 2 и 5, а также рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерни 7 с валом 9 по часовой стрелке. Из камер В и Г жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма выполняет распределительное устройство.

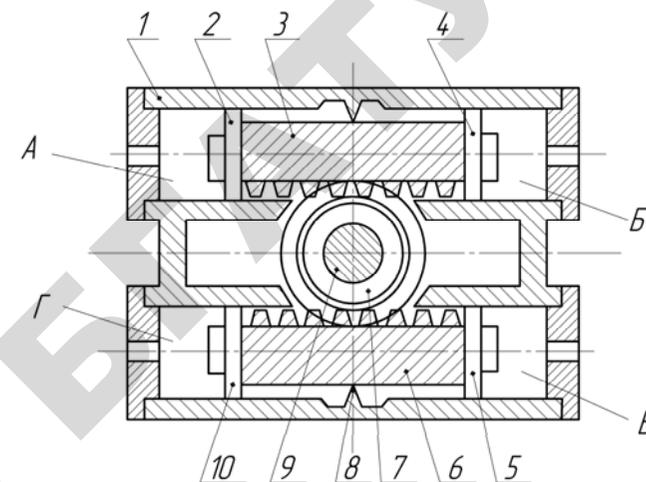


Рис. 4.36. Поршневой поворотный гидродвигатель:
1 – цилиндр; 2, 4, 5, 10 – поршни; 3, 6 – рейки; 7 – шестерни;
8 – упор; 9 – выходной вал

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя рассчитывает по формуле

$$M = \Delta p \cdot S_{\text{п}} \cdot D_{\text{к}} \cdot z / 2, \quad (4.66)$$

где Δp – перепад давления;

$S_{\text{п}}$ – площадь поршня;

$D_{\text{к}}$ – диаметр делительной окружности шестерни;

z – число одновременно работающих поршней.

Пластинчатый поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса 1 (рис. 4.37) с боковыми крышками 3 и 4, пластины 2, жестко установленной на валу 5. При подводе под давлением рабочей жидкости в одну из камер А или В пластина с валом будет поворачиваться на заданный угол. При этом крутящий момент на валу двигателя будет равен

$$M = \Delta p \cdot S \cdot l, \quad (4.67)$$

где $S = (R - r) \cdot b$ – площадь рабочей части пластины, (R и r – большой и малый радиусы пластины);

$l = (R + r) / 2$ – плечо приложения силы давления.

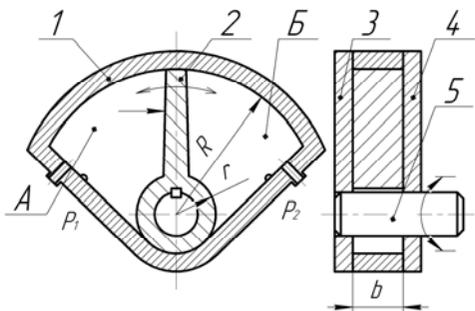


Рис. 4.37. Пластинчатый поворотный гидродвигатель:
1 – корпус; 2 – пластина; 3, 4 – крышки; 5 – вал

Задание:

1. Изучить теоретические разделы по данной теме.
2. Ознакомиться с конструкцией и принципом работы гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия.
3. Изучить основные этапы их расчета.
4. Произвести испытание гидроцилиндра.
5. Рассчитать основные параметры и построить зависимости $v = f(Q)$, $F = f(Q)$ и $N = f(Q)$.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Описание стенда для исследования характеристик гидроцилиндра

Стенд «Гидромашины и гидроприводы М2» (НТЦ-11.36.1) предназначен для экспериментальных исследований: шестеренного нерегулируемого гидронасоса; аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком; гидропривода с поступательным движением выходного звена; гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Для исследования характеристик гидроцилиндра используем стенд, схема которого представлена на рис. 4.38.

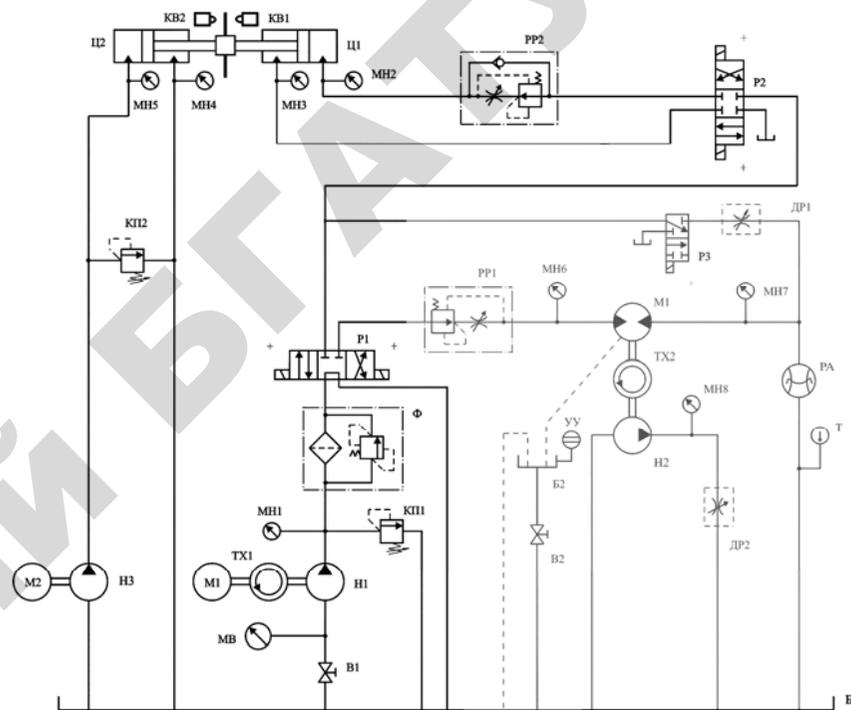


Рис. 4.38. Схема гидравлическая стенда для испытания гидромашин поступательного движения

Основной исследуемой гидромашинной является гидроцилиндр. Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос НЗ и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (гидроклапан КП2 при проведении испытательной работы в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда относятся, предохранительный клапан КП1, регулятор расхода РР2, установленный в линии управления цилиндром Ц1, а также гидрораспределители Р1 и Р2. Для привода насосов Н1 и НЗ на стенде установлены два электродвигателя М1 и М2. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Характеристика гидроцилиндра ГЦ 63.200.16.000: диаметр поршня цилиндра $d_{п} = 63$ мм, ход штока $L_{ш} = 200$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 25$ мм, номинальное давление $p_{ном} = 16$ МПа.

1. Экспериментальная часть

Включить питание стенда. Тумблер Р1 установить в положение “ВКЛ1”, тумблер Р3 – в положение “ВЫКЛ”. Вывести маховик управления регулятором РР2 против часовой стрелки (настроить регулятор на минимальный расход). Включить электродвигатели М1 и М2. Включить тумблер Р2 в положение “ВКЛ1”, при этом шток нижнего цилиндра Ц1 начнет медленно выдвигаться. Если шток не выдвигается, то необходимо маховик управления регулятором РР2 медленно поворачивать по часовой стрелке с тем, чтобы добиться медленного выдвигания штока. Опыты по определению характеристик гидроцилиндра Ц1 желательно проводить при низкой скорости выдвигания штока цилиндра Ц1. При этом увеличится время опыта и легче будет производить необходимые измерения.

Опыты необходимо проводить при различных нагрузках на штоке цилиндра Ц1, что достигается путем изменения давления в поршневой полости цилиндра Ц2. Изменение этого давления осуществляется путем изменения настройки клапана КП2 (при вворачивании регулировочного винта клапана давление (нагрузка) повышается).

При испытаниях гидроцилиндра Ц1 рекомендуется провести три опыта (установить три уровня давлений по манометру МН5: 1, 2, 3 МПа). При установке тумблера Р2 в положение “ВКЛ2” происходит обратный ход (втягивание) штока гидроцилиндра Ц1. Измерение давлений (по манометрам МН2 – МН5) осуществляется при выдвигании штока цилиндра Ц1 (нижний гидроцилиндр). Втягивание штока цилиндра Ц1 является холостым ходом. Для настройки желаемых режимов работы и приобретения необходимых навыков работы допускается многократное срабатывание цилиндра Ц1.

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание электродвигателей М1, М2 и стенда.

2. Провести серию опытов. В каждом опыте необходимо измерить:

- ход штока гидроцилиндра L ;
- давление $p_{н1}$ и $p_{сн1}$ (по приборам МН2 и МН3), давление $p_{н2}$ и $p_{сн2}$ (по приборам МН5 и МН4);
- время движения штока гидроцилиндра t .

3. Результаты измерений занести в таблицу 4.14.

4. Определить и записать в таблицу 4.14:

а) нагрузку на штоке гидроцилиндра

$$F_H = (p_{н2} \cdot S_{п} - p_{сн2} \cdot S_{ш}) \cdot \eta_{м.г.ц}, \quad (4.68)$$

где $S_{п} = \frac{\pi d_{п}^2}{4}$, $S_{ш} = \frac{\pi(d_{п}^2 - d_{ш}^2)}{4}$ – эффективная площадь поршня

в поршневой и штоковой полостях соответственно;

$\eta_{м.г.ц} = 0,95$ – механический КПД гидроцилиндра.

б) скорость перемещения поршня гидроцилиндра

$$v = \frac{L}{t}. \quad (4.69)$$

в) усилие, развиваемое гидроцилиндром

$$F_H = (p_{н1} \cdot S_{п} - p_{сн1} \cdot S_{ш}) \cdot \eta_{м.г.ц}. \quad (4.70)$$

г) расход жидкости на гидроцилиндре

$$Q = \frac{S_{п} \cdot v}{\eta_{о.г.ц}}, \quad (4.71)$$

где $\eta_{о.г.ц}$ – объемный КПД гидроцилиндра (принимается $\eta_{о.г.ц} = 1$).

д) полезную мощность на штоке гидроцилиндра

$$N = F \cdot v. \quad (4.72)$$

5. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики гидроцилиндра $v = f(Q)$, $F = f(Q)$, $N = f(Q)$.

Таблица 4.14

Результаты испытания гидроцилиндра

$p_{н1}$ (МН2)	$p_{сн1}$ (МН3)	$p_{н2}$ (МН5)	$p_{сн2}$ (МН4)	t	F_H	v	F	Q	N
№1									

Окончание таблицы 4.14

№2									
№3									

Ход штока гидроцилиндра $L =$

Эффективная площадь поршня в поршневой полости $S_{\text{п}} =$

Эффективная площадь поршня в штоковой полости $S_{\text{ш}} =$

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. По каким признакам классифицируются гидроцилиндры?
2. В чем заключается принцип работы гидроцилиндров?
3. Для чего нужен запорный клапан гидроцилиндра двухстороннего действия?
4. Как регулируется запорный клапан гидроцилиндра двухстороннего действия?
5. Как осуществляется герметизация гидроцилиндра?
6. В чем преимущество телескопического гидроцилиндра?
7. В чем заключается принцип работы гидродвигателей возвратно-поступательного действия?
8. Какие сходства и отличия гидродвигателей возвратно-поступательного действия и гидравлических вибраторов?
9. В чем заключается принцип работы гидравлического вибратора?
10. В чем заключается принцип работы поворотных гидродвигателей?

5. ГИДРОПЕРЕДАЧИ, ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ

5.1. Лабораторная работа «Исследование характеристик объемного гидропривода с вращательным и поступательным движением выходного звена»

Цель работы

1. Изучить устройство и принцип работы объемного гидропривода.
2. Экспериментально определить рабочие характеристики объемного гидропривода с вращательным и поступательным движением выходного звена.

Общие сведения

При передаче механической энергии для привода машин и узлов сельскохозяйственной техники посредством жидкости применяется гидропривод с разомкнутой или замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости.

В гидроприводах с разомкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, жидкость, совершив работу, из гидродвигателя поступает в гидробак, откуда вновь засасывается насосом.

Насос 1 (рис. 5.1) засасывает жидкость из гидробака 13 и нагнетает ее в гидродвигатель 8 через распределитель 7. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан 2, отрегулированный на предельно допустимое давление p_{max} , предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузки.

Изменение направления движения (реверсирование) выходного звена – гидродвигателя, осуществляется изменением позиции распределителя 7, а регулирование скорости этого движения производится дроссель-регулятором потока жидкости 6, необходимое давление в системе регулируется переливным клапаном 4.

Гидробак 13 предназначен для хранения, охлаждения и частичной очистки рабочей жидкости. Охладитель 9 необходим для поддержания температуры и, соответственно, вязкости рабочей жидкости в требуемых пределах. Фильтр 10 задерживает загрязнения, ведущие к износу деталей

Несмотря на большой вес и габариты, в сельскохозяйственной технике в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как они проще по конструкции и в экс-

пультации практически универсальны, т.е. могут применяться в машинах любого назначения.

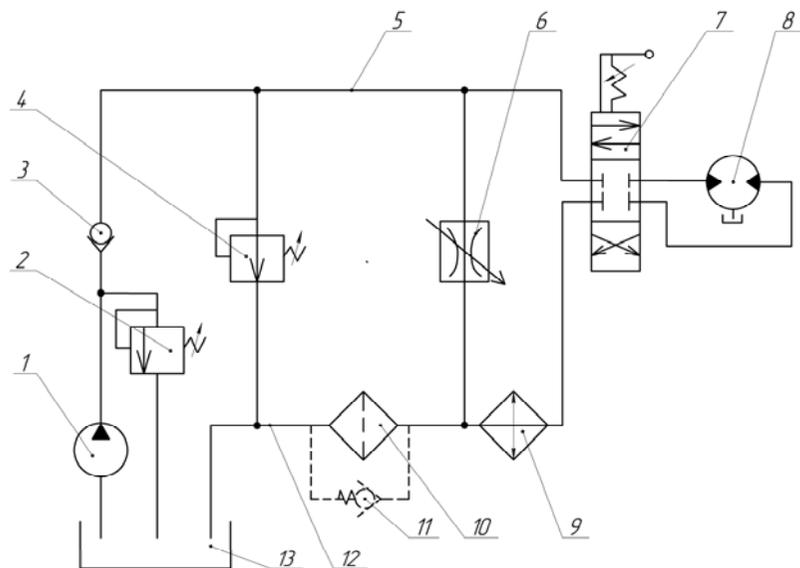


Рис. 5.1. Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости:
 1 – насос; 2 – клапан предохранительный; 3 – клапан обратный; 4 – клапан переливной; 5 – линия нагнетания; 6 – дроссель-регулятор потока жидкости; 7 – распределитель; 8 – гидродвигатель; 9 – охладитель; 10 – фильтр; 11 – клапан предохранительный фильтра; 12 – линия слива; 13 – гидробак

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя 5 (рис. 5.2), совершив работу, поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса 1. Таким образом, в гидроприводе с замкнутой циркуляцией отсутствует гидробак, а для компенсации утечек в насосах и гидродвигателях предусматривается система подпитки, состоящая из небольшого бачка 7, вспомогательного насоса 9, а также обратных 3, предохранительного 6 и переливного 11 клапанов. Подача вспомогательного насоса рассчитана на компенсацию максимальных внешних утечек с избытком подачи в 1–2 л/мин.

Гидросхемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяются в приводах двигателей самоходных сельскохозяйственных машин.

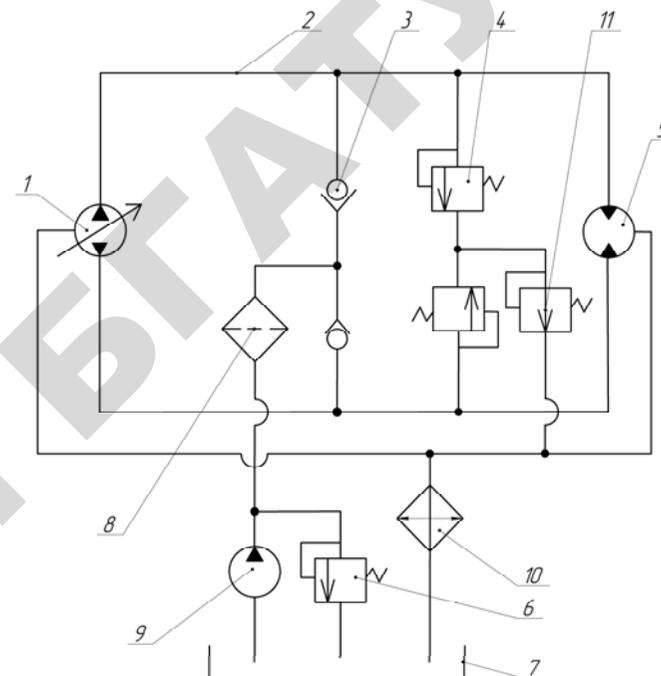


Рис. 5.2. Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости:
 1 – насос; 2 – трубопроводы; 3 – клапаны обратные; 4, 6 – клапаны предохранительные; 5 – гидромотор; 7 – гидробак; 8 – фильтр; 9 – вспомогательный насос; 10 – охладитель; 11 – клапан переливной

Замкнутый контур состоит из регулируемого насоса 1, подающего жидкость в реверсируемый гидромотор 5, между ними включено клапанное устройство, состоящее из предохранительных 4 и переливного 11 клапанов. Подпитка контура производится вспомогательным насосом 9. Для очистки рабочей жидкости установлен фильтр 8, для охлаждения масла установлен теплообменник 10.

В данной схеме во время работы левая и правая гидролинии меняются ролями, и попеременно, становясь то нагнетательной то всасывающей.

Гидропривод с замкнутой циркуляцией по сравнению с гидроприводом с разомкнутой циркуляцией имеет преимущество в том, что отсутствует большой гидробак, соответствующий подаче основного насоса, что уменьшает количество жидкости, заполняющей гидросистему, уменьшает вес, габариты гидропривода.

Недостатки гидропривода с замкнутой циркуляцией состоят в том, что в гидросистеме могут применяться только гидромоторы, так как при работе гидроцилиндров не может быть постоянного расхода. В процессе работы жидкость быстро нагревается, поэтому возникает необходимость установки специальных охладителей.

К достоинствам гидропривода следует отнести возможность плавного изменения скорости рабочего органа машины, для чего может быть применены объемное и дроссельное регулирование.

Объемное регулирование предусматривает применение дорогостоящего регулируемого насоса, так как применение регулируемых гидромоторов обычно затруднено или невозможно, ибо они располагаются в труднодоступных местах непосредственно у рабочих органов машины.

Применение объемного регулирования с помощью насосов может быть осуществлено в гидроприводах с замкнутой циркуляцией жидкости.

Дроссельное регулирование значительно менее экономично, так как часть рабочей жидкости, минуя гидродвигатель, сбрасывается в бак, а ее энергия превращается в теплоту, но вследствие простоты конструкции и управления, универсальности и низкой стоимости, оно широко применяется в гидроприводах сравнительно малой мощности, и в случае кратковременного регулирования, т.е. в гидроприводах, для которых вопросы экономии не имеют решающего значения.

При эксплуатации гидропривода возможно повышение давления, которое может привести к выходу из строя напорной линии или насоса.

Для защиты гидропривода от резкого повышения давления между напорной и сливной гидролиниями устанавливается предохранительный клапан, который открывается при предельно допустимом максимальном давлении и соединяет эти гидролинии, благодаря чему подаваемая жидкость полностью или частично сливается в бак.

В некоторых случаях требуется строго одновременное (синхронное) вращение гидромоторов, движение поршней гидроцилиндров, перемещающих рабочий орган (например, поршни гидроцилиндров для подъема жатки зерноуборочного комбайна). Для этих целей применяются делители потока. Включение делителя потока в схему гидропривода приведено на рис. 5.3.

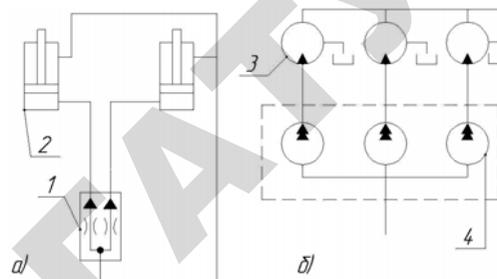


Рис. 5.3. Схема включения делителей потока:
 а – делитель дроссельного типа; б – делитель объемного типа;
 1 – делитель дроссельного типа; 2 – гидроцилиндр; 3 – гидромотор;
 4 – делитель объемного типа

При совместной работе насосов следует в системе гидропривода устанавливать сумматор потоков жидкости.

Параметры, характеризующие объемный гидропривод

- 1) Рабочий объем $q_{o.n}$ (см³/об.) – объем жидкости, проходящий через гидромашину за один оборот вала.
- 2) Подача насоса (см³/с)

$$Q_n = q_{o.n} \cdot n_n \cdot \eta_{o.n}, \quad (5.1)$$

где $q_{o.n}$ – рабочий объем насоса, см³/об.;
 n_n – частота вращения вала насоса (для шестеренных – номинальная), с⁻¹;
 $\eta_{o.n}$ – объемный КПД насоса.

- 3) Расход рабочей жидкости на гидромоторе (см³/с)

$$Q_{г.м} = q_{o.г.м} \cdot n_{г.м} / \eta_{o.г.м}, \quad (5.2)$$

где $q_{o.г.м}$ – рабочий объем гидромотора, см³/об.;
 $n_{г.м}$ – частота вращения вала насоса (для шестеренных – номинальная), с⁻¹;
 $\eta_{o.г.м}$ – объемный КПД насоса, $\eta_{o.г.м} = 0,95 \dots 0,97$.

- 4) Расход рабочей жидкости на гидроцилиндре (см³/с)

$$Q_{г.ц} = S \cdot v / \eta_{o.г.ц}, \quad (5.3)$$

где S – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, см²;
 v – скорость перемещения поршня гидроцилиндра, см/с;
 $\eta_{o.г.ц}$ – объемный КПД гидроцилиндра, $\eta_{o.г.ц} = 0,97 \dots 0,99$.

5) Крутящий момент на валу гидромотора (Н·м)

$$M_{кр} = 0,159 \cdot q_{о.г.м} \cdot \Delta p_{г.м} \cdot \eta_{г.м}, \quad (5.4)$$

где $q_{о.г.м}$ – рабочий объем гидромотора, см³/об.;
 $\Delta p_{г.м}$ – перепад давления на гидромоторе, МПа;
 $\eta_{г.м}$ – к.п.д. гидромотора.

6) Усилие на штоке гидроцилиндра (Н)

$$F = \Delta p_{г.ц} \cdot S \cdot \eta_{г.ц}, \quad (5.5)$$

где $\Delta p_{г.ц}$ – перепад давления на гидроцилиндре, МПа;
 S – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, мм²;
 $\eta_{г.ц}$ – КПД гидроцилиндра.

7) Давление жидкости в гидросистеме, (МПа):

- рабочее давление с системе – $p_{ном}$;
- максимальное давление с системе – $p_{мах}$;
- минимальное давление в системе – $p_{мин}$.

8) Перепад давления в системе, (МПа)

$$\Delta p = p_n - p_{сл}, \quad (5.6)$$

где p_n – давление в линии нагнетания, МПа;
 $p_{сл}$ – давление в линии слива, МПа.

9) КПД гидромашины

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m, \quad (5.7)$$

где η_o – объемный КПД;
 η_m – механический КПД.

10) Мощность, передаваемая гидромашинной, (Вт)

$$N = \Delta p \cdot Q \cdot \eta, \quad (5.8)$$

– для гидроцилиндров

$$N = F \cdot v \cdot \eta; \quad (5.9)$$

– для гидромоторов

$$N = M \cdot w \cdot \eta, \quad (5.10)$$

где w – угловая скорость вала гидромотора, с⁻¹.

$$w = 2\pi \cdot n, \quad (5.11)$$

где n – частота вращения вала гидромотора, с⁻¹.

Задание:

1. Ознакомиться с устройством, принципом действия и основными параметрами объемного гидропривода.

2. Изучить основные условные обозначения и зарисовать схемы объемных гидроприводов с разомкнутой и замкнутой схемами циркуляции рабочей жидкости.

3. Произвести испытания и определить рабочие характеристики объемного гидропривода с вращательным и поступательным движением выходного звена.

4. Рассчитать основные параметры и построить характеристику $\eta = f(M)$ гидропривода с вращательным и $\eta = f(F)$ гидропривода с поступательным движением выходного звена.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила при нахождении в учебной лаборатории (см. стр. 6).

Описание стенда для исследования характеристик объемного гидропривода

Стенд «Гидромашины и гидроприводы М2» (НТЦ-11.36.1) предназначен для экспериментальных исследований: шестеренного нерегулируемого гидронасоса; аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком; гидропривода с поступательным движением выходного звена; гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Для исследования характеристик объемного гидропривода используем стенд, схема которого представлена на рис. 5.4.

Основными исследуемыми гидромашинами являются гидромотор М1 и гидроцилиндр Ц1. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора). Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос Н3 и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (гидроклапан КП2 при проведении испытаний работает в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда относятся вентиль В1, предохранительный клапан КП1, регуляторы расходов РР1 и РР2,

установленные соответственно в линии управления гидромотором М1 и цилиндром Ц1, а также гидрораспределители Р1, Р2 и Р3.

Для привода насосов Н1 и Н2 на стенде установлены два электродвигателя М1 и М2.

В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Характеристики устройств:

1) Гидроцилиндр (ГЦ 63.200.16.000): диаметр поршня цилиндра $d_{п} = 63$ мм, ход штока $L_{ш} = 200$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 25$ мм, номинальное давление $p_{ном} = 16$ МПа;

2) Гидромотор (Г15-21Р): рабочий объем $V_{ом} = 11,2$ см³; номинальный расход $Q_{ном} = 10,8$ л/мин; номинальное давление $p_{ном} = 6,3$ МПа; номинальная потребляемая мощность $N_{ном} = 0,96$ кВт; номинальный момент на выходном валу $M_{ном} = 9,4$ Н·м; полный КПД – 0,87, объемный КПД – 0,91;

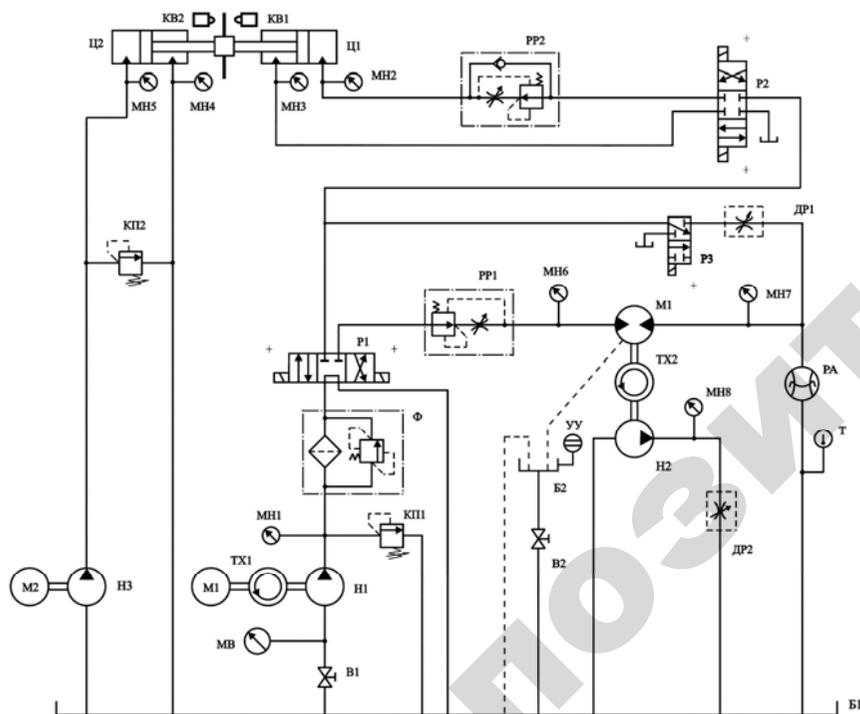


Рис. 5.4. Схема гидравлическая стенда для испытания объемного гидропривода

А. Исследование рабочих характеристик объемного гидропривода с поступательным движением выходного звена

1. Экспериментальная часть

Включить питание стенда. Тумблер Р1 установить в положение “ВКЛ1”, тумблер Р3 в положение “ВЫКЛ”.

Включить электродвигатель М2 и установить с помощью клапана КП2 давление в поршневой полости гидроцилиндра Ц2 (по манометру МН5), равное 1 МПа.

Включить электродвигатель М1, секундомер и при различных настройках клапана КП2 (2, 3, 4 и 4,5 МПа) провести серию опытов. При проведении каждого опыта тумблер Р2 переключать в положение “ВКЛ1”. При этом шток нижнего цилиндра Ц1 будет выдвигаться, то есть будет происходить рабочий ход, в течение которого следует выполнить все необходимые измерения.

Втягивание штока цилиндра Ц1 (холостой ход) обеспечивается при установке Р2 в положение “ВКЛ2”.

Перед каждым измерением времени необходимо нажимать кнопку “Сброс” и сбрасывать показание электронного табло секундомера.

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электродвигателей М1 и М2 и стенда.

2. Провести серию опытов. Во время проведения каждого опыта необходимо измерить:

- ход штока гидроцилиндра L ;
- давление насоса $p_{вс.н}$ и $p_{н.н}$ (по приборам МВ и МН1), давление гидроцилиндра $p_{н.ц}$ и $p_{сл.ц}$ (по приборам МН5 и МН4);
- время движения штока гидроцилиндра t (для измерения времени необходимо тумблер SA3 переключить в положение “АВТ” и включить питание секундомера).

3. Результаты измерений занести в таблицу 5.1.

4. Определить и записать в таблицу 5.1:

- а) скорость перемещения поршня гидроцилиндра

$$v = \frac{L}{t}. \quad (5.12)$$

б) нагрузку на штоке гидроцилиндра

$$F = (p_{н.ц} \cdot S_{п} - p_{сл.ц} \cdot S_{ш}) \cdot \eta_{м.ц}, \quad (5.13)$$

где $S_{п} = \frac{\pi d_{п}^2}{4}$, $S_{ш} = \frac{\pi(d_{п}^2 - d_{ш}^2)}{4}$ – эффективная площадь поршня

в поршневой и штоковой полостях соответственно;
 $\eta_{м.ц} = 0,95$ – механический КПД гидроцилиндра.

в) полезную мощность на штоке гидроцилиндра

$$N_{пол} = F \cdot v. \quad (5.14)$$

г) расход жидкости на гидроцилиндре

$$Q_{ц} = \frac{S_{п} \cdot v}{\eta_{о.ц}}, \quad (5.15)$$

где $\eta_{о.ц}$ – объемный КПД гидроцилиндра. Принимаем $\eta_{о.ц} = 1$.

д) подачу насоса по формуле

$$Q_{н} = \frac{Q_{ц}}{\eta_{о.н}}, \quad (5.16)$$

где $\eta_{о.н} = 0,92$ – объемный КПД насоса.

е) приложенную мощность

$$N_{пр} = Q_{н} \cdot p_{н}, \quad (5.17)$$

где $p_{н} = p_{н.н} - p_{вс.н}$ – рабочее давление насоса.

ж) КПД гидропривода

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{пр}}. \quad (5.18)$$

5. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, характеристику гидропривода $\eta = f(F)$.

Результаты испытания объемного гидропривода с поступательным движением выходного звена

$p_{вс.н}$ (МВ)	$p_{н.н}$ (МН1)	$p_{н.ц}$ (МН5)	$p_{сл.ц}$ (МН4)	t	v	F	$N_{пол}$	$Q_{ц}$	$Q_{н}$	$N_{пр}$	η

Ход штока гидроцилиндра $L =$

Эффективная площадь поршня в поршневой полости $S_{п} =$

Эффективная площадь поршня в штоковой полости $S_{ш} =$

Б. Исследование рабочих характеристик объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена

1. Экспериментальная часть

Включить питание стенда. Включить тумблер управления распределителем Р1 в положение “ВКЛ2.”, регулятор расхода РР1 настроить на максимальный расход, что достигается поворотом маховика по часовой стрелке.

Уменьшить сопротивление регулируемого дросселя ДР2 (достигается поворотом маховика по часовой стрелке) и включить электродвигатель М1 и тахометр (n_m).

Провести две серии опытов (при двух настройках регулятора расхода РР1, то есть при двух значениях частоты вращения вала гидромотора). Первая серия опытов проводится при максимально возможной частоте вращения вала гидромотора, а вторая серия опытов проводится при уменьшенной примерно в два раза частоте вращения.

В каждой серии провести по 5–6 опытов. При переходе от одного опыта к другому необходимо увеличивать нагрузку на валу гидромотора (достигается путем увеличения сопротивления дросселя ДР2 поворотом маховика против часовой стрелки). Нагрузку на валу гидромотора следует изменять таким образом, чтобы избежать полной остановки его вала.

После проведения экспериментов необходимо отключить питание электродвигателя М1, тахометра (n_m), стенда.

2. Провести серию опытов. В каждом опыте необходимо измерить:
 - давления насоса $p_{вс.н}$ и $p_{н.н}$ (по приборам МВ, МН1), насоса нагрузки $p_{нагр.н}$ (по прибору МН8);
 - частоту вращения вала гидромотора n_m (для получения частоты вращения в c^{-1} показание цифрового табло тахометра необходимо делить на 2).

3. Результаты измерений занести в таблицу 5.2.

4. Определить и записать в таблицу 5.2:

а) нагрузку на валу гидромотора

$$M = 0,159 \cdot q_{о.нагр.н} \cdot p_{нагр.н} \cdot \eta_{нагр.н}, \quad (5.19)$$

где $q_{о.нагр.н} = 10 \text{ см}^3/\text{с}$ – рабочий объем насоса нагрузки;
 $p_{нагр.н}$ – давление насоса нагрузки;
 $\eta_{нагр.н} = 0,8$ – КПД насоса нагрузки.

б) полезную мощность на валу гидромотора

$$N_{пол} = M \cdot w_m. \quad (5.20)$$

где $w_m = 2\pi \cdot n_m$ – угловая скорость вала гидромотора.

в) расход жидкости на гидромоторе

$$Q_m = \frac{V}{t}, \quad (5.21)$$

г) подачу насоса по формуле

$$Q_n = \frac{Q_m}{\eta_{о.н}}, \quad (5.22)$$

где $\eta_{о.н} = 0,92$ – объемный КПД насоса.

д) приложенную мощность

$$N_{пр} = Q_n \cdot p_n, \quad (5.23)$$

где $p_n = p_{н.н} - p_{вс.н}$ – рабочее давление насоса.

е) КПД гидропривода

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{пр}}. \quad (5.24)$$

5. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, характеристику гидропривода $\eta = f(M)$.

Таблица 5.2

Результаты испытания объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена

$p_{вс.н}$ (МВ)	$p_{н.н}$ (МН1)	$p_{н.нагр}$ (МН8)	n_m	V	t	M	$N_{пол}$	Q_m	Q_n	$N_{пр}$	η
№1											
№2											

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Назовите схемы циркуляции жидкости в гидроприводе.
2. Назовите основные элементы гидропривода с разомкнутой схемой циркуляции жидкости.
3. Какую функцию выполняет предохранительный клапан?
4. Чем осуществляется изменение направления движения выходного звена?
5. В чем заключается назначение гидробака?
6. Назовите достоинства гидропривода с разомкнутой схемой циркуляции жидкости.
7. Какие преимущества имеет гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости по сравнению с гидроприводом с разомкнутой схемой циркуляции?
8. Назовите основные элементы гидропривода с замкнутой схемой циркуляции жидкости.
9. Какие недостатки гидропривода с замкнутой схемой циркуляции жидкости?
10. Назовите виды регулирования гидропривода.

5.2. Практическая работа «Изучение конструкции и характеристик гидростатической трансмиссии»

Цель работы

1. Изучить устройство и принцип работы гидростатической трансмиссии.
2. Приобрести знания и умения по расчету поршневых гидромашин на примере гидропривода ГСТ-90.

Общие сведения

Конструкция гидропривода ГСТ-90 и основные параметры, характеризующие его работу

Гидропривод ГСТ-90 (гидростатическая трансмиссия с рабочим объемом 89 см³/об) применяется для передачи мощности от двигателя к ходовым колесам сельскохозяйственных машин с бесступенчатым регулированием скорости движения и силы тяги. ГСТ-90 широко применяются на различных мобильных машинах: комбайнах, погрузчиках, автогрейдерах, экскаваторах, катках, траншекопателях, тракторах и т.д.

В РБ разработан ряд машин, на которых предусматривается применение ГСТ-90, среди них: свеклоборочные, кормоуборочные и зерноуборочные комбайны, другие самоходные машины.

Применение ГСТ обеспечивает ряд существенных преимуществ:

- бесступенчатое регулирование реверсированием скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передачи;
- широкие возможности по автоматизации управления с обеспечением оптимального режима работы;
- высокое быстродействие, низкая инерционность;
- низкая металлоемкость;
- широкая унификация гидравлического оборудования при простой компоновке на машинах.

Реализация данных преимуществ, при эксплуатации машин с ГСТ-90 позволяет, по сравнению с машинами, оснащенными механическими приводами, повысить производительность машин, снизить расход топлива и т.п.

ГСТ-90 состоит из следующих основных узлов:

1. Регулируемый насос высокого давления (входное звено).
2. Нерегулируемый гидромотор (выходное звено).

3. Гидроаппаратура управления.

4. Вспомогательные устройства (фильтры, теплообменники, резервуары, трубы и т.п.).

Таблица 5.3

Основные технические характеристики ГСТ-90

Аксиально-поршневой гидронасос		Аксиально-поршневого гидромотора	
Давление на выходе из насоса, МПа:		Давление на входе гидромотора, МПа:	
номинальное	21	максимальное	35
максимальное	35	кратковременное	45
кратковременное	45	Давление на выходе, МПа:	
Давление на входе, МПа:		минимальное	1,0
минимальное	1,0	максимальное	1,5
максимальное	1,5	Номинальный перепад давления, МПа	21
Рабочий объем, см ³ /об	89	Рабочий объем, см ³ /об	89
Частота вращения, мин ⁻¹ :		Частота вращения, мин ⁻¹ :	
номинальная	2100	при номинальном давлении	2590
максимальная	2900	максимальная	2900
минимальная	500	минимальная	25
Номинальный расход, л/мин	220	Номинальный расход, л/мин	234
Коэффициент подачи, не менее	0,96	Номинальный крутящий момент, Нм	274
КПД	0,89	КПД при номинальных параметрах:	
Масса, кг	78	гидромеханический	0,92
		полный	0,89
		Масса, кг	47

Принцип работы гидропривода ГСТ-90

Гидропривод ГСТ-90 (рис. 5.5) включает аксиально-плунжерные агрегаты: регулируемый гидронасос в сборе с шестеренным насосом подпитки и гидрораспределителем, нерегулируемый гидромотор в сборе с клапанной коробкой; бак для рабочей жидкости, фильтр тонкой очистки с вакуумметром, трубопроводы и шланги.

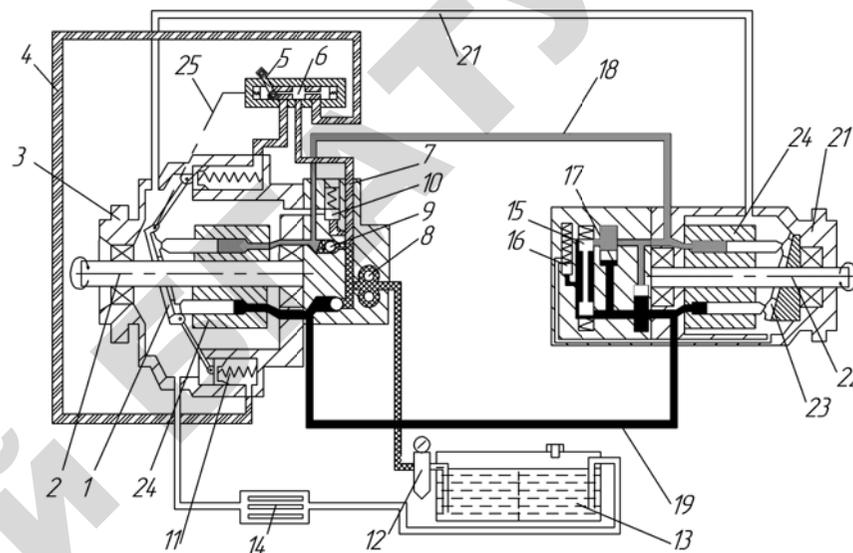


Рис. 5.5. Схема гидропривода ГСТ-90:

1 – шайба наклонная насоса; 2 – выходной вал насоса; 3 – реверсивный регулируемый насос; 4 – гидрوليния управления; 5 – рычаг управления; 6 – гидрораспределитель; 7 – гидрوليния низкого давления; 8 – насос подпитки; 9 – обратный клапан; 10 – предохранительный клапан системы подпитки; 11 – сервоцилиндр; 12 – фильтр с вакуумметром; 13 – гидробак; 14 – теплообменник; 15 – золотник; 16 – переливной клапан; 17 – главный предохранительный клапан высокого давления; 18 – гидрوليния низкого давления; 19 – гидрوليния высокого давления; 20 – дренажная гидрوليния; 21 – нерегулируемый гидромотор; 22 – выходной вал гидромотора; 23 – наклонная шайба гидромотора; 24 – блок цилиндров; 25 – тяга связи

Вал 2 гидронасоса вращается в двух роликовых подшипниках. На шлицы вала посажен блок цилиндров 24, в отверстиях которого перемещаются плунжеры. Каждый плунжер сферическим шарниром соединен с пятой, которая упирается на опору, расположенную на наклонной шайбе 1. Шайба соединена с корпусом гидронасоса при помощи двух роликовых подшипников, и благодаря этому может быть изменен наклон шайбы относительно вала насоса. Изменение угла наклона шайбы происходит под действием усилий одного из двух сервоцилиндров 11, поршни которых соединены с шайбой 1 при помощи тяг.

Внутри сервоцилиндров находятся пружины, воздействующие на поршни и устанавливающие шайбу так, чтобы расположенная

в ней опора была перпендикулярна к валу. Вместе с блоком цилиндров вращается приставное дно, скользящее по распределителю, закрепленному на задней крышке. Отверстия в распределителе и приставном дне периодически соединяют рабочие камеры блока цилиндров с магистралями, связывающими гидронасос с гидромотором.

Сферические шарниры плунжеров и скользящие по опоре пяты смазываются под давлением рабочей жидкостью.

Внутренняя плоскость каждого агрегата заполнена рабочей жидкостью и является масляной ванной для работающих в ней механизмов. В эту полость поступает жидкость из соединений гидроагрегата.

Гидрораспределитель 6 служит для распределения потока жидкости в системе управления, т.е. для направления ее к одному из двух сервоцилиндров, в зависимости от изменения положения рычага 5 или запирания жидкости в сервоцилиндре.

Гидрораспределитель состоит из корпуса, золотника с возвратной пружиной, расположенной в стакане, рычага управления с пружиной кручения, а также рычага 5 и двух тяг 25, которые связывают золотник с рычагом управления и наклонной шайбой.

К задней торцевой поверхности гидронасоса крепится насос подпитки 8 шестеренного типа, вал которого соединен с валом гидронасоса.

Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака 13 и подает ее: в гидронасос через один из обратных клапанов; в систему управления через гидрораспределитель.

На корпусе насоса подпитки 8 расположен предохранительный клапан 10, который открывается при повышении давления, развиваемого насосом.

Устройство гидромотора 21 аналогично устройству насоса. Основные отличия заключаются в следующем: пяты плунжеров при вращении вала скользят по наклонной шайбе 23, имеющей постоянный угол наклона, а поэтому механизм ее поворота с гидрораспределителем отсутствуют; вместо насоса подпитки к задней торцевой поверхности гидромотора крепится клапанная коробка.

Гидронасос с гидромотором связаны двумя трубопроводами (магистралями “гидронасос-гидромотор”). По одной из магистра-

лей поток рабочей жидкости под высоким давлением движется от гидронасоса к гидромотору, по другой – под низким давлением возвращается обратно.

В корпусе клапанной коробки находятся два клапана высокого давления, переливной клапан 16 и золотник 15.

Клапаны высокого давления 17 предохраняют гидропривод: от перегрузок, перепуская рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Так как магистралью высокого давления, то и клапанов высокого давления тоже два. Переливной клапан 16 должен выпускать излишки рабочей жидкости из магистрали низкого давления, куда она постоянно подается насосом подпитки.

Золотник 15 в клапанной коробке подключает переливной клапан к той магистрали “гидронасос-гидромотор”, в которой давление будет меньше.

При срабатывании клапанов системы подпитки (предохранительного и переливного) вытекающая рабочая жидкость попадает во внутреннюю полость агрегатов, где, смешавшись с утечками, по дренажным трубопроводам поступает в теплообменник 14 и далее в бак 13. Благодаря дренажному устройству, рабочая жидкость отводит тепло от трущихся деталей гидроагрегатов. Специальное торцевое уплотнение вала предотвращает вытекание рабочей жидкости из внутренней полости агрегата.

Бак служит резервуаром для рабочей жидкости. Он имеет внутри перегородку, разделяющую его на сливную и всасывающую полости, снабжен указателем уровня.

Фильтр тонкой очистки 12 с вакуумметром задерживает посторонние частицы. Фильтрующий элемент выполнен из нетканого материала. О степени загрязненности фильтра судят по показаниям вакуумметра.

Система подпитки включает насос подпитки 8, а также обратные 9, предохранительный 10 и переливной клапаны.

Система подпитки служит для снабжения рабочей жидкостью системы управления, обеспечения минимального давления в магистралях “гидронасос-гидромотор”, компенсации утечек в гидронасосе и гидромоторе, постоянного перемешивания рабочей

жидкости, циркулирующей в гидронасосе и гидромоторе, с жидкостью в баке, отвода от деталей тепла.

Двигатель вращает вал гидронасоса, а, следовательно, связанные с ним блок цилиндров и вал насоса подпитки. Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака через фильтр и подает ее в гидронасос.

При отсутствии давления в сервоцилиндрах пружины, расположенные в них, устанавливают шайбу так, чтобы плоскость, находящейся в ней опоры (шайбы), была перпендикулярна к оси вала. В этом случае при вращении блока цилиндров пяты плунжеров будут скользить по опоре, не вызывая осевого перемещения плунжеров, и гидронасос не будет посылать рабочую жидкость в гидромотор.

От регулируемого гидронасоса в процессе работы можно получить различный объем жидкости, подаваемый за один оборот (подачу). Для изменения подачи гидронасоса необходимо повернуть рычаг гидрораспределителя, который кинематически связан с шайбой и золотником. Последний, переместившись, направит рабочую жидкость, поступающую от насоса подпитки, в систему управления, в один из сервоцилиндров, а второй сервоцилиндр соединится с полостью слива. Оказывающийся под действием давления рабочей жидкости поршень первого сервоцилиндра начнет движение, поворачивая шайбу, перемещая поршень во втором сервоцилиндре и сжимая пружину. Шайба, поворачиваясь в положение, заданное рычагом гидрораспределителя, будет перемещать золотник, пока не возвратит его в нейтральное положение (при этом положении выход рабочей жидкости из сервоцилиндров закрыт поясками золотника).

При вращении блока цилиндров пяты, скользя по наклонной шайбе, вызовут перемещение плунжеров в осевом направлении, и вследствие этого произойдет изменение объема камер, образованными отверстиями в блоке цилиндров и плунжерами. Причем половина камер будет увеличивать свой объем, другая половина – уменьшать. Благодаря отверстиям в приставном дне и распределителе эти камеры поочередно соединяются с магистралями “гидронасос-гидромотор”.

В камере, увеличивающей свой объем, рабочая жидкость поступает из магистрали низкого давления, куда подается насосом

подпитки через один из обратных клапанов. Вращающимся блоком цилиндров рабочая жидкость, находящаяся в камерах, переносится к другой магистрали и вытесняется в нее плунжерами, создавая высокое давление. По этой магистрали жидкость попадает в рабочие камеры гидромотора, где ее давление передается на торцевые поверхности плунжеров, вызывая их перемещение в осевом направлении и, благодаря взаимодействию пят плунжеров с наклонной шайбой, заставляет блок цилиндров вращаться. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость выйдет в магистраль низкого давления, по которой часть ее возвратится к гидронасосу, а излишки через золотник и переливной клапан вытекут во внутреннюю полость гидромотора. При перегрузке гидропривода высокое давление в магистрали “гидронасос-гидромотор” может возрасти до тех пор, пока не откроется клапан высокого давления, который перепустит рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления, минуя гидромотор.

Объемный гидропривод ГСТ–90 позволяет бесступенчато изменить передаточное отношение: на каждый оборот вала гидромотор потребляет 89 см³ рабочей жидкости (без учета утечек). Такое количество рабочей жидкости гидронасос может выдать за один или несколько оборотов своего приводного вала в зависимости от угла наклона шайбы. Следовательно, меняя подачу гидронасоса, можно изменить скорость движения машин.

Для изменения направления движения машины достаточно наклонить шайбу в противоположную сторону. Реверсивный гидронасос при том же вращении его вала изменит направление потока рабочей жидкости в магистралях “гидронасос-гидромотор” на обратное (т.е. магистраль низкого давления станет магистралью высокого давления, а магистраль высокого давления – магистралью низкого). Следовательно, для изменения направления движения машины необходимо рычаг гидрораспределителя повернуть в противоположную сторону (от нейтрального положения). Если же снять усилие с рычага гидрораспределителя, то шайба под действием пружин возвратится в нейтральное положение, при котором плоскость находящейся в ней шайбы станет перпендикулярной к оси вала. Плунжеры не будут перемещаться в осевом направлении. Подача рабочей жидкости пре-

кратится. Самоходная машина остановится. В магистралях “гидронасос-гидромотор” давление станет одинаковым.

Золотник в клапанной коробке под действием центрирующих пружин займет нейтральное положение, при котором переливной клапан не будет подключен ни к одной из магистралей. Вся жидкость, подаваемая насосом подпитки, через предохранительный клапан будет стекать во внутреннюю полость гидронасоса. При равномерном движении самоходной машины в гидронасосе и гидромоторе необходимо только компенсировать утечки, поэтому значительная часть рабочей жидкости, подаваемая насосом подпитки, окажется лишней, и ее надо будет выпускать через клапаны. Чтобы излишки этой жидкости использовать для отвода тепла, через клапаны выпускают нагретую, прошедшую гидромотор жидкость, а охлажденную – из бака. С этой целью переливной клапан системы подпитки, расположенный в клапанной коробке на гидромоторе, настроен на несколько меньшее давление, чем предохранительный на корпусе насоса подпитки. Благодаря этому при превышении давления в системе подпитки откроется переливной клапан и выпустит нагретую жидкость, вышедшую из гидромотора. Далее жидкость из клапана попадает во внутреннюю полость агрегата, откуда по дренажным трубопроводам через теплообменник направляется в бак.

Расчетные зависимости гидропривода ГСТ–90

ГСТ–90 относится к гидроприводам с объемным регулированием скорости исполнительного рабочего органа. Рассмотрим изменение основных технических показателей ГСТ при регулировании. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса (гидромотора) $q_{o.n(m)}$ определяется значением объема рабочих камер, вызванного перемещением поршней по поверхности наклонной шайбы из одного крайнего положения в другое за один оборот вала

$$q_{o.n(m)} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} h \cdot z, \quad (5.25)$$

где d – диаметр поршня (плунжера);
 h – ход поршня (плунжера);
 z – число поршней.

Ход поршня

$$h = D \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (5.26)$$

где D – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров;

β – угол наклона шайбы.

Средняя теоретическая и действительная подачи насоса определяются по формулам

$$Q_{н.т} = q_{o.n} \cdot n_n, \quad (5.27)$$

$$Q_{н.д} = q_{o.n} \cdot n_n \cdot \eta_o, \quad (5.28)$$

где $q_{o.n}$ – рабочий объем насоса;

n_n – частота вращения вала насоса;

η_o – объемный КПД.

При отсутствии утечек подача насоса Q_n будет равной расходу гидромотора Q_m .

Имея в виду, что $Q_{н.т} = q_{o.n} \cdot n_n$ и $Q_{м.т} = q_{o.m} \cdot n_m$, получим

$$n_m = n_n \frac{q_{o.n}}{q_{o.m}}. \quad (5.29)$$

Характеристики гидропривода при регулировании удобно представить в зависимости от параметра регулирования, в нашем случае β – угла наклона шайбы. Характеристики гидропривода меняются по линейному закону от нуля (при $\beta = 0$) до максимума (при $\beta = 30^\circ$).

Момент на валу насоса и гидромотора при постоянном n_n и изменении $q_{o.n}$ насоса будет изменяться по линейному закону

$$M_{н(m)} = \frac{\Delta p_{н(m)} \cdot q_{o.n(m)}}{2\pi} \eta_{o.n(m)} \cdot \eta_{м.н(m)}, \quad (5.30)$$

где $\Delta p_{н(m)}$ – перепад давления;

η_o – объемный КПД;

η_m – механический КПД.

Мощность насоса и гидромотора

$$N_{н(m)} = \Delta p_{н(m)} \cdot n_{н(m)} \cdot q_{o.n(m)} \cdot \eta_{o.n(m)} \cdot \eta_{м.н(m)}. \quad (5.31)$$

Задание

1. Ознакомиться с устройством, принципом действия и основными характеристиками ГСТ–90.
2. Изучить основные этапы расчета ГСТ–90.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Для чего предназначена ГСТ?
2. В чем заключается принцип работы ГСТ?
3. В чем преимущества ГСТ перед механической трансмиссией?
4. Как осуществляется регулирование подачи аксиально-поршневого насоса ГСТ?
5. Для чего необходим и как работает насос подпитки?
6. Для чего необходим и как работает блок клапанов?
7. Для чего предназначен клапан предохранительный системы подпитки?
8. Для чего предназначен гидробак?
9. Для чего предназначена система подпитки?
10. Как производится очистка рабочей жидкости?

6. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И МЕЛИОРАЦИЯ

6.1. Практическая работа «Изучение трубопроводов и трубопроводной арматуры систем водоснабжения»

Цель работы:

1. Ознакомиться с основными разновидностями труб применяемых в системах водоснабжения.
2. Рассмотреть основные виды соединений труб и трубопроводной арматуры.
3. Изучить основные виды трубопроводной арматуры.

Общие сведения

Трубопроводы

Одним из важнейших параметров, характеризующих трубопроводы, является диаметр труб. В справочниках приводится наружный, внутренний диаметры труб (иногда вместо внутреннего диаметра приводится толщина стенки) и, так называемый “условный проход”. Условный проход представляет собой округленную величину внутреннего диаметра, которая может отличаться от фактической до 10 %. Внутренний диаметр трубы определяет ее пропускную способность и используется в гидравлических расчетах. Наружный диаметр определяет монтажные размеры. Условный проход является составным элементом маркировки труб и используется при подборе арматуры, а также при составлении заявок на материально-техническое обеспечение. Если трубы имеют одинаковый условный проход и выполнены из одного и того же материала, то они имеют также равные наружные диаметры. Еще одним параметром, характеризующим трубы, является наибольшее рабочее давление, которое можно допустить в трубопроводе без нарушения его прочности. Оно зависит от материала и толщины стенки трубы.

В настоящее время для систем водоснабжения применяются асбестоцементные, полимерные, стальные и чугунные трубы.

Для наружных сетей сельскохозяйственного водоснабжения из экономических соображений часто применяются напорные асбестоцементные трубы. Они бывают четырех классов: ВТ6, ВТ9, ВТ12, ВТ15 и трех типов: 1, 2, 3. Число в обозначении класса указывает максимальное рабочее давление (в атмосферах), на которое рассчи-

таны трубы. Классы и типы отличаются диаметрами, толщиной стенок и длиной труб. Например, трубы типа 1 имеют длину 2,95 и 3,95 м, трубы типа 2 – 5 м, а типа 3 – 5,95 м. Толщина стенок изменяется от 9 мм для труб класса ВТ6 типа 1, имеющих условный проход 100 мм, до 46 мм для труб класса ВТ15 типа 2, имеющих условный проход 500 мм. Напорные асбестоцементные трубы по ГОСТ 539-80 маркируются следующим образом: ВТ9 200×3950 тип 1, где 200 – условный проход в мм, 3950 – длина в мм.

Помимо низкой стоимости асбестоцементные трубы являются устойчивыми к коррозии. Недостатком асбестоцементных труб является повышенная хрупкость, что надо учитывать при транспортировке. Категорически запрещается бросать трубы, так как при ударе даже о мягкую землю в них могут образовываться волосяные трещины, что приведет к быстрому разрушению трубы в процессе эксплуатации. Следует также отметить, что асбест относится к канцерогенным веществам. Поэтому рекомендуется фильтровать воду перед употреблением во избежание возможного попадания частиц асбеста в продукты питания и организм человека.

В последнее время в сельскохозяйственном водоснабжении всё более широкое применение получают полимерные напорные трубы. Они изготавливаются четырех типов: Л (легкий) – на давление до 0,25 МПа; СЛ (среднелегкий) – до 0,4 МПа; С (средний) – до 0,6 МПа и Т (тяжелый) – до 1 МПа, по ГОСТ 18599–2001.

Для изготовления труб применяется полиэтилен высокой (ПВП) и низкой (ПНП) плотности. ПВП применяется для более прочных труб. Трубы допускается использовать для хозяйственно-питьевого назначения при температуре воды, не превышающей 30 °С. Полиэтиленовые трубы имеют наружные диаметры от 25 до 400 мм, а толщину стенок – от 2 до 25,5 мм. Пример маркировки полиэтиленовых труб: ПВП 63 СЛ. Это означает, что труба изготовлена из полиэтилена высокой плотности, имеет наружный диаметр 63 мм и относится к среднелегкому типу. Основные преимущества: малый удельный вес, простота монтажа и транспортировки, устойчивость к коррозии. Главный недостаток – потеря прочности вследствие старения, проявляющаяся в виде внезапного разрыва трубопровода.

Стальные трубы в сельскохозяйственном водоснабжении применяются главным образом для внутренних водопроводных сетей. Трубы стальные водогазопроводные по ГОСТ 3262-75 выпускаются

без покрытия (черные) и оцинкованные. Подразделяются на 3 категории: Л (легкие) и О (обыкновенные) – на давление до 1 МПа, а также У (усиленные) – до 1,6 МПа. Условный проход выпускаемых труб – от 6 до 150 мм, толщина стенок – от 0,8 до 5,5 мм.

Пример маркировки: труба У–Р–50 × 3,5 – 4000 Ст 3, где У – труба усиленная; Р – с резьбой; 50 – наружный диаметр в мм; 3,5 – толщина стенки в мм; 4000 – длина трубы в мм; Ст 3 – марка материала (сталь 3).

Стальные электросварные трубы по ГОСТ 10704–91 выполняются с прямым и спиральным швом. Условный проход находится в пределах от 25 до 1400 мм, толщина стенок – от 1,4 до 14 мм. Электросварные трубы с прямым швом изготавливаются на давления 1 и 1,6 МПа, а со спиральным швом – до 3,5 МПа.

Чугунные напорные трубы класса А и В по ГОСТ 9583–75, условным проходом 65...500 мм на давление до 1,5 МПа изготавливаются из серого чугуна с раструбным соединением. Они обладают большой долговечностью, но отличаются высокой стоимостью, поэтому в настоящее время применяются редко.

Виды соединений трубопроводов и арматуры

При сооружении водопроводов в основном используются следующие виды соединений трубопроводов и гидравлической арматуры: сварные (неразъемные), резьбовые соединения (разъемные), фланцевые (разъемные), раструбные (неразъемные) и другие соединения.

Сварные соединения

Соединения трубопроводов при помощи электродуговой и газовой сварки относятся к неразъемным соединениям и наиболее широко применяются при сооружении магистральных водопроводов, а также при монтаже трубопроводов внутри помещений. На рис. 6.1 представлен вид сварного соединения с указанием типа сварки и сварного шва, от качества которого зависит надежность работы водопровода. Перед сваркой концы труб и фланцы необходимо тщательно очистить от ржавчины и грязи, трубы надежно укрепить на лежках или опорах и скрепить сварочными прихватками. После этого стык полностью необходимо заварить и проверить на качество сварки визуальным осмотром и с помощью установок по проверке качества сварного шва.

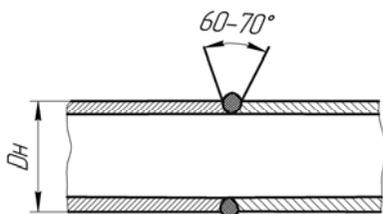


Рис. 6.1. Сварное соединение

Резьбовые соединения

Соединение стальных трубопроводов и арматуры на резьбе относится к разъемным соединениям и обычно используется при монтаже водопроводов малых диаметров (до 50 мм) в системах водоснабжения и отопления. Этот вид соединения (рис. 6.2) применяется при сравнительно невысоких давлениях (не более 1,6 МПа) и главным образом используется при сооружении трубопроводов и арматуры внутри помещений. Резьбовые соединения обеспечивают достаточную плотность, прочность соединений при возможной сборке или его разборке. Для соединения труб применяют цилиндрическую и коническую резьбы (метрическую и дюймовую). Плотность соединения с цилиндрической (трубной) резьбой обеспечивается применением уплотняющих средств в виде льняной пряди, пропитанной суриком на олифе или другими материалами. Соединение конической резьбой специальных уплотнений не требует.

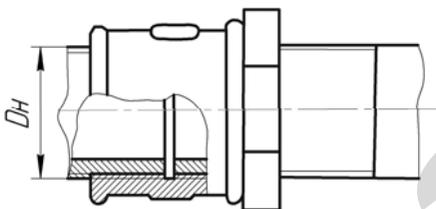


Рис. 6.2. Резьбовое соединение

Фланцевое соединение

Фланцевое соединение (рис. 6.3) следует отнести к разъемным соединениям на прокладках, изготовленных из резины или других материалов, являющихся наиболее надежными, но в тоже время наиболее дорогими.

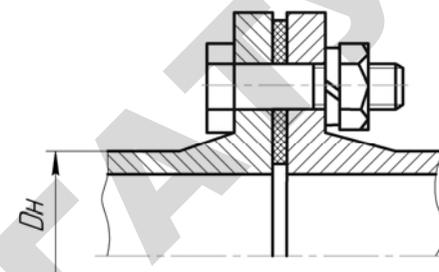


Рис. 6.3. Фланцевое соединение

Этот вид соединения применяется в основном для присоединения трубопроводов к фланцам гидравлической арматуры. Основное преимущество фланцевых соединений – их способность воспринимать осевые усилия и возможность замены гидравлической арматуры, вышедшей из строя.

Раструбное соединение

При помощи раструбного соединения (рис. 6.4) стыкуются чугунные и некоторые виды полимерных труб.

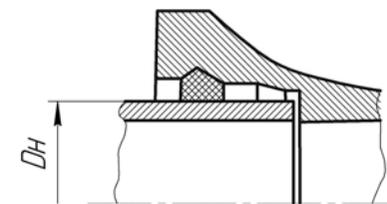


Рис. 6.4. Раструбное соединение

Герметизацию стыка осуществляют в основном двумя методами. В первом случае внутренняя часть раструбной щели заделывается (уплотняется) промасленной пеньковой прядью. Из пряди изготавливаются плотные жгуты такой толщины, чтобы они с трудом входили в кольцевой зазор раструбного соединения. Концы колец закладываются в раструб вразбежку. Каждый виток проталкивают в раструб конопаткой и уплотняют его до отказа сильными ударами молотка по конопатке. Уплотнение считается законченным, если конопатка при ударе по ней молотком отскакивает. После тщательного уплотнения жгута или колец, оставшуюся глубину раструба

заполняют асбестоцементной смесью, состоящей из 70 % цемента и 30 % асбеста. Перед приготовлением смеси асбестовое волокно просушивают, разрыхляют, а цемент просеивают. Заготовленную смесь хранят в герметически закрытой таре. Смесь увлажняют водой непосредственно перед заделкой стыка. Увлажненную смесь вводят в раструбную щель тремя-четырьмя слоями, которые уплотняют ударами молотка по чеканке.

Во втором случае (рис. 6.5) в раструб устанавливается резиновая самоуплотняющаяся манжета типа Б 1 или Б 2, а для труб раструбно-винтовых – уплотнительное кольцо типа А с раструбно-винтовой чугунной или пластмассовой запорной муфтой.

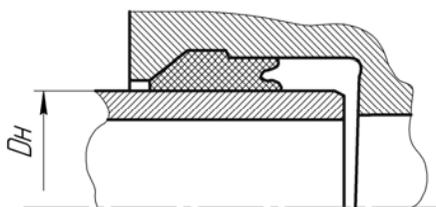


Рис. 6.5. Раструбное соединение резиновыми кольцами

При монтаже трубопроводов резиновыми уплотнителями используют специальные монтажные приспособления для соединения трубопроводов.

Соединение асбестоцементных труб

Соединение асбестоцементных труб в водоводах с рабочим давлением более 0,6 МПа выполняют с помощью двубортных асбестоцементных муфт типа САМ (рис. 6.6) или с помощью чугунных муфт, где для уплотнения применяются резиновые кольца. Герметичность стыкового соединения при этом достигается в результате первоначального обжатия при монтаже труб и дополнительного уплотнения их в муфте за счет внутреннего гидравлического давления. Муфту устанавливают на обточенные концы асбестоцементных труб с предварительно надетыми резиновыми кольцами специальными винтовыми домкратами. Оставшийся зазор между муфтой и трубой заделывают цементным раствором. Недостаток чугунных фланцевых муфт – высокая стоимость и наличие стальных болтов, которые ржавеют и разрушаются.

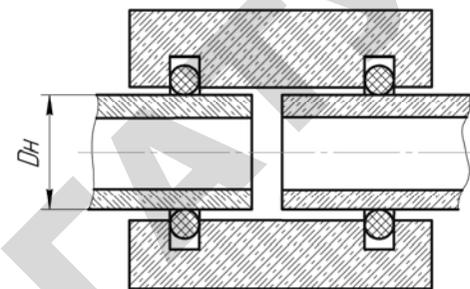


Рис. 6.6. Соединение муфтой типа САМ

Соединение полимерных труб

Соединение полимерных трубопроводов производится путем контактной сварки торцов, раструбным соединением или с использованием соединительных муфт (рис. 6.7, а, б – неразъемные соединения).

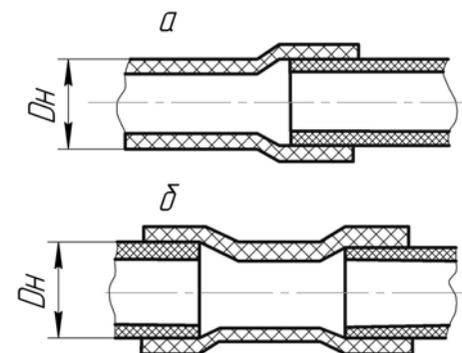


Рис. 6.7. Соединение полимерных труб:
а – раструбное соединение; б – соединение муфтой

Перед сваркой встык торцы соединяемых труб очищают влажной мягкой тканью и торцуют поверхность. После этого трубы закрепляют в зажимах, между которыми расположен электронагревательный диск. При сближении концов труб происходит их оплавление, а при соприкосновении оплавленных слоев происходит тепловое склеивание. Оптимальная температура для сварки труб из ПНП – 180 ± 10 °С, а для труб ПВХ – 200 ± 10 °С. Время оплавления торцов труб при контактной сварке приведено в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Ориентировочное время оплавление торцов труб при соединении в стык

Толщина стенки трубы, мм	3	4	6	8	10	12	14
Продолжительность оплавления, с	40	50	70	90	110	130	160

При соединении полиэтиленовых труб в раструб перед сваркой поверхности необходимо очистить от грязи и обезжирить ацетоном. На концах труб снимают фаску под углом 45° высотой 1...2 мм. Контактная сварка в раструб основана на одновременном оплавлении нагревательным элементом наружной поверхности трубы и внутреннего раструба с последующим быстрым соединением конца трубы и внутреннего конца в раструб. Оптимальная температура для сварки труб ПВД – $288 \pm 18^\circ\text{C}$, а для труб из ПНД – $300 \pm 20^\circ\text{C}$. Время оплавления поверхностей при раструбном соединении представлено в таблице 6.2.

Таблица 6.2

Ориентировочное время оплавления деталей при раструбном соединении

Толщина стенки, мм	Время оплавления, с.
2,5...3	5...10
4	7...12
5	10...15
8	15...20
более 8	20...40

Разъемные соединения полиэтиленовых труб, а также присоединения их к фланцевой арматуре и металлическим трубам, имеющим фланцы, осуществляется с помощью прямых утолщенных буртиков, стальных фланцев или накладных гаек. Для формирования буртиков под фланцы концы труб необходимо размягчить в ваннах с глицерином, нагретым до $185 \pm 50^\circ\text{C}$.

Трубопроводная арматура

Трубопроводная арматура классифицируется: по назначению – запорная, регулирующая, предохранительная, контролирующая; по принципу действия привода – приводная (например, вентили) и самодельствующая (клапаны), по роду привода – ручная, механическая, электрическая, пневматическая, гидравлическая; по материалу корпуса – чугун, сталь, цветные металлы, пластмасса; по материалу рабочих органов – пластмасса, резина, латунь и т.п.; по конструкции присоединения – фланцевая, муфтовая, приварная; по давлению – низкого и высокого давления, вакуумная; по положению запорных органов – нормальная, прямооточная и угловая.

Условные обозначения гидравлической арматуры приведены в приложении 16.

Арматура подбирается по условному проходу, а также по условному, пробному и рабочему давлениям. Условное давление – давление среды, на которое рассчитан данный вид арматуры при 20°C . Пробное давление – наибольшее давление, при котором производилось гидравлическое испытание арматуры. Рабочее давление – давление, при котором эксплуатируется данное устройство.

Запорная арматура

Запорная арматура предназначена для: выключения отдельных участков водопроводной сети, переключения движения воды по линиям, регулирования работы сети в целях создания в ней оптимальных гидравлических условий.

В качестве запорной арматуры в системах водоснабжения применяются (рис. 6.8) краны, вентили, задвижки и затворы.

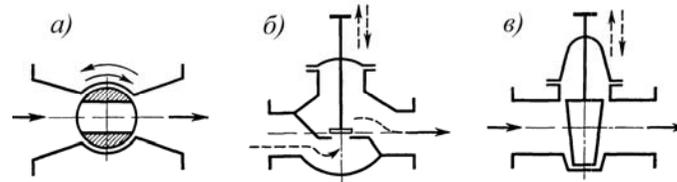


Рис. 6.8. Принципиальные схемы запорной арматуры: а – кран; б – вентиль; в – задвижка

Задвижки применяются на трубопроводах, имеющих условный проход 50 мм и выше. Широкое распространение получили плоскопараллельные задвижки с выдвигным шпинделем (рис. 6.9).

В результате вращения маховика 4 с приводной гайкой 3 шпindel 7 совершает поступательное перемещение вдоль своей оси, так как в его верхней части имеется винтовая нарезка. При этом выступами, расположенными в нижней части шпинделя, захватываются и перемещаются два параллельных клапана 5, открывая или закрывая проходное отверстие. Для закрытия отверстия шпindel опускается вниз до упора. При этом распорный клин 8 прижимает клапаны 5 к седлам для обеспечения плотного прилегания. Для улучшения герметичности на клапанах и седлах установлены уплотняющие кольца 6 из цветного металла или других материалов.

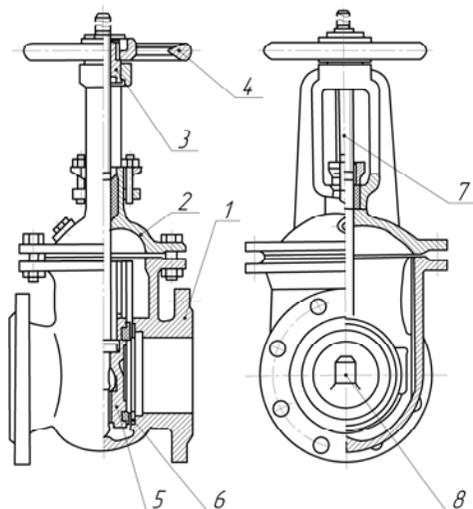


Рис.6.9. Плоскопараллельная задвижка с выдвигным шпинделем:

1 - корпус; 2 - крышка корпуса; 3 - приводная гайка; 4 - маховик; 5 - клапан параллельный; 6 - уплотняющие кольца; 7 - шпindel; 8 - распорный клин

Преимуществом рассмотренных задвижек является относительная простота притирки уплотняющих колец 6 и возможность смазки винтовой нарезки шпинделя 7 без снятия крышки 2. В то же время для их размещения требуется относительно большая высота.

Кроме плоскопараллельных, выпускаются клиновые задвижки (см. рис.6.8, в), у которых клапаны расположены под углом друг к другу, образуя клин. Эти задвижки обеспечивают несколько лучшую герметичность, но сложность обработки уплотняющих колец ограничивает их применение.

Плоскопараллельные и клиновые задвижки выпускаются также с невыдвижным шпинделем. В отличие от вышерассмотренных у этих задвижек от маховика вращается соединенный с ним шпindel, винтовая нарезка которого сделана в его нижней части. При вращении шпинделя вдоль его оси перемещается гайка и присоединенные к ней клапаны, в результате чего происходит открытие или закрытие задвижки. Большим недостатком задвижек с невыдвижным шпинделем является отсутствие возможности контроля и ухода за винтовой нарезкой без снятия крышки. Их преимуществом является меньшая высота.

В качестве запорной арматуры, особенно для трубопроводов малых диаметров (< 50 мм), получили широкое применение вентили (см. рис. 6.8, б), присоединяемые к трубопроводу на резьбе (муфтовые вентили). При условном проходе от 40 до 200 мм применяются вентили, присоединяемые фланцами.

Вентили изготавливаются из латуни, чугуна и стали, и отличаются формой корпуса. Латунные вентили – муфтовые, имеющие условный проход от 15 до 50 мм, рассчитаны на давление до 1,6 МПа. Чугунные – выпускаются с проходом от 16 до 200 мм на давление до 1,6 МПа. Стальные вентили имеют условный проход от 40 до 125 мм, фланцевое соединение и рассчитаны на давление до 2,5 МПа.

На рис. 6.10 показан муфтовый вентиль. В отличие от задвижек, вентили имеют только один клапан 4, закрывающий отверстие сверху. В качестве уплотнения используется кожа, резина, различные пластмассы и сплавы цветных металлов (латунь и др.). Металлическое уплотнение требует специальной обработки (притирки) и применяется в условиях повышенной температуры (до 225 °С) и давления (более 1,6 МПа).

Так как у вентильного клапана один, то сальниковое уплотнение шпинделя будет находиться под некоторым давлением и при закрытом клапане. Поэтому вентиль при монтаже устанавливается таким образом, чтобы в закрытом положении давление, действующее на сальник, было минимальным, то есть в соответствии со стрелкой на корпусе, которая показывает направление движения воды (от большего давления к меньшему).

Еще одной особенностью вентильного клапана является сложный вид потока воды в нем, что приводит к возникновению больших местных со-

противлений (коэффициент гидравлического сопротивления при полностью открытом вентиле достигает 5,5), в то время как сопротивлением полностью открытой задвижки можно пренебречь.

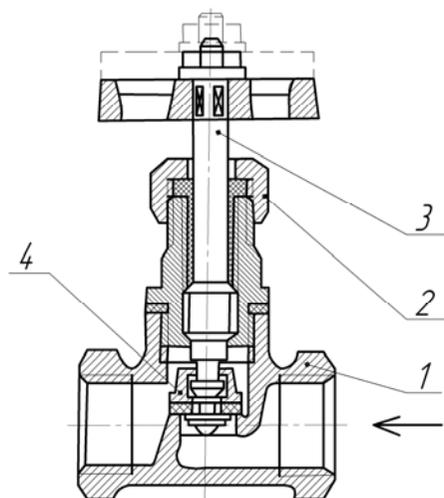


Рис. 6.10. Вентиль муфтовый:

1 – корпус; 2 – головка с сальниковым уплотнением; 3 – шпindel; 4 – клапан

В качестве запорной арматуры используются также пробковые краны (рис. 6.11). Пробковые краны также называют конусным или коническим, так как запирающий элемент выполнен в форме усеченного конуса. Они изготавливаются из латуни и чугуна с условным проходом от 15 до 100 мм и более. Соединение может быть муфтовое или фланцевое (рис. 6.11). Полное открытие или закрытие крана происходит при повороте пробки на 90°. В открытом положении ось отверстия в пробке совпадает с осью трубы, а при закрытом положении – перпендикулярна к ней. На торцевой части пробки имеется риска, показывающая направление оси отверстия.

Пробковый кран имеет в конусной пробке сквозное отверстие трапецевидной формы, которое обеспечивает прямой проход жидкости при открытии крана (см. рис.6.8-а). Седлом крана является внутренняя коническая поверхность корпуса. Таким образом, уплотнительными поверхностями запорного органа являются конические поверхности – наружная пробки и внутренняя корпуса.

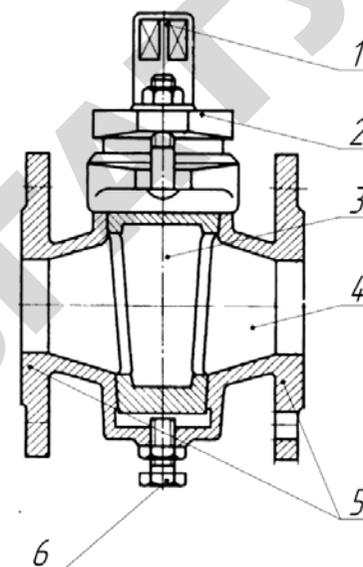


Рис. 6.11. Кран пробковый фланцевый

1 – шпindel; 2 – крышка; 3 – запирающий элемент (пробка); 4 – корпус, 5 – присоединительные фланцы, 6 – регулировочный болт

Пробковый кран является одним из самых древних устройств. Но, несмотря на такие преимущества, как простота конструкции и низкое гидравлическое сопротивление, пробковые краны находят все меньшее применение в практике. Это связано с наличием недостатков, среди которых: сложность изготовления крана и подгонки уплотнительных поверхностей; неравномерность износа трущихся уплотнительных поверхностей при эксплуатации; сложность регулирования расхода жидкости; большие крутящие моменты и сложность их регулировки, что делает пробковые краны малоприменимыми для использования с прямым электроприводом. В последнее время пробковые краны вытесняются шаровыми.

Шаровые краны (рис. 6.12 и 6.13) в последнее время получили широкое распространение благодаря своей простоте и надежности. Принцип действия шарового крана такой же, как и пробкового (см. рис.6.8-а). Но в отличие от пробкового регулирующим элементом шарового крана является подвижная деталь затвора, имеющая сферическую форму, с круглоцилиндрическим отверстием для пропуска потока.

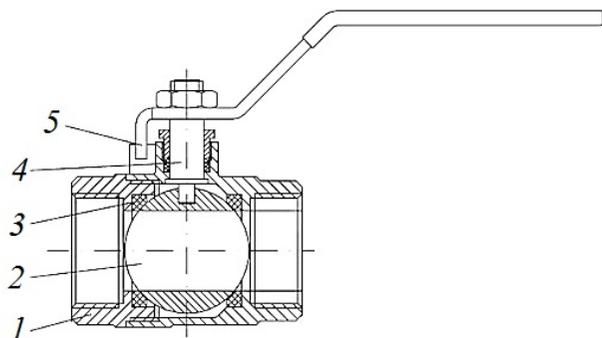


Рис. 6.12. Кран шаровый муфтовый
1 – корпус с резьбовыми муфтами; 2 – запирающий элемент (шар);
3 –уплотнитель; 4 – шпindelь, 5 – рукоятка

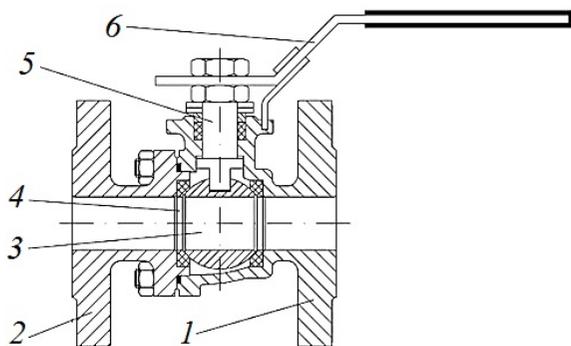


Рис. 6.13. Кран шаровый фланцевый
1 – корпус с фланцем; 2 – крышка с фланцем; 3 – запирающий элемент (шар);
4 – шпindelь, 5 – уплотнитель, 6 – рукоятка

Шаровые краны изготавливаются из стали, латуни и других сплавов, а также пластиков. Крепление с трубопроводом может быть муфтовое (рис. 6.12), фланцевое (рис. 6.13) или сварное. Муфтовые и фланцевые краны выпускают с условным проходом 15...250 мм и более. Приварные краны имеют условный проход 200...700 мм и более. Шаровые краны выпускаются на различные значения давлений. Для изготовления уплотнителей и седел используются фторопласт, синтетический каучук и другие материалы. Шаровые краны бывают неразборные (рис. 6.12) и разборные (рис. 6.13).

Шаровые краны бывают **полнопроходные** и **неполнопроходные**. В полнопроходном кране диаметр отверстия в запорном элементе (шаре) не отличается (рис. 6.13) или мало отличается (рис. 6.12) от диаметров входа и выхода из крана. В неполнопроходных шаровых кранах диаметр отверстия в шаре существенно меньше диаметров входного и выходного отверстий крана. Преимуществом полнопроходных кранов являются низкое гидравлическое сопротивление при его полном открытии, которое практически не отличается от линейного сопротивления трубопровода. Достоинство неполнопроходных шаровых кранов заключается в том, что они являются менее материалоемкими и, соответственно, более дешевыми и легкими. Также неполнопроходные краны имеют меньшие крутящие моменты при его открытии и закрытии.

Кроме таких преимуществ, как простота конструкции, надежность и низкое гидравлическое сопротивление, шаровые краны имеют другие достоинства, среди которых: простая форма проточной части и отсутствие в ней застойных зон; применимость для различных сред, в том числе суспензий, пульпы и шламов.

При эксплуатации необходимо учитывать, что в отличие от вентилей или задвижек пробковые и шаровые краны могут быть закрыты практически мгновенно. В результате в трубопроводах может возникать гидравлический удар. Поэтому краны должны применяться там, где отсутствуют условия для возникновения ударного давления, представляющего опасность для прочности трубопроводов и гидравлического оборудования. В противном случае необходимо предусматривать меры для недопущения возникновения гидравлических ударов, например, за счет применения редукторов с автоматизированным управлением закрытия крана с заданным временем, или за счет установки предохранительной арматуры.

Предохранительная арматура

Предохранительная арматура предназначена для обеспечения работоспособности и надежной эксплуатации трубопроводной системы, защиты от возникновения недопустимо высоких давлений, недопущения изменения направления потока жидкости.

В соответствии с [17] в качестве предохранительной арматуры систем водоснабжения следует применять: обратные и предохранительные клапаны автоматического действия; клапаны для впуска

и выпуска воздуха при опорожнении и заполнении трубопроводов; вантузы для предотвращения скапливания воздуха в трубопроводе.

Обратные клапаны устанавливаются на трубопроводах для обеспечения движения жидкости только в одном направлении. При возникновении обратного тока среды обратный клапан автоматически закрывается. Клапаны по движению рабочего органа различаются на подъемные и поворотные. У подъемных клапанов клапан совершает возвратно-поступательное движение, а у поворотных – возвратно-вращательное.

Поворотные обратные клапаны (рис. 6.14) применяются на насосных станциях для защиты насосов от гидроудара, недопущения возникновения циркуляционных потоков в насосных установках, состоящих из нескольких насосов, и в других случаях.

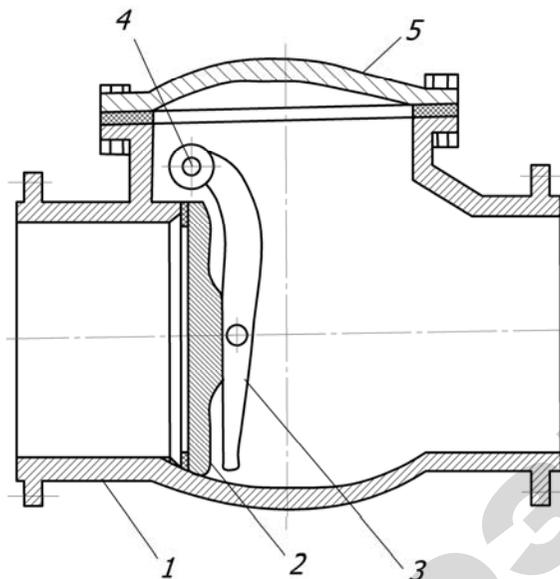


Рис. 6.14. Клапан обратный поворотный однодисковый фланцевый:
1 – корпус; 2 – диск; 3 – рычаг; 4 – ось рычага; 5 – крышка

Подъемные обратные клапаны (рис. 6.15) устанавливаются на питательных трубопроводах для предотвращения обратного тока воды при аварийном падении давления в магистрали и в других случаях.

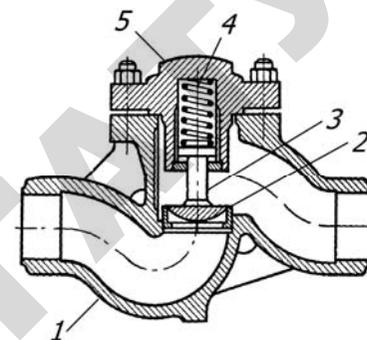


Рис. 6.15. Клапан обратный подъемный муфтовый:
1 – корпус; 2 – золотник; 3 – шпindelь; 4 – пружина; 5 – крышка

Приемные обратные клапаны (рис. 6.16) устанавливаются на входе во всасывающий трубопровод центробежных насосов для предотвращения опорожнения трубопровода и насоса при его остановке. Следует отметить, что приемный клапан является самым ненадежным звеном насосной установки, поэтому необходимо постоянно контролировать его работу, а в ответственных случаях предусматривать для заливки насосов специальные вакуум-насосы, либо резервуары с необходимым запасом воды.

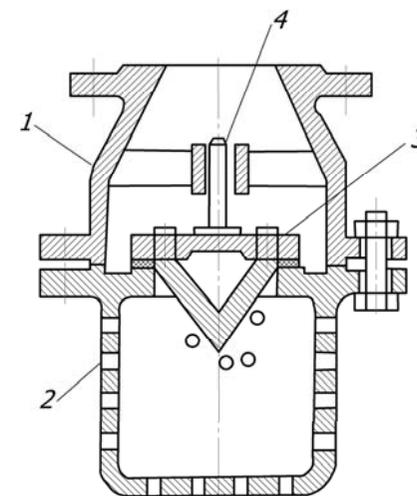


Рис. 6.16. Клапан обратный приемный фланцевый:
1 – корпус; 2 – перфорированная крышка; 3 – подъемный клапан; 4 – шпindelь

Предохранительные клапаны предназначены для защиты от скачков давления (гидравлических ударов), которые могут возникать в трубопроводе при пуске и внезапной остановке насосов, а также при быстром закрытии запорной или регулирующей арматуры. По конструкции предохранительные клапаны аналогичны обратным подъемным клапанам (см. рис. 6.15). Отличие состоит в том, что предохранительный клапан имеет регулируемую пружину или нагружен набором грузов. Изменяя сжатие пружины или количество груза, можно регулировать давление, при котором клапан открывается. При открытии предохранительного клапана часть жидкости из трубопровода выпускается в атмосферу или направляется в другой трубопровод.

Контрольная арматура

К контрольной арматуре систем водоснабжения относятся главным образом счетчики, которые служат для измерения расхода воды, подаваемой насосами и расходуемой потребителями. В зависимости от конструкции рабочего органа счетчики воды подразделяются на крыльчатые и турбинные. Крыльчатые счетчики (марка ВК) выпускаются с условным проходом от 15 до 40 мм, (рис. 6.17) и к трубам подключаются, как правило, резьбовым (муфтовым) соединением. Ось крыльчатого рабочего колеса расположена перпендикулярно к оси трубопровода. Вращение колеса с помощью многоступенчатого редуктора преобразуется во вращение указателей.

Турбинные счетчики воды типов ВВ и ВТ (рис. 6.18) выпускаются на условные проходы от 50 до 200 мм и более, то есть, рассчитаны на измерение расходов, больших, чем крыльчатые. Рабочим органом является турбина, ось которой расположена вдоль оси трубопровода. Турбинные счетчики присоединяются фланцами.

Кроме условного прохода счетчики характеризуются минимальным и максимальным расходами, которые может измерять прибор при заданной точности, и потерями напора при различных расходах. Кроме этого в паспорте счетчика указывается максимальное допустимое давление, температура и качество воды, на которые рассчитан прибор, а также другая техническая информация.

Крыльчатые и турбинные счетчики, как правило, устанавливаются горизонтально, направление движения воды должно соответствовать стрелке на корпусе.

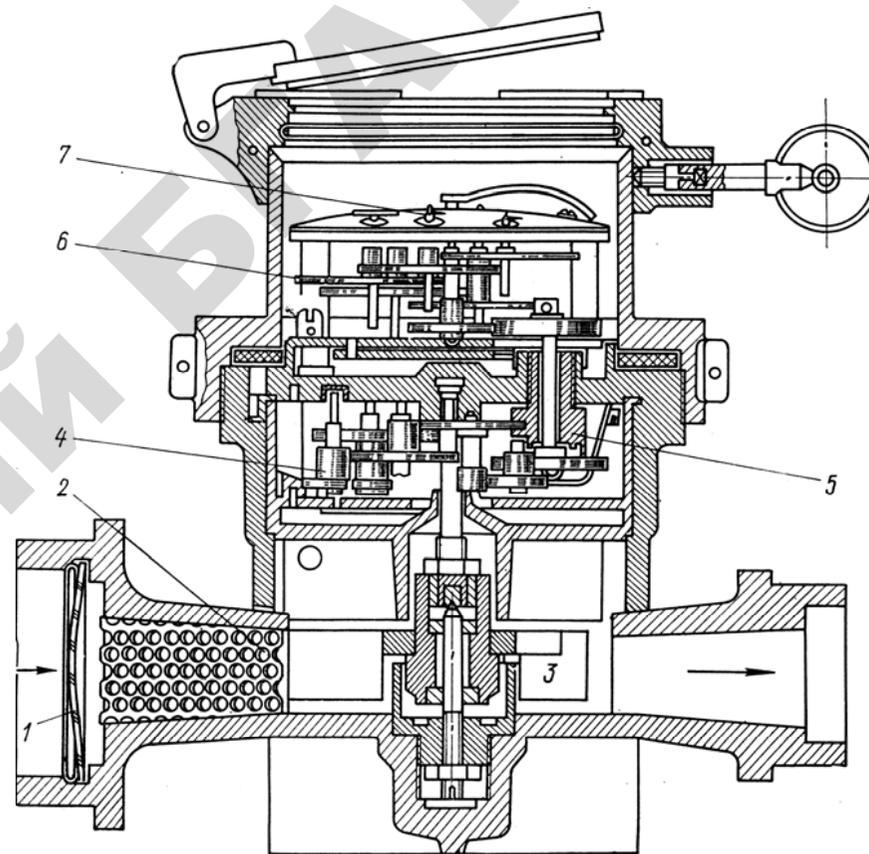


Рис. 6.17. Крыльчатый счетчик:

- 1 - предохранительная сетка; 2 - струевыпрямитель;
- 3 - крыльчатка; 4 - редуктор; 5 - сальник;
- 6 - счетный механизм; 7 - циферблат

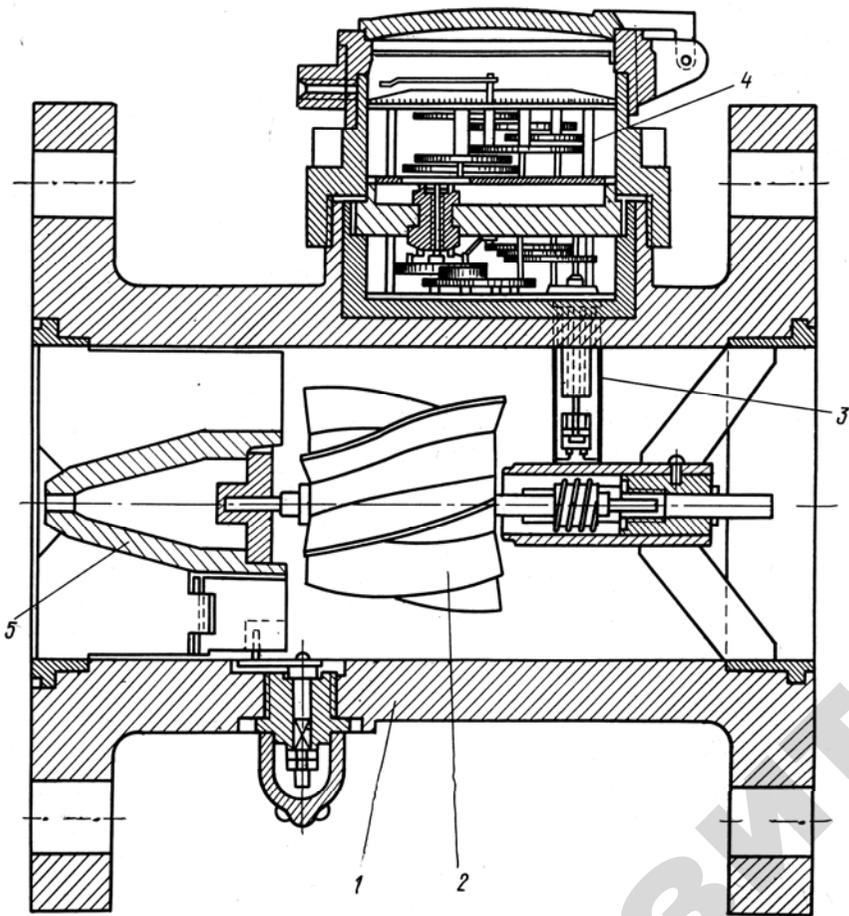


Рис. 6.18. Турбинный счетчик:
1 - корпус; 2 - турбинка; 3 - редуктор;
4 - счетный механизм; 5 - обтекатель

В представленных выше сведениях рассмотрены только основные виды труб и гидравлической арматуры. На практике применяется большое количество других устройств, которые используются для решения конкретных производственных задач. Следует отме-

тить, что в арматуростроении продолжается бурный прогресс, в результате которого улучшаются потребительские качества трубопроводной арматуры, а также появляются принципиально новые изделия, позволяющие повысить эффективность и надежность систем водоснабжения. Поэтому инженерно-технический работник, занимающийся проектированием или эксплуатацией систем водоснабжения, должен следить за развитием современных образцов техники, информацию о которых можно получить из специальной литературы, а также посещая специализированные выставки.

Задание:

1. Изучить и перечислить в отчете основные разновидности труб, применяемых в системах водоснабжения. Сделать сравнительный анализ их преимуществ и недостатков.
2. Изучить и зарисовать различные виды соединения труб и трубопроводной арматуры.
3. Изучить и перечислить основные виды запорной арматуры и дать анализ их преимуществ и недостатков.
4. Изучить назначение и перечислить виды защитной арматуры. Зарисовать различные конструкции обратных клапанов и отметить на рисунке направление движения жидкости.
5. Изучить назначение и виды счетчиков воды. Самостоятельно найти информацию и кратко описать принцип действия нескольких видов расходомеров, применяемых в системах водоснабжения.

Контрольные вопросы:

1. Какие виды труб применяются в системах водоснабжения? Способы соединения трубопроводов. Преимущества и недостатки различных видов труб.
2. Какая запорно-регулирующая арматура применяется в системах водоснабжения? Способ соединения запорно-регулирующей арматуры с трубопроводами.
3. Какая защитная арматура применяется в системах водоснабжения? Назначение и принцип действия различных видов защитной арматуры.
4. Какие приборы учета воды используются в системах водоснабжения?

6.2. Практическая работа «Расчет сельскохозяйственного водоснабжения»

Цель работы:

1. Овладеть методиками расчета основных элементов системы сельскохозяйственного водоснабжения.
2. Приобрести практические навыки по расчету водопотребления населенного пункта, определению объема напорно-регулирующего резервуара и подбору насосного оборудования станции первого подъема в системе водоснабжения.

Общие сведения

1. Нормы и расчетный расход водопотребления

В сельском хозяйстве вода потребляется следующими основными секторами: а) коммунальным (хозяйственно-питьевое водоснабжение населения); б) производственным (производство продукции и услуг); в) животноводческим (выращивание и содержание животных, зверей и птиц); г) растениеводческим (полив сельскохозяйственных культур). Кроме того должен предусматриваться объем воды на полив и мойку территории населённых пунктов и предприятий, а также тушение возможных пожаров.

Потребность в воде различных потребителей характеризуется нормой водопотребления (расходом воды) q_i . Норма водопотребления населения q_n и животноводства $q_{ж}$ – это объём воды, потребляемый одним жителем или соответственно, животным в сутки в среднем за год в литрах (л/сут). Норма водопотребления производственных процессов $q_{п}$ – объём воды в литрах, затрачиваемый на изготовление единицы продукции или необходимый для работы, ремонта и обслуживания производственного оборудования.

Для каждого вида потребителей устанавливаются нормы водопотребления в зависимости от благоустройства в коммунальном секторе, климатических условий, степени механизации животноводства и производства, уровня применяемых технологий и т.д.

В коммунальном секторе вода потребляется на хозяйственно-питьевые нужды в жилых и административных зданиях, а также учреждениях, организациях и предприятиях социального обслуживания населения. В соответствии с [19] для определения общего водопотребления по проектируемой системе водоснабжения необходимо брать за основу прогрессивные, ориентиро-

ванные на рациональное использование воды, фактические данные водопотребления не менее чем за предшествующий трехлетний период и рассматривать их динамику в зависимости от развития сферы услуг, изменения численности населения, благоустройства территории и организации учета потребления воды. При отсутствии фактических данных по проектируемому объекту и объектам-представителям водоснабжения для определения общего водопотребления населенных пунктов следует использовать суточные (средние за год) проектные нормы водопотребления на питьевые и хозяйственные нужды населения, приведенные в таблице 6.3.

Таблица 6.3

Проектные нормы водопотребления на питьевые и хозяйственные нужды населения [19]

Степень санитарно-технического оборудования зданий жилой застройки	Проектная норма водопотребления суточная (средняя за год) в л/сут на одного жителя
Жилая застройка зданиями, оборудованными внутренним водопроводом и канализацией без ванн и душей	85
Жилая застройка зданиями, оборудованными внутренним водопроводом, канализацией и газоснабжением без ванн и душей	100
Жилая застройка зданиями, оборудованными внутренним водопроводом, канализацией, с ваннами и водонагревателями, работающими на твердом топливе	115
То же, с газовыми водонагревателями	140
Жилая застройка зданиями, оборудованными внутренним водопроводом, канализацией и централизованным горячим водоснабжением с душевыми	180
То же, с ваннами, оборудованными душами	210
Жилая застройка зданиями, имеющими ввод водопровода	50
Жилая застройка с водопользованием из водоразборных колонок	30

Количество воды на нужды учреждений, организаций и предприятий социально-гарантированного обслуживания, а также неуч-

тенные расходы допускается принимать дополнительно в размере от 10 до 20 % суммарного расхода воды на питьевые и хозяйственные нужды населенных пунктов.

Проектные нормы водопотребления для животных, зверей и птиц следует принимать по таблице 6.4. В нормы включены расходы воды на мойку помещений, клеток, посуды, приготовление кормов и другие процессы.

Таблица 6.4

Проектные нормы водопотребления для животных [19]

Виды животных	Проектная норма водопотребления суточная в л/сут на одно животное
Коровы молочные	100
Коровы мясные	70
Быки и нетели	60
Молодняк крупного рогатого скота в возрасте до 2 лет	30
Телята в возрасте до 6 месяцев	20
Лошади рабочие, верховые, рысистые и некормящие матки	60
Лошади племенные и кормящие матки	80
Жеребцы-производители	70
Жеребята в возрасте до 1,5 лет	45
Овцы взрослые	10
Молодняк овец в возрасте до 1 года	6
Хряки-производители, матки взрослые	25
Свиноматки с поросятами	60
Свиноматки супоросные, холостые	25
Молодняк свиной старше 4 месяцев свиной на откорме	15
Поросята-отъемыши	5
Куры	1
Индейки	1,5
Утки, гуси	2
Норки, соболи	3
Лисы и песцы	7
Кролики	3
Собаки	7
Коты	3

Расходы воды на производственные нужды промышленных и сельскохозяйственных предприятий должны определяться на ос-

новании технологических данных. В настоящей работе можно использовать данные Б.В. Карасева, представленные в таблице 6.5.

Таблица 6.5

Нормы водопотребления в производственном секторе

Наименование объекта и процесс	Единица измерения	Расход воды $q_{п}$, л
Бойня КРС	1 животное	300
Бойня мелкого скота	то же	100
Маслозавод, механизированный с пастеризацией	1 л молока	8...10
Кожевенный завод по обработке:		
овчины	1 овчина	100
кожи	1 кожа	150
Пивоваренный завод (не считая охлаждения)	1 л пива	5...8
Пивоваренный завод (не считая охлаждения)	1 л пива	5...8
Винокуренный завод	1 л спирт	110...150
Сахарный завод	1 кг сахар. свеклы	15
Кирпичный завод	1 тыс. шт. кирпича	700...1200
Промывка гравия и щебня вручную средней загрязненности	1 м ³	1000...1500
Промывка гравия и щебня машинным способом в барабанах	то же	500...1000
Промывка песка в пескомойках	то же	1250...1500
Промывка песка, гравия	то же	1500...2000
Приготовление бетона	то же	225...325
Поливка бетона	1 м ³	200...400
Кирпичная кладка	1 тыс. шт. кирпича	90...180
Бутовая кладка	1 м ³	150...200
Мойка и заправка:		
трактор	1 ед. в сутки	400
грузового автомобиля		500
легкового автомобиля		300
Ремонт: трактора	1 ед. в сутки	1500
грузового автомобиля		700
Обслуживание станков в мастерских:		
механических	1 ед. в сутки	35
слесарных		20
столярных		20
кузнечных		40

Среднесуточное водопотребление различных водопотребителей в сутки, среднее за год, определяется по формуле

$$Q_{\text{сут.ср.}i} = N_i \cdot q_i, \quad (6.1)$$

где N_i – общее количество водопотребителей данного вида;
 q_i – норма водопотребления рассматриваемого потребителя.

Таким образом, по отдельным видам потребителей получим:

а) население

$$Q_{\text{сут.ср.н}} = N_n \cdot q_n, \quad (6.1, а)$$

где N_n – число жителей;
 q_n – норма водопотребления на одного жителя по таблице 6.3.

б) животноводство

$$Q_{\text{сут.ср.ж}} = N_{\text{ж}} \cdot q_{\text{ж}}, \quad (6.1, б)$$

где $N_{\text{ж}}$ – число животных;
 $q_{\text{ж}}$ – норма водопотребления на одно животное (таблица 6.4).

в) производство

$$Q_{\text{сут.ср.п}} = N_{\text{п}} \cdot q_{\text{п}}, \quad (6.1, в)$$

где $N_{\text{п}}$ – производство продукции в единицах за сутки;
 $q_{\text{п}}$ – норма водопотребления на единицу продукции (таблица 6.5).

Потребляется вода неравномерно как в течение года, так и в течение суток. Максимально-суточное водопотребление потребителей определяется по формуле

$$Q_{\text{сут.макс.}i} = K_{\text{сут.макс}} \cdot Q_{\text{сут.ср.}i}, \quad (6.2)$$

где $Q_{\text{сут.ср.}i}$ – среднесуточное водопотребление данного вида в сутки;
 $K_{\text{сут.макс}} = 1,1 \dots 1,3$ – максимальный коэффициент суточной неравномерности, учитывающий неравномерность водопотребления в течение года. Следует в сельскохозяйственном водопотреблении принимать $K_{\text{сут.макс}} = 1,3$.

Для отдельных видов потребителей получим:

а) население

$$Q_{\text{сут.макс.н}} = K_{\text{сут.макс.н}} \cdot Q_{\text{сут.ср.н}}, \quad (6.2, а)$$

б) животноводство

$$Q_{\text{сут.макс.ж}} = K_{\text{сут.макс.ж}} \cdot Q_{\text{сут.ср.ж}}, \quad (6.2, б)$$

в) производство

$$Q_{\text{сут.макс.п}} = K_{\text{сут.макс.п}} \cdot Q_{\text{сут.ср.п}}, \quad (6.2, в)$$

Суточный максимальный расход воды на нужды потребителей всех видов n определяется суммированием соответствующих расходов

$$Q_{\text{сут.макс}} = \sum_i^n Q_{\text{сут.макс.}i}. \quad (6.3)$$

Суточная неравномерность водопотребления учитывается типовыми графиками суточного водопотребления. Образец графика водопотребления представлен в таблице 6.6.

Таблица 6.6

Типовой график суточного водопотребления (часовой расход в % от суточного)

Часы суток	Сельхозпоселки с водопотреблением		Животноводство	Производство
	200...500 м³/сут	500...1200 м³/сут		
0...1	2,7	2	0,5	Постоянный расход с 7 ⁰⁰ до 21 ⁰⁰
1...2	2,7	3	1	
2...3	2,7	3,3	0,5	
3...4	2,7	3,3	0,5	
4...5	2,7	3,3	2,2	
5...6	3	4,5	2,2	
6...7	4	5	4,5	
7...8	5,7	5	4,5	
8...9	6,3	5,5	10,2	
9...10	5,7	5,5	5,4	
10...11	5,7	5,5	7,2	
11...12	5,7	5	6	
12...13	5	5	4,2	
13...14	4	4,2	9,1	
14...15	4,5	5,5	6,5	
15...16	5,7	5,5	2	
16...17	6,3	5	4,2	
17...18	5,7	4,5	3,7	
18...19	4	4,5	8,2	
19...20	3,2	4,5	7,2	
20...21	3,2	3,4	3,6	
21...22	3,2	3	4,6	
22...23	2,8	2	1	
23...24	2,8	2	1	

2. Определение регулирующего объема напорно-регулирующего резервуара (водонапорной башни)

Водонапорная башня предназначена для создания в водопроводной сети требуемого напора и согласования режима работы насосной станции с неравномерным режимом водопотребления.

Регулирующий объем воды в баке в соответствии с [17] может определяться на основании совмещенных графиков водопотребления и водоподачи. Суточные графики водопотребления (часовой и интегральный) строятся с использованием типовых графиков водопотребления (таблица 6.6), при помощи которых определяются часовые расходы и суммарный объем водопотребления.

Графики водоподачи зависят от вида работы насосной станции. Рассматриваются три возможных режима работы: круглосуточный, двухсменный (непрерывно в течение 14 часов) и повторно-кратковременный (автоматическое по мере надобности включение и выключение насосов).

При круглосуточной работе насосной станции (непрерывно в течение 24 часов) на интегральный график водопотребления (кривая 1, рис. 6.21) наносится график водоподачи, который представляет собой прямую линию, соединяющую начало и конец графика водопотребления (прямая 2, рис. 6.21). Тангенс угла наклона прямой водоподачи представляет собой подачу насосов Q_n

$$Q_n = \frac{V_{\text{макс}}}{24}, \quad (6.4, \text{ а})$$

Регулирующий объем бака водонапорной башни V_{24} в рассматриваемом случае определяется как вертикальный отрезок между касательными линиями, проведенными к интегральному графику водопотребления параллельно графику водоподачи.

При двухсменной работе насосной станции (непрерывно в течение 14 часов) на график водопотребления наносится вспомогательная линия, характеризующая подачу насосов (прямая 3, рис. 6.21). Эта прямая проводится через начало координат и через точку, соответствующую подаче полного объема максимального суточного водопотребления в течение 14 часов. В этом случае подача насосов

$$Q_n = \frac{V_{\text{макс}}}{14}, \quad (6.4, \text{ б})$$

Для построения графика водоподачи проводится параллельно вспомогательной линии прямая, которая должна, возможно, ближе прилегать к графику недопотребления (прямая 4, рис. 6.21). Точка пересечения этой прямой с осью времени будет соответствовать рациональному моменту включения насосов, а верхний конец прямой – моменту выключения. Регулирующий объем башни V_{14} в этом случае определяется как сумма двух вертикальных отрезков, соединяющих концы наклонного отрезка графика водоподачи с кривой водопотребления, то есть $V_{14} = V_1 + V_2$.

Кроме рассмотренного наклонного участка прямой, график водоподачи включает два горизонтальных отрезка. Один из них совпадает с осью времени от начала суток до момента включения насосов, а другой, на участке от момента выключения насосов до конца суток, соответствует максимальному суточному водопотреблению.

При повторно-кратковременной (автоматической) работе насосной станции:

А) Определяется подача насоса.

Основным параметром при определении подачи насоса является максимальный часовой расход водопотребления $Q_{\text{ч.макс}}$, который определяется при помощи типовых графиков водопотребления (например, таблица 6.6), а в случае их отсутствия по [17, 19].

При определении подачи насосной станции кроме обеспечения воды на нужды потребителей следует учитывать неизбежные потери воды в системе водоснабжения [19] и дополнительный резерв на случай возникновения пожара [20].

Расчетный противопожарный расход $Q_{\text{пож}}$ – расход воды на наружное пожаротушение (л/с), определяемый в соответствии с [20] в зависимости от количества жителей в населенном пункте и этажности зданий. Данные для малых населенных пунктов представлены в таблице 6.7.

Таблица 6.7

Расчетный расход воды на тушение одного наружного пожара [20]

Число жителей в населенном пункте, тыс. чел.	Расчетное количество одновременных пожаров	Застройка одно- и двухэтажными зданиями, л/с	Застройка зданиями высотой три и более этажей, л/с
До 1 включ.	1	5	10
Свыше 1 до 10 вкл.	1	10	15
-//- 10 -//- 25 -//-	2	10	15

Неизбежные потери воды $Q_{\text{пот}}$ при заборе, подготовке, подаче, транспортировании и распределении зависят от вида труб, защиты их от внутренней и внешней коррозии, от протяженности и глубины их заложения, грунтовых условий основания под трубы, срока службы, количества арматуры, давления, условий эксплуатации. Неизбежные потери воды следует определять по среднестатистическим фактическим данным за последние 3 года проектируемого объекта водоснабжения, а при отсутствии этих данных – по таблице 6.8.

Таблица 6.8

Неизбежные потери воды в системе водоснабжения

Системы водоснабжения	Неизбежные потери воды, %, не более		
	общие	в сооружениях	в водопроводной сети
Новые	5	1	4
Более 10 лет эксплуатации	10	2	8

Кроме того, в соответствии с [19] предусматривается подача воды на поливку в населенных пунктах и на территориях промышленных предприятий, расходы которой принимаются в зависимости от покрытия территории, способа ее поливки, вида насаждений и других местных условий. Поливку и мойку покрытий проездов и площадей, а также поливку зеленых насаждений необходимо осуществлять в часы минимального и среднего водопотребления, что не влияет на значение $Q_{\text{ч.макс}}$.

Таким образом, подача насосной станции ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется по формуле

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}} + Q_{\text{пот}} = Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}} + (Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}}) \cdot k_{\text{пот}}, \quad (6.5)$$

где $k_{\text{пот}}$ – коэффициент, учитывающий максимальные неизбежные потери воды, которые принимаются по таблице 6.8.

Б) Вычисляется время непрерывной работы насосов для подачи максимального суточного объема водопотребления

$$T = \frac{V_{\text{макс}}}{Q_{\text{н}}}, \quad (6.6)$$

после чего на графике водопотребления строится вспомогательная линия (прямая 5, рис. 6.21), характеризующая подачу насосов. Она проходит через начало координат и точку, соответствующую объему максимального суточного водопотребления, выданного за время T ;

В) Предварительно намечается регулирующий объем бака $V_{\text{р}}$ в пределах 2...5 % от объема максимального суточного водопотребления и определяется полный объем бака водонапорной башни

$$V_{\text{б}} = \beta \cdot (V_{\text{р}} + V_{\text{з}}), \quad (6.7)$$

где $\beta = 1,2...1,3$ – коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насосов;

$V_{\text{з}}$ – запас воды, обеспечивающий в течение 10 минут одновременную подачу противопожарного и максимально-часового расхода воды в сутки с максимальным водопотреблением.

Принимается ближайшая по объему бака типовая башня. Объем бака типовой башни $V_{\text{т}}$ равен 15, 25 и 50 м^3 . Уточняется регулирующий объем водонапорной башни

$$V_{\text{р}} = V_{\text{т}} - V_{\text{з}}. \quad (6.8)$$

Г) Строится график водоподачи в предположении, что к началу суток башня полностью заполнена водой и насос автоматически включается после опорожнения регулирующего объема, то есть в момент времени T_1 (рис. 6.21). Таким образом, в период от 0 до T_1 график водоподачи совпадает с осью времени.

В момент T_1 насос включается в работу, и график водоподачи будет представлять отрезок наклонной прямой проведенной параллельно вспомогательной линии от момента T_1 на координатной оси до пересечения с графиком водопотребления. Данная точка будет соответствовать моменту T_2 выключения насоса, так как бак в это время будет полностью заполнен водой.

После остановки насоса график водоподачи пойдет горизонтально, пока расстояние по вертикали между ним и графиком водопотребления не будет равно регулируемому объему башни $V_{\text{р}}$. В этот момент T_3 график опять пойдет по наклонной линии до пересечения с графиком водоподачи – точка T_4 . После чего все операции по построению графика повторяются (ломаная линия б,

рис. 6.21). Таким образом, точки в конце горизонтальных участков будут соответствовать моментам включения насоса, а точки начала – моментам выключения.

Д) определяется по графику водоподдачи число включений насоса в сутки, а затем среднее в час. Если оно превысит 2...4 в час, то следует выбрать типовую башню, имеющую больший объем. При этом больший предел допускается для малых насосов, имеющих мощность до 10 кВт.

3. Подбор насосов и определение рабочих характеристик насосной установки

При выборе насосов для работы в системах водоснабжения следует отдавать предпочтение более дешевым консольным насосам типа К (КМ) или насосам двухстороннего входа типа Д. Если предполагаемая высота всасывания превышает 5 м, то из-за сложности обеспечения безкавитационного режима работы поверхностных насосов необходимо выбирать погружные насосы, например, типа ЭЦВ. Насосы типа ЭЦВ широко используются для забора воды из скважин. В этом случае насос опускается в скважину на нагнетательном трубопроводе с таким расчетом, чтобы всасывающие отверстия насоса находились под наименьшим уровнем воды не менее чем на 1 м. Также насосы типа ЭЦВ могут использоваться для подачи воды из резервуаров в системы высокого давления. В этом случае насос размещается под уровнем воды в резервуаре и находится в специальном кожухе, обеспечивающем циркуляцию воды для охлаждения электродвигателя.

Насосы подбираются по каталогам производителей (например, [15]). В данной практической работе для подбора насосов могут использоваться характеристики, представленные в приложениях 33 и 34.

Для выбора насоса используют сводные графики подач и напоров (приложение 33), на которые наносится расчетная точка Р, имеющая параметры: $Q_{тр}$ – расчетная подача насоса; $H_{тр}$ – расчетный требуемый напор. Выбирается насос, напорная характеристика которого расположена ближе всего сверху расчетной точки Р.

Если насосная станция включает только один рабочий насос, то расчетная подача насоса равна подаче насосной станции, т.е. $Q_{тр} = Q_n$, где Q_n – требуемая подача насосной станции (методика расчета представлена выше). Если насосная станция включает

группу однотипных насосов, соединяемых параллельно, то расчетная подача одного насоса $Q_{тр} = Q_n / m_n$, где m_n – планируемое количество рабочих насосов.

Расчетный требуемый напор $H_{тр}$ по формуле

$$H_{тр} = H_r + H_{ст} + h, \quad (6.9)$$

где H_r – геометрический напор;

$H_{ст}$ – статический напор;

h – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетном расходе $Q_{тр}$.

Если насосная установка имеет только нагнетательный трубопровод (например, у погружных насосов), то потери напора определяются по формуле

$$h = a \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (6.10)$$

где $a = 1, 1, \dots, 1, 3$ – коэффициент, учитывающий местные потери напора;

l и d – длина и диаметр трубопровода соответственно;

v – средняя скорость воды в трубопроводе;

λ – коэффициент гидравлического трения, (приложение 10).

После выбора насоса по справочным данным строятся его рабочие характеристики (или характеристики группы насосов), которые совмещаются с гидравлической характеристикой насосной установки, рассчитываемой по формуле

$$H_{н.у} = H_r + H_{ст} + B \cdot Q^2, \quad (6.11)$$

где B – гидравлическое сопротивление трубопровода – постоянная величина для данной насосной установки при турбулентном режиме движения жидкости, которая определяется по формуле

$$B = \frac{h}{Q_{тр}^2}, \quad (6.12)$$

По точке пересечения напорной характеристики насоса и характеристики насосной установки (рабочая точка А) определяются рабочие параметры насоса. Подробнее порядок подбора насоса изложен в примере, представленном ниже.

Задание:

Исходными данными для выполнения работы являются состав и количество различных потребителей в сельском населенном пункте (население, животноводство, производство). В качестве исходных данных могут использоваться реальные сведения об одном из сельских населенных пунктов, а при их отсутствии – выдаются преподавателем индивидуально каждому студенту.

Пример расчета

Рассчитать водоснабжение сельского населенного пункта, с жилой застройкой одно- и двухэтажными зданиями, оборудованными внутренним водопроводом, канализацией, с ваннами и газовыми водонагревателями. Проектируемый объект имеет животноводческие и производственные предприятия. Система водоснабжения с башенным регулированием (рис. 6.19). Заданы (рис. 6.19 и таблица 6.9): отметка поверхности земли в месте установки водонапорной башни ∇_6 , высота башни H_6 и наполнение ее резервуара H_p . Источник водоснабжения – подземный. Водоприемное сооружение – насосная станция первого подъема над скважиной, для которой заданы (рис. 6.19 и таблица 6.9): отметка поверхности земли $\nabla_{н.с.}$, статический $\nabla_{ст}$ и динамический $\nabla_{дин}$ уровни воды, длина трубопровода L от скважины до основания башни.

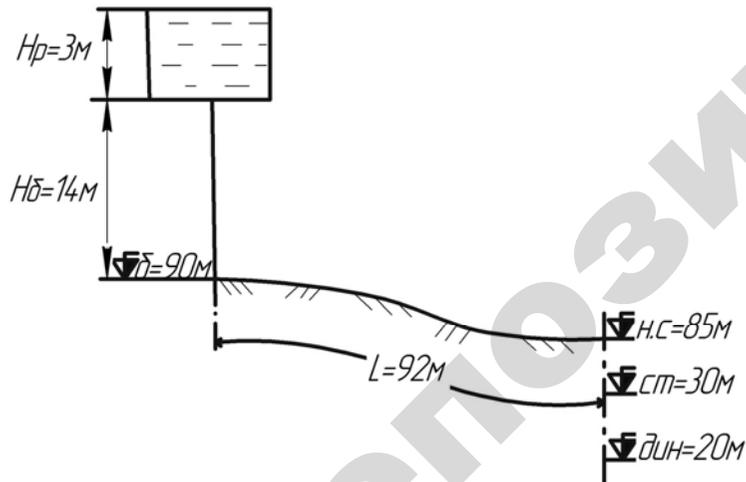


Рис. 6.19. Расчетная схема

Исходные данные

Население, тыс. чел.	Животноводство, гол.	Производство, ед. в сутки	H_6 , м	$\nabla_{ст}$, м	$\nabla_{дин}$, м
2,8	Свиноматки с поросятами – 800 гол.	Бетонный узел – 200 м ³	14	30	20

Требуется:

1. Определить максимально–суточное водопотребление населения, животноводства, производства и общее.
2. Определить часовое водопотребление (в % и в м³/ч) и водопотребление с начала суток.
3. Построить часовой и интегральный графики суточного водопотребления.
4. Построить графики водоподачи и определить регулирующий объем башни при круглосуточной, двухсменной и автоматической работе насосной станции.
5. Определить количество включений насоса при его автоматической работе.
6. Рассчитать насосную установку при автоматической работе насоса, подобрать насос и по рабочей точке определить рабочие параметры насоса.

Порядок расчета

1. На основании требований [17, 19] по формулам (6.1, а-в) определяем среднесуточные расходы водопотребления различными водопотребителями:

а) население

$$Q_{сут.ср.н.} = k \cdot N_n \cdot q_n = 1,15 \cdot 2800 \cdot 140 = 450\,000 \text{ л/сут} = 450 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где $N_n = 2800$ чел – число жителей в населенном пункте; $q_n = 140$ л/сут – норма водопотребления на одного жителя (таблица 6.3);

$k = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент, учитывающий потребление воды на нужды учреждений, организаций и предприятий социально-гарантированного обслуживания, а также неучтенные расходы (при отсутствии фактических данных по проектируемому объекту);

б) животноводство

$$Q_{\text{сут.ср.ж.}} = N_{\text{ж}} \cdot q_{\text{ж}} = 800 \cdot 60 = 48000 \text{ л/сут} = 48 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где $N_{\text{ж}} = 800$ гол. – число животных;

$q_{\text{ж}} = 60$ л/сут. – норма водопотребления на одно животное (таблица 6.4);

в) производство

$$Q_{\text{сут.ср.п.}} = N_{\text{п}} \cdot q_{\text{п}} = 200 \cdot 300 = 60000 \text{ л/сут} = 60 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где $N_{\text{п}} = 200 \text{ м}^3$ – производство ед. продукции в сутки;

$q_{\text{п}} = 300$ л/сут. – норма водопотребления на ед. продукции (табл. 6.5).

2. Определяем по формулам (6.2, а-в) максимально–суточные расходы водопотребления населения, животноводства, производства и общее значение водопотребления

а) население

$$Q_{\text{сут.макс.н.}} = K_{\text{сут.макс.}} \cdot Q_{\text{сут.ср.н.}} = 1,3 \cdot 450 = 585 \text{ м}^3/\text{сут},$$

где $K_{\text{сут.макс.}} = 1,3$ – для всех видов потребителей.

б) животноводство

$$Q_{\text{сут.макс.ж.}} = K_{\text{сут.макс.}} \cdot Q_{\text{сут.ср.ж.}} = 1,3 \cdot 48 = 62,4 \text{ м}^3/\text{сут};$$

в) производство

$$Q_{\text{сут.макс.п.}} = K_{\text{сут.макс.}} \cdot Q_{\text{сут.ср.п.}} = 1,3 \cdot 60 = 78 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Тогда общее максимально-суточное водопотребление потребителями

$$Q_{\text{сут.макс.}} = \sum_1^n Q_{\text{сут.макс.}} = Q_{\text{сут.макс.н.}} + Q_{\text{сут.макс.ж.}} + Q_{\text{сут.макс.п.}} = 585 + 62,4 + 78 = 725,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Соответственно объемы максимально-суточного водопотребления составит: $V_{\text{макс.н.}} = 585 \text{ м}^3$; $V_{\text{макс.ж.}} = 62,4 \text{ м}^3$; $V_{\text{макс.п.}} = 78 \text{ м}^3$. Общее водопотребление $V_{\text{макс.}} = 725,4 \text{ м}^3$.

3. На основании полученных результатов заполняем таблицу 6.10, строим часовой график водопотребления (рис. 6.20) и интегральный график водопотребления (кривая 1, рис. 6.21).

Таблица суточного водопотребления

Часы суток	Население		Животноводство		Производство		Всего за час м ³ /ч	Всего с начала суток м ³
	%	м ³ /ч	%	м ³ /ч	%	м ³ /ч		
0 – 1	2	11,7	0,5	0,312	–	–	12,012	12,012
1 – 2	3	17,55	1	0,624	–	–	18,174	30,186
2 – 3	3,3	19,305	0,5	0,312	–	–	19,617	49,303
3 – 4	3,3	19,305	0,5	0,312	–	–	19,617	69,420
4 – 5	3,3	19,305	2,2	1,373	–	–	20,678	90,098
5 – 6	4,5	26,325	2,2	1,373	–	–	27,698	117,796
6 – 7	5	29,25	4,5	2,808	7,14	5,569	37,627	155,423
7 – 8	5	29,25	4,5	2,808	7,14	5,569	37,627	193,050
8 – 9	5,5	32,175	10,2	6,365	7,14	5,569	44,109	237,159
9 – 10	5,5	32,175	5,4	3,37	7,14	5,569	41,114	278,273
10 – 11	5,5	32,175	7,2	4,493	7,14	5,569	42,237	320,510
11 – 12	5	29,25	6	3,744	7,14	5,569	38,563	359,073
12 – 13	5	29,25	4,2	2,621	7,14	5,569	37,440	396,513
13 – 14	5,5	32,175	2	1,248	7,14	5,569	38,992	513,122
14 – 15	5	29,25	4,2	2,621	7,14	5,569	37,440	550,562
15 – 16	4,5	26,325	3,7	2,309	7,14	5,569	34,203	584,765
16 – 17	4,5	26,325	8,2	5,117	7,14	5,569	37,011	621,776
17 – 18	4,5	26,325	7,2	4,493	7,14	5,569	36,387	658,163
18 – 19	3,4	19,89	3,6	2,246	7,14	5,569	22,136	680,299
19 – 20	3	17,55	4,6	2,87	7,14	5,569	20,420	700,719
20 – 21	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	713,043
21 – 22	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	725,367
22 – 23	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	725,367
23 – 24	2	11,7	1	0,624	–	–	12,324	725,367
Итого	100	585	100	62,5	100	77,96	–	725,360

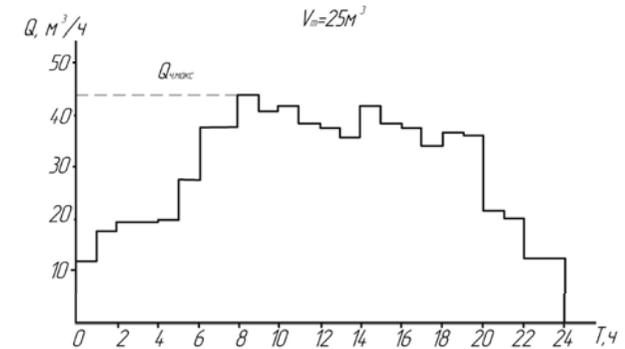


Рис. 6.20. Суточный график часового водопотребления

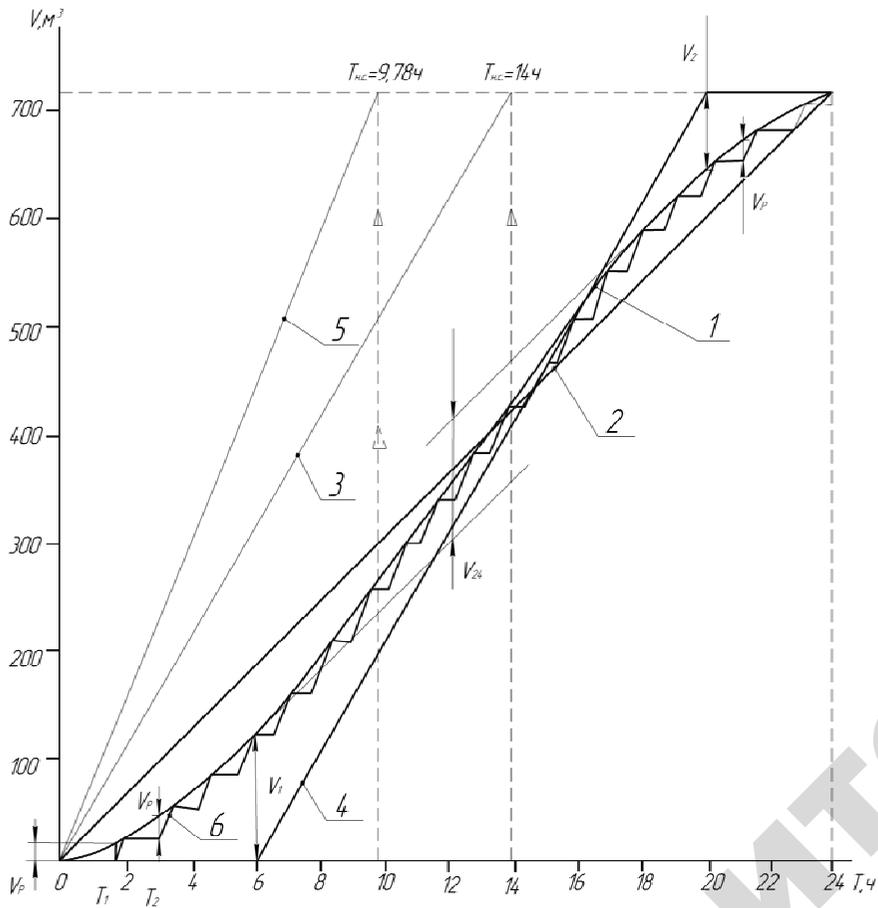


Рис. 6.21. Определение регулирующего объема водонапорной башни и частоты включения насоса при 24-х часовой работе насоса, 14-ти часовой работе насоса и автоматической работе насоса

4. Определяем регулирующий объем башни:

а) работа насоса в течение 24 часов;

определяем объем регулирования из рисунка 6.21 согласно пункта 2 методики, изложенной выше

$$V_{24} = (414 - 300) \text{ м}^3 = 114 \text{ м}^3;$$

б) работа насоса в течение 14 часов;
определяем объем регулирования из рисунка 6.21 согласно пункту 2. Принимаем включение насоса в 6 часов и выключение в 20 часов. Тогда

$$V_{14} = V_1 + V_2 = (120 + 72) \text{ м}^3 = 192 \text{ м}^3;$$

в) автоматическая работа насоса;

определяется подача насоса по формуле (6.5)

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}} + (Q_{\text{ч.макс}} + Q_{\text{пож}}) \cdot k_{\text{пот}} =$$

$$= 44,1 + 36 + (44,1 + 36) \cdot 0,1 = 74,1 \text{ м}^3 / \text{ч} = 20,6 \text{ л} / \text{с}$$

где $Q_{\text{ч.макс}}$ – максимальный часовой расход водопотребления в сутки с максимальным водопотреблением (таблица 6.10);

$Q_{\text{пож}} = 10 \text{ л} / \text{с} = 36 \text{ м}^3 / \text{ч}$ – противопожарный расход (табл. 6.7);

$k_{\text{пот}} = 0,1$ – коэффициент, учитывающий максимальные неизбежные потери воды, принимаемый на перспективу 10 % по табл. 6.8.

Определяем время непрерывной работы насоса для подачи максимального суточного водопотребления

$$T_{\text{н.с.}} = \frac{V_{\text{макс.}}}{Q_{\text{н}}} = \frac{725 \text{ м}^3}{74,1 \text{ м}^3 / \text{ч}} = 9,78 \text{ ч.}$$

и строим вспомогательную линию (5, рис. 6.21).

Назначим предварительно регулирующий объем бака V_p равным 2 % от $V_{\text{макс}}$.

$$V_p = 0,02 \cdot 725,36 \text{ м}^3 = 14,5 \text{ м}^3.$$

Полный объем емкости бака башни

$$V_6 = \beta (V_p + V_3) = 1,2 \cdot (14,5 + 6) \text{ м}^3 = 24,6 \text{ м}^3,$$

где $V_3 = Q_{\text{пож}} \cdot t = 10 \text{ л} / \text{с} \cdot 600 \text{ с} = 6000 \text{ л} = 6 \text{ м}^3$ – десятиминутный противопожарный запас;

$\beta = 1,2$ – коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насоса.

Принимаем объем резервуара типовой башни $V_T = 25 \text{ м}^3$. Тогда регулирующий объем бака

$$V_p = V_T - V_3 = (25 - 6) \text{ м}^3 = 19 \text{ м}^3.$$

Строим график водоподачи (6, рис. 6.21) и определяем среднее число включений насоса в час при автоматической работе

$$n_{\text{д.ч}} = \frac{n_{\text{общ}}}{24} = \frac{19}{24} = 0,79,$$

что меньше предельного значения $n = 2$; где $n_{\text{общ}} = 19$ – количество включений насоса в течение суток (число горизонтальных участков (6, рис. 6.21).

5. Подбор насоса

Исходные данные: насос предназначен для работы в насосной установке, по которой вода подается из скважины в водонапорную башню.

Для подъема воды из скважины принимаем погружной насос типа ЭЦВ. Насосы данного типа должны устанавливаться с подпором, т.е. под низший уровень воды в скважине (динамический уровень), отметка которого $\nabla_{\text{дин}}$ не менее, чем 1 м. Принимаем заглубление $\Delta h = 4$ м, обеспечивая этим определенный запас на возможные понижения динамического уровня в результате, например, засорения фильтра.

Определяется из геометрических соотношений длина нагнетательного трубопровода

$$l = L + H_6 + (\nabla_{\text{н.с}} - \nabla_{\text{дин}}) + \Delta h = (92 + 14 + 85 - 20 + 4) \text{ м} = 175 \text{ м},$$

где $L = 92$ м – длина трубопровода от скважины до основания башни;

$H_6 = 14$ м – высота ствола башни;

$\nabla_{\text{н.с}} - \nabla_{\text{дин}}$ – расстояние от поверхности земли до динамического уровня воды в скважине.

Расчетный расход насосной установки был определен ранее (в данном задании для автоматического режима работы), т.е.

$$Q_p = 74,14 \text{ м}^3/\text{с} = 20,6 \text{ л/с}.$$

Температура воды принимается равной 10°C .

Подбираем диаметр нагнетательного трубопровода (всасывающим трубопроводом погружные насосы не оборудуются), для чего назначаем предварительно $v = 1,25 \text{ м/с} = 12,5 \text{ дм/с}$.

Из уравнения непрерывности потока (3.1) находим площадь поперечного сечения трубопровода

$$S = \frac{Q_p}{v} = \frac{20,7 \text{ л/с}}{12,5 \text{ дм/с}} = 1,65 \text{ дм}^2.$$

Соответственно диаметр трубопровода $d = 1,45 \text{ дм} = 145 \text{ мм}$.

Погружной насос опускается в скважину на нагнетательном трубопроводе, поэтому принимаем стандартные стальные трубы ГОСТ 10704-91, имеющие наружный диаметр 140 мм, толщину стенок 3,5 мм (приложение 15).

Тогда внутренний диаметр трубопровода и площадь его поперечного сечения соответственно равны:

$$d = (140 - 7) \text{ мм} = 133 \text{ мм} = 1,33 \text{ дм},$$

$$S = 1,34 \text{ дм}^2.$$

Определяем скорость воды в стандартном трубопроводе

$$v = \frac{Q_p}{S} = \frac{20,6 \text{ л/с}}{1,34 \text{ дм}^2} = 15,4 \text{ дм/с} = 1,54 \text{ м/с}.$$

Данная скорость соответствует рекомендуемому [17] диапазону скоростей, поэтому убеждаемся, что трубопровод подобран правильно. Соединение трубопровода фланцевое.

Определяем по формуле (6.10) потери напора в трубопроводе, считая, что трубы после нескольких лет эксплуатации. Для этого, приняв $\Delta = 0,19$ мм (приложение 9) и определив

$$\frac{d}{\Delta} = \frac{133}{0,19} = 700,$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{154 \text{ см/с} \cdot 13,3 \text{ см}}{0,013 \text{ см}^2/\text{с}} = 157600,$$

по графику Мурина (приложение 10) определяем коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,023$.

Принимая коэффициент, учитывающий местные потери $a = 1,1$, получим

$$h = 1,1 \cdot 0,023 \cdot \frac{175 \text{ м}}{0,133 \text{ м}} \cdot \frac{(1,54 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 9,8 \text{ м/с}^2} = 4,03 \text{ м}.$$

Определяем расчетный необходимый напор насосной установки по формуле (6.9)

$$H_p = H_{н.у.} = H_{г.} + H_{ст.} + h = (87 + 0 + 4,03) \text{ м} = 91,03 \text{ м},$$

где геометрический напор

$$H_{г.} = H_p + H_6 + (\nabla_6 - \nabla_{дин}) = (3 + 14 + 90 - 20) \text{ м} = 87 \text{ м}.$$

Наносим расчетную точку ($Q_p = 74,14 \text{ м}^3/\text{ч} = 20,6 \text{ л/с}$, $H_p = 91,03 \text{ м}$) на сводный график подач и напоров скважинных насосов (приложение 33) и по ближайшей вышерасположенной характеристике определяем марку насоса: 2 ЭЦВ 10 – 63 – 110.

Строим графики рабочих характеристик (рис. 6.22) выбранного насоса по техническим данным (приложение 34).

Строим гидравлическую характеристику насосной установки $H_{н.у.} = f(Q)$ на тех же осях, что и напорная характеристика насоса $H = f(Q)$ (рис. 6.22). Для этого составляется таблица 6.11, где в первую строку заносятся значения подач Q выбранного насоса (приложение 34), которые затем поочередно подставляются в формулу (6.11) и вычисляются соответствующие напоры $H_{н.у.}$

Коэффициент B в формуле (6.11) определяется из соотношения (6.12), т.е.

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2} = \frac{4,03 \text{ м}}{(20,6 \text{ л/с})^2} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}/(\text{л/с})^2.$$

Таблица 6.11

Результаты расчета гидравлической характеристики насосной установки

Q , л/с	0	10	15	20	25
$H_{н.у.}$, м	87,0	88,0	89,1	90,9	92,9

На пересечении напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ с гидравлической характеристикой насосной установки $H_{н.у.} = f(Q)$ (рис. 6.22) находится рабочая точка насоса А, которая определяет его рабочие параметры

$$Q_A = 21,5 \text{ л/с} = 77,4 \text{ м}^3/\text{ч}; H_A = 91,5 \text{ м}; \eta_A = 68,5 \%; N_A = 26,5 \text{ кВт}.$$

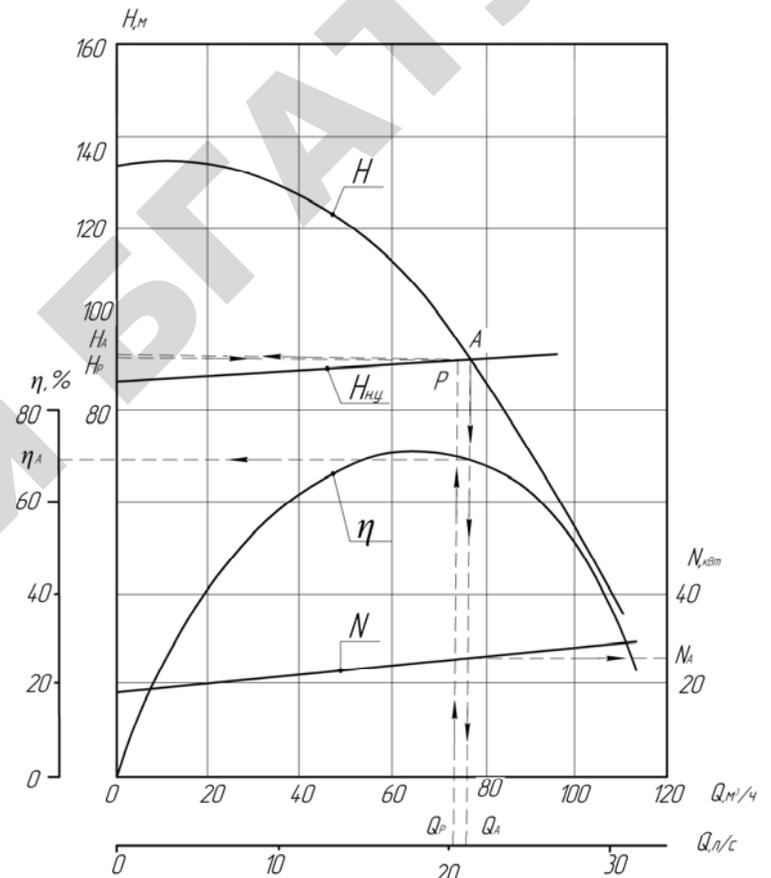


Рис. 6.22. Определение рабочих параметров насоса: $H_{н.у.}$ – гидравлическая характеристика насосной установки; P – расчетная точка насосной установки; A – рабочая точка насоса

Уточняем рабочую мощность насоса расчетным способом

$$N_A = \frac{\gamma \cdot Q_A \cdot H_A}{\eta_A} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0215 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 91,5 \text{ м}}{0,685} = 28173 \text{ Вт} = 28,2 \text{ кВт}.$$

Контрольные вопросы:

1. Какие виды потребителей воды существуют в сельском хозяйстве? Как определяется водопотребление отдельных потребителей?
2. Как определяется суммарное водопотребление населенного пункта? Что такое суточная и годовая неравномерность водопотребления?
3. Что такое суточный график часового водопотребления и суточный интегральный график водопотребления? На основании чего строятся эти графики?
4. Для чего служит напорно-регулирующий резервуар и от чего зависит его объем? Что такое регулирующий объем и для чего необходим запасной объем воды?
5. Как определяется требуемая подача насосной станции при автоматическом режиме ее работы?
6. Как определяется требуемый напор насосной станции? Поясните ответ схемой.
7. Какие насосы применяются для насосных станций первого подъема? Особенности подбора насосов.

6.3. Практическая работа «Гидравлический расчет тупиковой водопроводной сети»

Цель работы:

1. Овладеть методикой гидравлического расчета тупиковой водопроводной сети.
2. Овладеть навыками гидравлического расчета тупиковой водопроводной сети, подбора трубопроводов и определения высотного положения напорно-регулирующего резервуара.

Общие сведения

Схемы наружной водопроводной сети населенного пункта бывают тупиковыми и кольцевыми. Сооружение кольцевых сетей обходится дороже, но они являются более надежными в эксплуатации, и при возникновении аварийных ситуаций на отдельных линиях способны обеспечить бесперебойное снабжение водой всех потребителей. Тупиковые сети дешевле, но менее надежны, так как в случае возникновения аварии на одной из транзитных линий, часть потребителей не будут обеспечены водой до ликвидации аварии. Поэтому системы водоснабжения городов всегда имеют кольцевые сети. В сельском хозяйстве из экономических соображений часто используются разветвленные тупиковые сети. В этом случае при необходимости обеспечения бесперебойного водоснабжения и тушения пожаров необходимо предусматривать запасные резервуары.

Местные потери напора в водопроводах малы, поэтому их гидравлический расчет ведется по правилам длинных трубопроводов.

Расчет основан на применении уравнения Бернулли

$$H_n = H_k + h_{n-k}, \quad (6.13)$$

где H_n и H_k – действующие напоры в начале и конце рассматриваемого участка трубопровода;

h_{n-k} – общие потери напора на рассматриваемом участке.

При расчете длинных трубопроводов сетей водоснабжения, потенциальный напор $H_n = z + p/\gamma$ определяется из зависимости

$$H_n = \nabla + H_{св}, \quad (6.14)$$

где ∇ – геодезическая отметка местности в рассматриваемом узле, представляющая собой высоту местности над плоскостью сравнения 0–0 (рис. 6.23);

$H_{св}$ – свободный напор в данном узле (удельная энергия давления p/γ , отсчитываемая от поверхности земли в рассматриваемом узле (рис. 6.23).

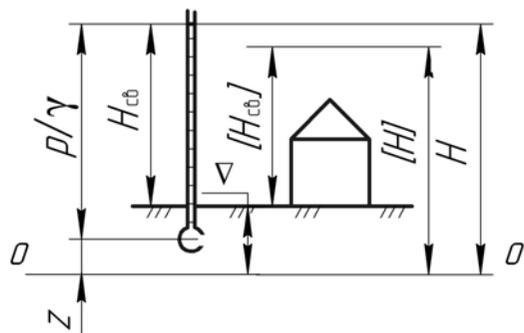


Рис. 6.23. Напоры

Если за плоскость сравнения принимается средний уровень Балтийского моря, то геодезические отметки называются абсолютными, а если другой уровень, то отметки называются условными.

Скоростной напор при расчетах не учитывается вследствие его малости по сравнению с потенциальным, поэтому действующий напор H (рис. 6.23) в каждом узле выражается соотношением

$$H = H_{п} = \nabla + H_{св} \quad (6.15)$$

Такой метод определения напоров для уравнения Бернулли позволяет исключить из расчетов глубину укладки трубопровода под землей. Эта глубина в природных условиях Беларуси может изменяться в широких пределах.

Потери напора h при расчете длинных трубопроводов вычисляются по формуле

$$h = j \cdot \beta \cdot \frac{Q^2}{K^2} \cdot l, \quad (6.16)$$

где j – коэффициент, учитывающий местные потери напора;

β – коэффициент, учитывающий отличие скорости в трубопроводе от той, для которой составлены таблицы K^2 ;

Q – расчетный расход на рассматриваемом участке трубопровода;

K^2 – квадрат модуля расхода;

l – длина рассматриваемого участка трубопровода.

Напор в трубопроводах, который создается башней или насосом, должен быть таким, чтобы все технические устройства водопотребителей работали нормально, то есть обеспечивали подачу нужного расхода воды.

Наименьший напор, при котором обеспечивается нормальная работа технических устройств водопотребителей, называется необходимым напором $[H]$.

В справочниках приводится необходимый свободный напор $[H_{св}]$, который представляет собой удельную энергию давления p/γ , отсчитываемую от поверхности земли, необходимую для нормальной работы соответствующих технических устройств водопотребителей. Необходимый свободный напор учитывает высоту расположения устройств над поверхностью земли, а также потерю напора в них и во внутренних трубопроводах.

Необходимый напор определяется по формуле (6.15) в виде

$$[H] = \nabla + [H_{св}]. \quad (6.17)$$

Из выше сказанного следует, что для нормальной работы технических устройств водопотребителей необходимо, чтобы во всех узлах сети выполнялось условие

$$H \geq [H]. \quad (6.18)$$

Более экономичным является решение, когда напор, создаваемый водонапорной башней или насосами, и уменьшающийся из-за гидравлических сопротивлений по мере продвижения по трубам, будет обеспечивать равенство действующего и необходимого напоров по крайней мере в одном узле. Этот узел называется диктующей точкой. Таким образом, для диктующей точки выполняется условие

$$H = [H], \quad (6.19)$$

а в других узлах сети действующий напор будет больше необходимого, то есть

$$H > [H]. \quad (6.20)$$

Участок водопроводной сети от водонапорной башни до диктующей точки называется главным направлением. Участки сети, отходящие от главного направления, называются отводами.

Исходными данными для расчета наружных трубопроводов систем водоснабжения (в том числе сельскохозяйственных) являются следующие:

1. Схема сети (например, рис. 6.24).

2. Путьевые $Q_{п}$ и узловые Q расходы, которые определяются в зависимости от количества и вида потребителей. Путьевой расход характеризует отбор воды из многих сечений (точек) участка трубопровода, а узловой – только из одного сечения (точки).

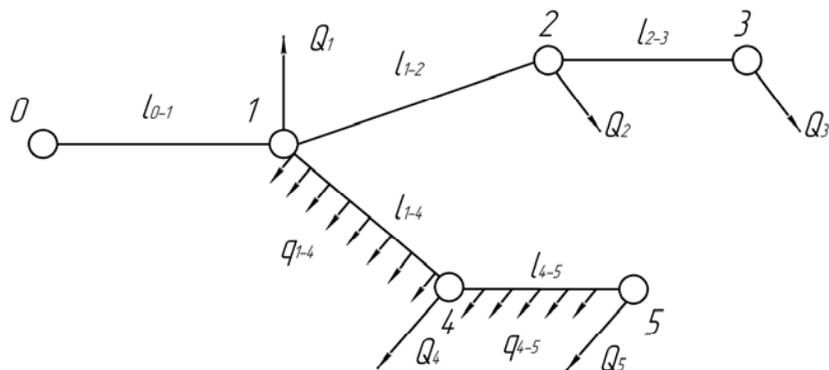


Рис. 6.24. Схема водопроводной сети

В некоторых случаях вместо путьевого известной величиной является удельный расход q , который представляет собой расход, идущий потребителю с одного погонного метра трубопровода.

Удельный и путьевой расход на участке длиной l связаны между собой соотношением

$$Q_{п} = q \cdot l. \quad (6.21)$$

3. Высотное положение ∇ узловых точек и длина трубопроводов между ними, которые находятся в соответствии с планом местности и схемой сети.

4. Необходимый свободный напор $[H_{св}]$, который как указывалось выше, определяется видом технических устройств водопотребителей и их высотным положением относительно поверхности земли.

В результате расчета водопроводной сети определяются: диаметры трубопроводов, действующие напоры во всех узлах, высота водонапорной башни или напор насоса.

Расчет главного направления

1. Определяются расчетные расходы на участках сети (рис. 6.24) по формуле

$$Q_{п} = Q_{т} + 0,5 \cdot Q_{п}, \quad (6.22)$$

где $Q_{т}$ – транзитный расход, который проходит полностью от начала до конца рассматриваемого участка трубопровода;

$Q_{п}$ – путьевой расход на данном участке, вычисляемый по формуле (6.21); 0,5 – коэффициент, который приближенно отражает долю путьевого расхода, участвующего в создании потерь напора при вычислении их по формуле (6.16).

Вычисляются сначала отдельно путьевые и транзитные расходы, после чего определяются расчетные расходы (пример, рис. 6.24):

а) путьевые расходы:

– на участке 1–4 $Q_{п,1-4} = q_{1-4} \cdot l_{1-4}$;

– на участке 4–5 $Q_{п,4-5} = q_{4-5} \cdot l_{4-5}$;

б) транзитные расходы:

– на участке 0–1 $Q_{т,0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{п,1-4} + Q_{п,4-5}$;

– на участке 1–2 $Q_{т,1-2} = Q_2 + Q_3$;

– на участке 2–3 $Q_{т,2-3} = Q_3$;

– на участке 1–4 $Q_{т,1-4} = Q_4 + Q_5 + Q_{п,4-5}$;

– на участке 4–5 $Q_{т,4-5} = Q_5$;

в) расчетные расходы:

– на участке 0–1 $Q_{р,0-1} = Q_{т,0-1}$;

– на участке 1–2 $Q_{р,1-2} = Q_{т,1-2}$;

– на участке 2–3 $Q_{р,2-3} = Q_{т,2-3}$;

– на участке 1–4 $Q_{р,1-4} = Q_{т,1-4} + 0,5 \cdot Q_{п,1-4}$;

– на участке 4–5 $Q_{р,4-5} = Q_{т,4-5} + 0,5 \cdot Q_{п,4-5}$.

2. По таблицам или графикам (например, рис. 6.25) определяются экономически выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода Q . Если известны только экономические скорости, то экономически наиболее выгодный диаметр труб определяется из уравнения постоянства расхода (3.1).

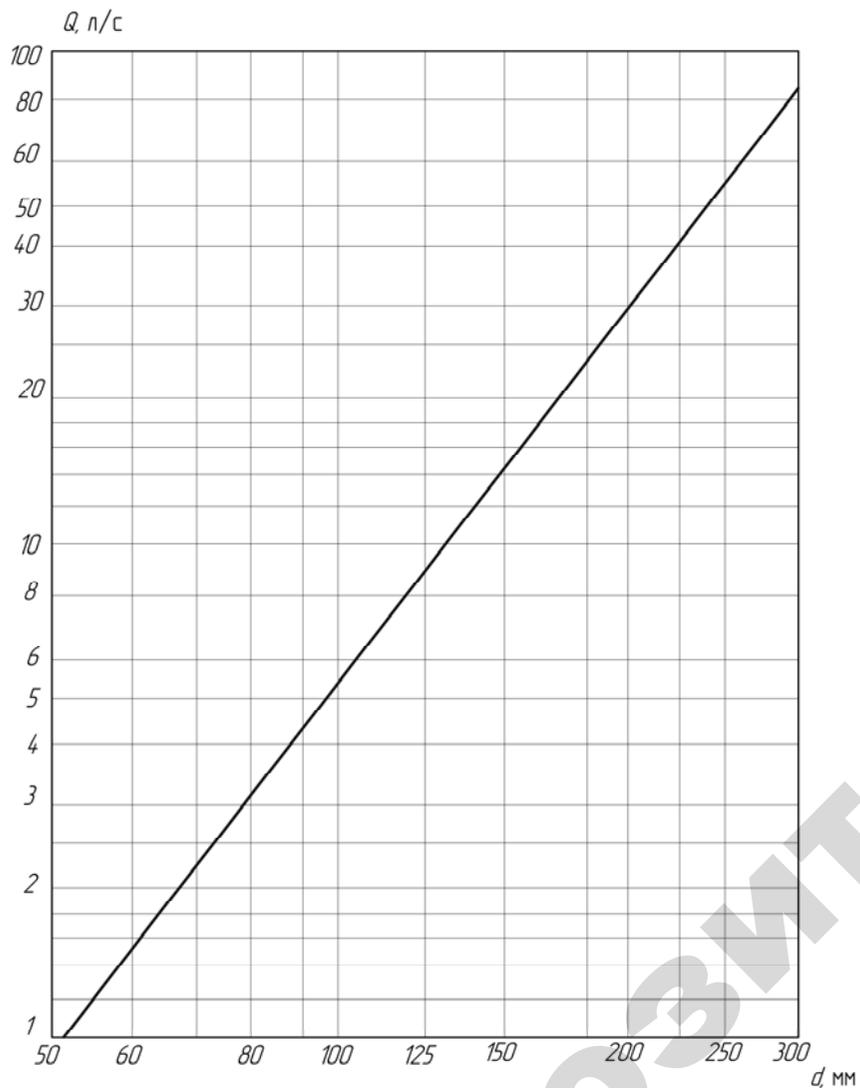


Рис. 6.25. График для ориентировочного определения экономически наиболее выгодного диаметра труб в сети, построенный согласно рекомендациям проф. В. Г. Лобачева при расчете на случай максимального хозяйственного водозабора

Выбирается материал трубопроводов. В водопроводных сетях чаще всего применяются стальные или пластмассовые трубы. Для выбранного материала трубопроводов принимается ближайший стандартный диаметр трубопровода (приложение 17).

3. Вычисляются потери напора по формуле (6.16) для каждого участка сети. Для чего при использовании формулы (6.16) в зависимости от выбранного материала и стандартного диаметра d труб находится квадрат модуля расхода K^2 по приложению 17. По уравнению постоянства расхода (3.1) вычисляется средняя скорость v движения воды на каждом участке сети и по приложению 18 определяется коэффициент β .

4. По формуле (6.17) находятся необходимые напоры в каждом узле.

5. Определяется напор в начале сети H_0 , создающий в остальных узлах сети напор по условию (6.18).

Имеются разные методы определения H_0 , из которых рассмотрим два:

А. Предполагается по очереди, что каждый из узлов сети условно является диктующей точкой, и с помощью уравнения Бернулли (6.13) определяется напор в начале сети (узел 0), при котором в расчетном узле выполняется условие (6.19).

Применительно к схеме сети (рис. 6.24) для направления 0–1, т.е. от начала сети до узла 1:

$$H_{0 \rightarrow 1} = [H]_1 + h_{0-1};$$

где $H_{0 \rightarrow 1}$ – действующий напор в начале сети (узел 0), при котором в узле 1 выполняется условие (6.19).

$$\begin{aligned} \text{Для направлений } 0 \rightarrow 2 \quad H_{0 \rightarrow 2} &= [H]_2 + h_{0-1} + h_{1-2}; \\ 0 \rightarrow 3 \quad H_{0 \rightarrow 3} &= [H]_3 + h_{0-1} + h_{1-2} + h_{2-3}; \\ 0 \rightarrow 4 \quad H_{0 \rightarrow 4} &= [H]_4 + h_{0-1} + h_{1-4}; \\ 0 \rightarrow 5 \quad H_{0 \rightarrow 5} &= [H]_5 + h_{0-1} + h_{1-4} + h_{4-5}. \end{aligned}$$

Наибольшее из полученных пяти значений H_0 будет искомым; конечный узел соответствующего направления – диктующая точка; направление до нее от начала – главное.

Предположим, что в рассматриваемом примере напор $H_{0 \rightarrow 2}$ наибольший. Следовательно, этот напор будет обеспечивать выполнение условия (6.19) в узле 2 (диктующая точка) и условие (6.20) в остальных узлах сети; главное направление: 0–1–2 и два отвода: 1–4–5, а также 2–3.

Б. В конечных узлах сети в соответствии с условием (6.19) принимается напор, равный необходимому. Затем с помощью уравнения Бернулли (6.13) по очереди определяются действующие напоры в соседних узлах сети и сравниваются с необходимыми в тех же узлах, т.е. проверяется выполнение условия (6.18). Если это условие выполняется, то оставляется для дальнейшего расчёта вычисленный действующий напор; в противном случае этот напор заменяется необходимым. Далее с помощью уравнения Бернулли (6.13) определяется действующий напор в очередном соседнем узле и так далее.

В точке разветвления сети сравниваются действующие напоры, вычисленные с разных направлений, и ее необходимый напор. В качестве действующего в точке разветвления принимается для последующего расчета напор, наибольший из указанных. Дальнейший расчет ведется аналогичным образом.

В результате находится напор в начале сети H_0 , который обеспечивает выполнение условия (6.18) во всех узлах. Узел, в котором выполняется условие (6.19), является диктующей точкой, а участок сети от начала до диктующей точки – главное направление.

Применительно к схеме (рис. 6.24) расчет, например, начнем с конечного узла 3.

Принимается $H_3 = [H]$, тогда согласно уравнению (6.13)

$$H_{2 \rightarrow 3} = [H]_3 + h_{2-3}.$$

Допустим, условие (6.18) не выполняется, т.е. $H_{2 \rightarrow 3} < [H]_2$, следовательно, для дальнейшего расчета принимается $H_2 = [H]_2$ и составляется уравнение (6.13) для соседнего участка

$$H_{1 \rightarrow 2} = [H]_2 + h_{1-2}.$$

Поскольку узел 1 является точкой разветвления направлений 1–2–3 и 1–4–5, то переходим к расчету напоров в узлах направления 1–4–5.

Принимаем $H_5 = [H]_5$, тогда

$$H_{4 \rightarrow 5} = [H]_5 + h_{4-5}.$$

Предположим, что выполняется условие (6.18), т.е. $H_{4 \rightarrow 5} \geq [H]_4$, тогда

$$H_{1 \rightarrow 5} = H_{4 \rightarrow 5} + h_{1-4}.$$

Вспомним, что второй индекс “5” в обозначении напора H есть номер узла, в котором выполняется условие (6.19) на рассматриваемом направлении (1→5) сети. Допустим, что в точке разветвления 1 $H_{1 \rightarrow 2} \geq H_{1 \rightarrow 5} \geq [H]_1$, следовательно, для дальнейшего расчёта принимается наибольшая из этих трёх величин, т.е. $H_{1 \rightarrow 2}$.

Для оставшегося в данной задаче начального участка 0-1

$$H_{0 \rightarrow 2} = H_{1 \rightarrow 2} + h_{0-1}.$$

Напор $H_{0 \rightarrow 2}$ обеспечивает выполнение условия (6.20) для всех узлов сети, а для узла 2 – условие (6.19). Следовательно, узел 2 является диктующей точкой, направление 0–1–2 – главное, а 1–4–5 и 2–3 – отводы.

Преимуществом второго метода является меньший объем вычислений, но требуется более глубокое представление о физических процессах, связанных с движением воды в трубопроводах.

6. Определяется расчетная высота водонапорной башни H_6 (от поверхности земли до дна бака) по зависимости (6.14) в виде

$$H_0 = \nabla_0 + H_6, \quad (6.23)$$

где H_0 – действующий напор в начале сети (в месте установки башни).

7. Находятся действующие напоры в узлах главного направления. Для этого решается система уравнений Бернулли (6.13), записанных для всех участков главного направления. Известными величинами являются потери на участках и напор в начале сети.

В процессе расчётов проверяется выполнение условия (6.19) в диктующей точке и условия (6.20) в остальных узлах главного направления. Невыполнение этих условий свидетельствует об ошибке в расчетах. По найденным величинам строятся графики $H = f_1(L)$, $[H] = f_2(L)$, $\nabla = f_3(L)$ для главного направления.

Расчет отвода

Действующие напоры в узлах главного направления создают в узлах отводов избыток напора над необходимым. Поэтому в случаях, когда запас напора достаточно большой (допускаемые потери напора в отводе по крайней мере в 2–2,5 раза превышают потери, соответствующие экономичным скоростям) и отсутствуют ограничения, накладываемые, например, противопожарными требованиями, в отводах можно применить трубы меньших диаметров по сравнению с принятыми для экономических скоростей.

1. Определяются наибольшие допустимые потери напора в отводе – расчетный напор отвода h_p – из зависимости (6.13), принимающей вид

$$H_n = [H]_к + h_p, \quad (6.24)$$

где H_n – напор в начале отвода (действующий напор главного направления в точке ответвления, вычисленный в пункте 7);

$[H]_к$ – необходимый напор в конечном узле отвода.

2. Находится наибольший допустимый гидравлический уклон на участках отвода по формуле

$$[i] = \frac{h_p}{\Sigma l}, \quad (6.25)$$

где Σl – общая длина трубопроводов в отводе.

3. С помощью формулы (6.16) вычисляется наименьшее допустимое значение квадрата модуля расхода $[K^2]$ для каждого участка отвода. В данном расчете принимают $\beta = 1$, $h/l = [i]$.

4. По таблицам в зависимости от выбранного материала труб и величины K^2 (приложение 17) определяется ближайшее значение K^2 и соответствующий им стандартный диаметр d_b , но не больше величины d_b и K^2 , принятых ранее для экономических скоростей.

5. Для участков отвода, на которых изменились диаметры трубопроводов и соответственно K^2 , определяются скорости движения воды с помощью уравнения постоянства расхода (3.1), коэффициенты β из таблицы (приложение 18), вычисляются потери напора по формуле (6.16).

6. Находятся действующие напоры в узлах отвода. Для этого решается система уравнений Бернулли (6.13), записанных для всех

участков рассматриваемого отвода. Известными величинами являются потери напора на участках и напор в начале отвода H_n .

В процессе расчетов проверяется выполнение условия (6.19) в узлах отвода.

7. Если условие (6.19) не выполняется в каком-либо узле, то на участках перед ним диаметры трубопроводов увеличиваются до ближайшего значения, как указано в п. 4. После этого повторяются расчеты, предусмотренные в пунктах 5, 6.

8. По найденным значениям строятся соответствующие графики для отводов.

Задание:

1. Для схемы, представленной на рис. 6.26, при следующих заданных параметрах (таблицы 6.12 и 6.13) подобрать диаметры трубопроводов.

2. Определить действующие напоры H и расчетную высоту водопроводной башни H_6 .

3. Построить для водопроводной сети на бумаге с координатной сеткой график (линии) напоров: пьезометрического (действующего и необходимого) и геодезического.

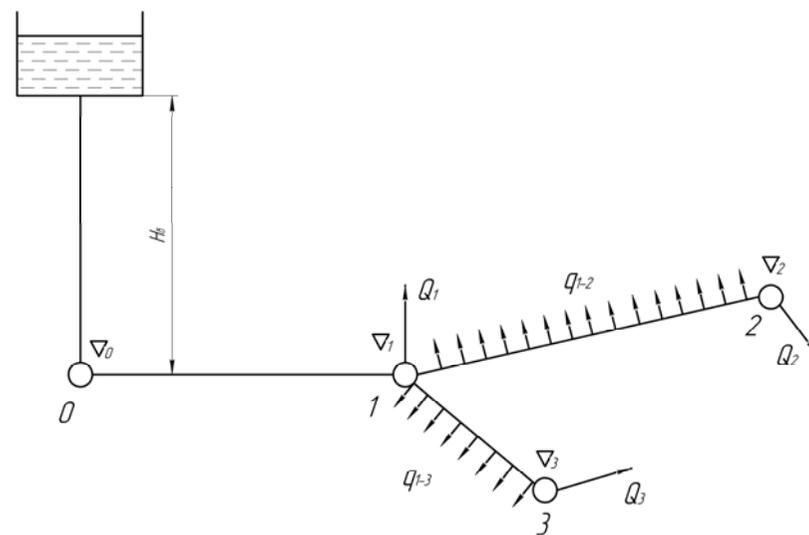


Рис. 6.26. Расчетная схема водопроводной сети

Таблица 6.12

Выбор индивидуальных заданий

№ п/п	Q_1 , л/с	Q_2 , л/с	Q_3 , л/с	q_{1-2} , (л/с)/м	q_{1-3} , (л/с)/м	∇_0, ∇_1 , м	∇_2 , м	∇_3 , м
0	2,1	2,2	3,0	–	0,021	164	160	161
1	1,8	2,6	2,9	0,02	–	68	66	70
2	3,0	2,0	1,0	–	0,013	76	73	72
3	3,2	1,9	2,0	0,015	–	79	76	78
4	4,6	1,8	1,6	0,018	–	73	70	69
5	2,3	2,4	2,5	–	0,013	167	164	166
6	2,7	3,6	1,5	0,012	–	210	204	210
7	1,0	3,5	2,0	–	0,01	360	358	359
8	1,3	2,4	3,4	0,014	–	442	436	440
9	2,5	2,4	1,9	–	0,012	110	106	109

Таблица 6.13

Выбор индивидуальных заданий

№ п/п	$[H_{св.1}]$, м	$[H_{св.2}]$, м	Материал трубопроводов	l_{0-1} , м	l_{1-2} , м	l_{1-3} , м
0	12	14	сталь	300	250	500
1	14	10	пластмасса	270	310	400
2	10	12	сталь	800	300	600
3	14	16	пластмасса	500	800	680
4	12	14	сталь	600	500	450
5	12	10	пластмасса	400	600	700
6	14	12	сталь	650	400	800
7	16	14	пластмасса	500	300	750
8	14	16	сталь	380	700	400
9	14	12	пластмасса	400	900	700

Пример расчета

Для схемы, представленной на рис. 6.27, при следующих заданных параметрах (таблица 6.14) подобрать диаметры трубопроводов, определить действующие напоры H и расчетную высоту водопроводной башни $H_б$, построить для водонапорной сети график напоров: пьезометрического (действующего и необходимого) и геодезического.

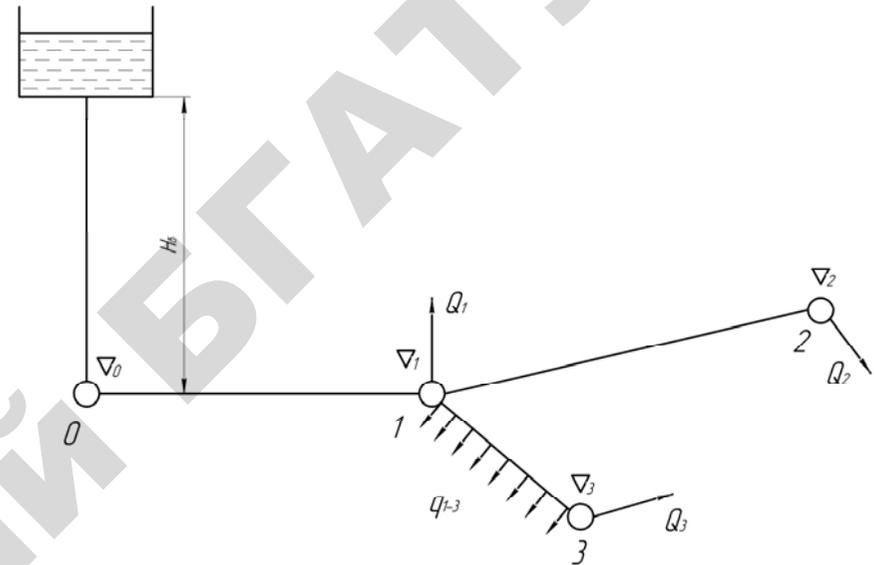


Рис. 6.27. Расчетная схема водопроводной сети

Таблица 6.14

Исходные данные

Узел	Отметка узла ∇ , м	Необходимый свободный напор $[H_{св}]$, м	Участок	Длина участка l , м	Расход Q , л/с	Удельный расход q , (л/с)/м
0	65	–			–	
1	62	12	0–1	165	2,6	–
2	63	14	1–2	390	3,2	–
3	63	12	1–3	360	2,9	0,01

Порядок расчета

1. Определяем по формуле (6.22) расчетные расходы на участках сети. Для удобства расчетов сначала вычислим путевые, транзитные расходы:

а) путевой расход на участке 1–3

$$Q_{п,1-3} = q_{1-3} \cdot l_{1-3} = 0,01 \text{ (л/с)/м} \cdot 360 \text{ м} = 3,6 \text{ л/с};$$

б) транзитные расходы:

– на участке 0-1

$$Q_{т,0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{п,1-3} = \\ = 2,6 \text{ л/с} + 3,2 \text{ л/с} + 2,9 \text{ л/с} + 3,6 \text{ л/с} = 12,3 \text{ л/с};$$

– на участке 1-2

$$Q_{т,1-2} = Q_2 = 3,2 \text{ л/с};$$

– на участке 1-3

$$Q_{т,1-3} = Q_3 = 2,9 \text{ л/с};$$

в) расчетные расходы:

– на участке 0-1

$$Q_{р,0-1} = Q_{т,0-1} = 12,3 \text{ л/с};$$

– на участке 1-2

$$Q_{р,1-2} = Q_{т,1-2} = 3,2 \text{ л/с};$$

– на участке 1-3

$$Q_{р,1-3} = Q_{т,1-3} + 0,5Q_{п,1-3} = 2,9 \text{ л/с} + 0,5 \cdot 3,6 \text{ л/с} = 4,7 \text{ л/с}.$$

2. Выбираем новые стальные водогазопроводные трубы (приложение 17). С помощью графика (рис. 6.25) экономических скоростей определяем экономически выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода. Принимаем ближайшее значение внутреннего диаметра d_v стандартных труб (приложение 17).

Определяем потери напора для каждого участка сети по формуле (6.16), предварительно определив по приложению 18 коэффициент β . Результаты расчета представим в таблице 6.15.

Результаты расчета

Участок	Q , л/с	d_v , мм	d_y , мм	v , см/с	S , см ²	β	l , м	h , м	K^2 , (л/с) ²
0–1	12,3	130	125	92,7	132,7	0,98	165	1,6	16500
1–2	3,2	79,5	80	64,5	49,6	1,08	390	3,7	1287
1–3	4,7	92,3	90	70	67,2	1,04	360	3,3	2782

3. По формуле (6.17) находим необходимые напоры в каждом узле

$$[H]_1 = \nabla_1 + [H_{св}]_1 = 62 \text{ м} + 12 \text{ м} = 74 \text{ м};$$

$$[H]_2 = 63 \text{ м} + 14 \text{ м} = 77 \text{ м};$$

$$[H]_3 = 63 \text{ м} + 12 \text{ м} = 75 \text{ м}.$$

4. Определяем с помощью уравнения Бернулли (6.13) напор в начале сети, обеспечивающий работу потребителей, т.е. условие (6.19), обозначающее $H = [H]$, поочередно в каждом узле:

– для направления 0→1

$$H_{0 \rightarrow 1} = [H]_1 + h_{0-1} = 74 \text{ м} + 1,6 \text{ м} = 75,6 \text{ м};$$

– для направления 0→2

$$H_{0 \rightarrow 2} = [H]_2 + h_{0-1} + h_{1-2} = 77 \text{ м} + 1,6 \text{ м} + 3,7 \text{ м} = 82,3 \text{ м};$$

– для направления 0→3

$$H_{0 \rightarrow 3} = [H]_3 + h_{0-1} + h_{2-3} = 75 \text{ м} + 1,6 \text{ м} + 3,3 \text{ м} = 79,9 \text{ м}.$$

Наибольшим из полученных значений, т.е. искомый напор в начале сети, $H_0 = H_{0 \rightarrow 2} = 82,3 \text{ м}$. Следовательно, диктующая точка – узел 2; главное направление: 0–1–2; отвод 1–3.

5. Определяем расчетную высоту водонапорной башни H_6 из зависимости (6.23)

$$H_6 = H_0 - \nabla_0 = 82,3 \text{ м} - 65 \text{ м} = 17,3 \text{ м}.$$

6. Находим действующие напоры в узлах главного направления. Для этого решаем систему уравнений Бернулли (6.13), записанных для всех участков главного направления 0–1–2. В процессе расчетов проверяем выполнение условия (6.19) в диктующей точке и условия (6.20) в остальных узлах главного направления

$$H_0 = H_1 + h_{0-1};$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}.$$

Откуда

$$H_1 = H_0 - h_{0-1} = 82,3 \text{ м} - 1,6 \text{ м} = 80,7 \text{ м} > 74 \text{ м},$$

то есть условие (6.20) выполняется, так как

$$H_1 > [H]_1,$$

$$H_2 = H_1 - h_{1-2} = 80,7 \text{ м} - 3,7 \text{ м} = 77 \text{ м},$$

то есть условие (6.19) в диктующей точке выполняется, так как

$$[H]_2 = 77 \text{ м}.$$

Расчет отводов

Выше было установлено, что в данном примере имеется отвод, состоящий из одного участка 1–3.

Определяем для него наибольшие допустимые потери напора (расчетный напор отвода), используя зависимость (6.24)

$$h_p = H_n - [H]_k = H_1 - [H]_3 = 80,7 \text{ м} - 75 \text{ м} = 5,7 \text{ м}.$$

Данная величина в два раза превышает потери напора в трубопроводе, имеющем диаметр соответствующий экономичной скорости (90 мм). Поэтому целесообразно проверить возможность применения трубопровода, имеющего меньший диаметр. Для этого:

1. По формуле (6.25) находится наибольший допустимый средний уклон в отводе

$$[i] = \frac{h_p}{\Sigma l} = \frac{5,7 \text{ м}}{360 \text{ м}} = 0,0158 \text{ м}.$$

2. С помощью формулы (6.16) вычисляем наименьшее допустимое значение квадрата модуля расхода $[K^2]$ для участка отвода, приняв $\beta = 1$, $h/l = [i]$. Для отвода 1–3

$$[K^2]_{1-3} = 1,1 \frac{Q_{1-3}^2}{[i]_{1-3}} = 1,1 \cdot \frac{4,7^2 (\text{л/с})^2}{0,0158} = 1538 (\text{л/с})^2.$$

3. В зависимости от выбранного материала труб и величины $[K^2]$ находим по приложению 17, ближайшее значение квадрата модуля расхода K^2 и соответствующий ему внутренний диаметр d_b , но не больше величины K^2 и d_b для экономических скоростей.

В нашем случае отвод состоит из одного участка, поэтому принимаем $d_b = 79,5 \text{ мм}$; $K^2 = 1287 (\text{л/с})^2 < 2782 (\text{л/с})^2$.

4. Для участка отвода 1–3, на котором изменился диаметр трубопровода, определяем скорость движения воды с помощью уравнения неразрывности потока, коэффициент β принимаем по приложению 18, и вычисляем потери напора по формуле (6.19)

$$v_{1-3} = \frac{Q_{1-3}}{S_{1-3}} = \frac{4,7 \text{ дм}^3/\text{с}}{0,50 \text{ дм}^2} = 9,4 \text{ дм/с};$$

$$h_{1-3} = 1,1 \cdot 1,005 \cdot \frac{4,7^2 (\text{л/с})^2}{1287 (\text{л/с})^2} \cdot 360 \text{ м} = 6,8 \text{ м}.$$

5. Находим действующий напор в узле по уравнению Бернулли (6.13). Известными величинами являются потери напора на участке и напор в начале отвода H_n . В процессе расчетов проверяем выполнение условия (6.19) в узле отвода

$$H_3 = H_1 - h_{1-3} = 80,9 \text{ м} - 6,8 \text{ м} = 74,1 \text{ м} \leq 75 \text{ м}.$$

Из расчетов видно, что для $d_b = 79,5 \text{ мм}$ условие $H \geq [H]$ не выполняется. Следовательно, такой диаметр трубопровода применять нельзя. Из приложения 17 видим, что ближайший меньший диаметр для водогазопроводных стальных труб равен 79,5 мм. Таким образом, уменьшить диаметр труб в отводе в данном случае нельзя,

и его следует оставить равным 92,3 мм. Соответственно остаются без изменения и потери напора в отводе $h_{1-3} = 3,3$ м.

Вычисляются действующие напоры в узлах отвода. В данном примере имеется только один участка отвода 1–3. В узле 1 напор определяется главным направлением, то есть $H_1 = 80,9$ м.

В узле 3 напор находится с помощью уравнения Бернулли, примененного для сечений 1 и 3, $H_1 = H_3 + h_{1-3}$.

Отсюда

$$H_3 = H_1 - h_{1-3} = 80,9 \text{ м} - 3,3 \text{ м} = 77,6 \text{ м}.$$

$$[H]_3 = 75 \text{ м}.$$

Результаты расчетов целесообразно оформить в виде таблицы 6.16.

Таблица 6.16

Результаты расчетов

Направление	Участок	l	Расходы			d _в	h	Узел	∇	[H _{св}]	[H]	H	L
			Q _т	Q _п	Q _р								
		м	л/с	л/с	л/с	мм	м	№	м	м	м	м	м
гл.н.	0-1	165	12,3	–	12,3	130	1,6	0	65	–	–	82,3	0
	1-2	390	3,2	–	3,2	79,5	3,7	1	62	12	74	80,9	165
								2	63	14	77	77	555
отв.	1-3	360	2,9	3,6	4,7	92,3	3,3	1	62	12	74	80,9	165
								3	63	12	75	77,6	525

Расчетная высота башни $H_6 = 17,3$ м

По данным таблицы 6.16 строятся: напорная линия $H = f_1(L)$, линия необходимых напоров $[H] = f_2(L)$ и геодезическая линия $\nabla = f_3(L)$, где L – расстояние от водонапорной башни рассматриваемого узла сети (рис. 6.28).

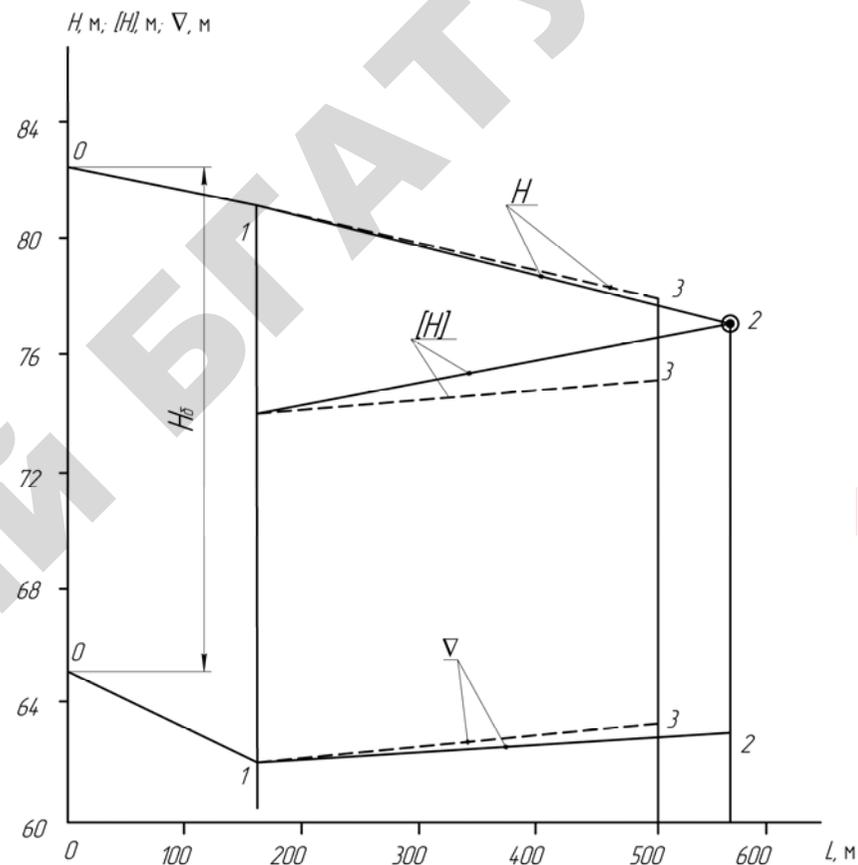


Рис. 6.28. График напоров:

H – действующий; $[H]$ – необходимый; ∇ – геодезический напор;
 – – главное направление; - - - - отвод; \circ – диктующая точка; H_6 – высота башни

Контрольные вопросы:

1. Какие бывают схемы водопроводных сетей? Преимущества и недостатки тупиковой сети?
2. Что называют действующим напором, необходимым напором, свободным напором и необходимым свободным напором?
3. Что называют расчетным расходом, узловым расходом, транзитным расходом и путевым расходом?
4. Что такое главное направление и отвод?

6.4. Практическая работа «Расчет канала»

Цель работы:

1. Овладеть навыками расчета каналов для транспортировки воды.
2. Построить поперечный профиль канала и сопоставить с гидравлически наивыгоднейшим сечением.

Общие сведения

Каналом называется искусственное русло (водовод) с безнапорным движением воды, обычно устраиваемое в грунте.

По назначению каналы подразделяются на судоходные, оросительные, осушительные, обводнительные, водопроводные, канализационные, энергетические, комбинированные (комплексные) и др.

По форме поперечного сечения каналы подразделяют на следующие виды (рис. 6.29): а) трапециевидные; б) прямоугольные; в) треугольные; г) параболические; д) круговые (сегментные); е) полигональные и др.

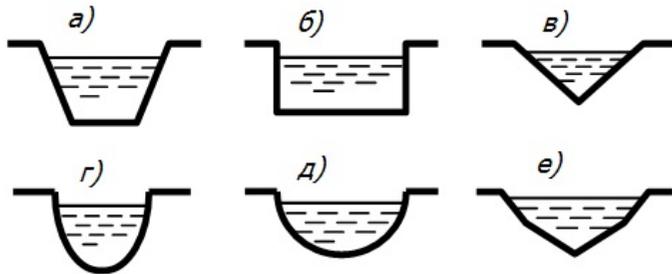


Рис. 6.29. Виды поперечного сечения каналов

Наибольшее распространение в практике гидротехнического и мелиоративного строительства получили трапециевидные каналы (рис. 6.29, а). Такая форма позволяет обеспечить устойчивость откосов без специального крепления, а для сооружения канала требуется минимум капитальных затрат.

Основные геометрические характеристики трапециевидного канала следующие (рис. 6.30): b , b' и B - ширина по дну, по верху и по свободной поверхности воды соответственно; h - глубина заполнения водой; h' - общая глубина; h'' - превышение отметки бермы над отметкой уровня воды; a - заложение откоса; ϕ - угол наклона откоса; m - коэффициент заложения откоса.

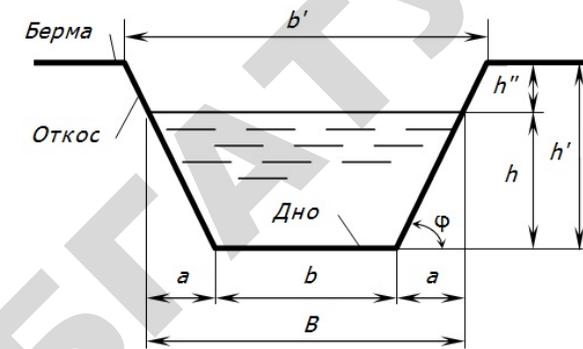


Рис. 6.30. Поперечное сечение трапециевидного кана-

Коэффициент заложения откоса $m = a/h = \text{ctg } \phi$ выбирается в зависимости от прочности грунта, в котором проложен канал, а также от наличия и вида крепления откоса. Например, для необлицованного канала, проложенного в супесях или плотных песках, $m = 1,5 \dots 2$. Если откосы облицованы бетонными плитами, то $m = 1 \dots 1,5$.

Основные морфометрические характеристики трапециевидного канала определяются по следующим формулам:

- площадь живого сечения потока воды

$$S = h \cdot (b + m \cdot h); \quad (6.26)$$

- смоченный периметр

$$\chi = b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2}; \quad (6.27)$$

- гидравлический радиус

$$R = \frac{S}{\chi} = \frac{h \cdot (b + m \cdot h)}{b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2}}. \quad (6.28)$$

При расчете каналов используют понятие **нормальной глубины** h_0 - глубины заполнения канала, которая при заданных расходе Q и уклоне дна i устанавливается в условиях равномерного движения воды.

Равномерное движение воды в канале происходит только в цилиндрическом русле (т. е русле с неизменным поперечным се-

чением по длине) с прямым уклоном дна ($i > 0$) и при условии, что это русло достаточно длинное и не имеет каких-либо устройств, нарушающих равномерный режим (водосливов, перепадов, быстротоков, мостовых опор и т. п.).

Для расчетов каналов при равномерном режиме движения используют формулу Шези

$$v = C \cdot \sqrt{R \cdot i} = W \cdot \sqrt{i} \quad (6.29)$$

или с учетом уравнения неразрывности (3.1)

$$Q = S \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot i} = K \cdot \sqrt{i}, \quad (6.30)$$

где v - средняя скорость;

Q - расход воды;

C - коэффициент Шези (имеет размерность $\text{м}^{0,5}/\text{с}$);

$i = i_0 = I = \sin \theta$ - продольный уклон дна канала;

i_0 - продольный уклон свободной поверхности;

I - гидравлический уклон;

θ - угол между продольной линией дна канала и горизонтальной плоскостью;

W - модуль скорости;

K - модуль расхода.

Для определения коэффициента Шези C используются специальные таблицы, графики или эмпирические формулы различных авторов. Одна из них – формула Н.Н. Павловского

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^y \quad (6.31)$$

где n - коэффициент шероховатости, зависящий от состояния стенок и дна русла, числовые значения которого приводятся в справочной литературе (см. приложение 13).

В формуле (6.31) показатель степени y является функцией гидравлического радиуса R и коэффициента шероховатости n и определяется по полной формуле Н.Н. Павловского

$$y = 2,5 \cdot \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \cdot \sqrt{R} \cdot (\sqrt{n} - 0,1). \quad (6.32)$$

Для приближенного вычисления y можно использовать формулы

$$\left. \begin{aligned} y &\cong 1,5 \cdot \sqrt{n} && \text{при } R < 1,0 \text{ м;} \\ y &\cong 1,3 \cdot \sqrt{n} && \text{при } R > 1,0 \text{ м.} \end{aligned} \right\} \quad (6.32')$$

Основные задачи гидравлического расчета каналов следующие: 1) определение расхода воды Q в канале; 2) определение необходимого продольного уклона дна канала i ; 3) определение размеров канала – ширины канала b и (или) глубины h_0 .

Первые две задачи решаются прямым вычислением из формулы (6.30). При этом все параметры, кроме искомого, известны или заданы условиями проектирования. Для трапециевидных каналов должны быть заданы i , b , h_0 , m и n в первой задаче (или заданы Q , b , h_0 , m и n во второй). Коэффициент заложения откосов m и коэффициент шероховатости n устанавливаются на основании конструктивных, строительных и геологических условий.

Для решения третьего типа задач, когда неизвестны b или h_0 , также используется формула (6.30). Однако, поскольку площадь живого сечения S , гидравлический радиус R и коэффициент Шези C зависят от искомой величины – ширины канала b или глубины h_0 , то уравнение получается сложным. Для упрощения техники решения таких задач применяются специальные методы, один из которых – графоаналитический. Суть метода состоит в следующем: для нахождения искомого $b_{\text{иск}}$ задаются рядом произвольных значений b и строят кривую $Q=f(b)$ (рис. 6.31, а), после чего по заданному значению расхода $Q_{\text{зад}}$ определяется искомая ширина $b_{\text{иск}}$.

Аналогично, для нахождения искомого $h_{0,\text{иск}}$ задаются рядом произвольных значений h_0 , строят кривую $Q=f(h_0)$ (рис. 6.31, б) и по заданному значению $Q_{\text{зад}}$ определяют искомую глубину $h_{0,\text{иск}}$.

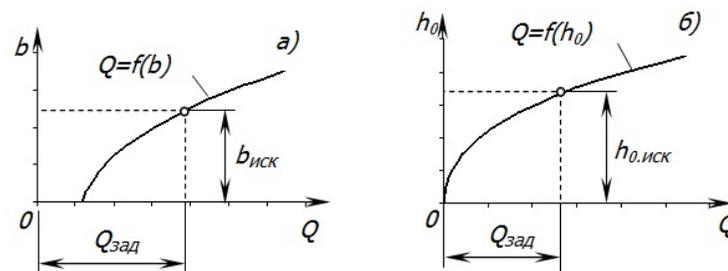


Рис. 6.31. Вид графических зависимостей $Q=f(b)$ и $Q=f(h_0)$

Для решения третьего типа задач в случае, если неизвестны как b , так и h_0 , необходимо задать дополнительное соотношение, например, отношение $\beta = b/h_0$. Таким способом решаются задачи по определению гидравлически наивыгоднейшего профиля канала.

Гидравлически наивыгоднейшим профилем называется поперечное сечение канала, у которого при заданных площади живого сечения S , уклоне i и шероховатости n наблюдается наибольшая пропускная способность.

Из анализа формулы (6.30) следует, что при постоянных S , i и n расход Q тем больше, чем больше гидравлический радиус R . Как видно из формулы (6.31), коэффициент C также увеличивается с возрастанием R . Но $R = S/\chi$, следовательно, при постоянном значении S гидравлический радиус R будет наибольшим при минимальном смоченном периметре χ . В связи с этим использование канала гидравлически наивыгоднейшего профиля также позволяет обеспечить минимальные потери воды на фильтрацию.

Для трапецеидального гидравлически наивыгоднейшего профиля отношение размеров определяют по следующим формулам:

$$\beta = b/h_0 = 2 \cdot (\sqrt{1 + m^2} - m); \quad (6.33)$$

$$R = h_0/2. \quad (6.34)$$

Малые каналы (осушительные, оросительные и т. п.) обычно проектируют с гидравлически наивыгоднейшим профилем или близким к нему, так как основное их назначение – пропуск воды. При проектировании же крупных каналов (например, судоходных) предпочтение отдают в пользу экономически наивыгоднейшего профиля. Это связано с тем, что канал с гидравлически наивыгоднейшим профилем получается относительно глубоким. Например, при ширине канала по свободной поверхности воды $B = 100$ м и коэффициенте заложения откосов $m = 2$ глубина его наполнения получается чрезмерно большой – $h_0 \approx 22,4$ м. Такие глубокие каналы затруднительно откапывать в грунте и эксплуатировать. В связи с этим при проектировании поперечного профиля крупного канала задаются глубиной h_0 , которая назначается в зависимости от технических, строительных, геологических и прочих условий, после чего определяют ширину канала b .

При проектировании канала следует учитывать, что для обеспечения высокой надежности средняя скорость $v = Q/S$ должна быть в пределах $v_{\min} \leq v \leq v_{\max}$, где v_{\min} – минимальная незаилающая скорость; v_{\max} – максимальная неразмывающая скорость. Если $v < v_{\min}$ то русло канала будет заиливаться оседающими в нем наносами, которые несет поток. Если же $v > v_{\max}$, то возможен размыв и постепенное разрушение русла канала.

Для определения максимальной неразмывающей скорости v_{\max} используют эмпирические формулы различных авторов или опытные данные, которые представлены в таблице 6.17.

Таблица 6.17

Значения v_{\max} для различных грунтов и облицовок

Род грунта или облицовки	v_{\max} , м/с	Род грунта или облицовки	v_{\max} , м/с
Илистый грунт, разложившийся торф.....	0,25–0,5	Малоразложившийся сфагновый торф.....	1,2–1,5
Супесь слабая, пылеватый песок, легкие суглинки, глины мягкие, средний лесс.....	0,7–0,8	Глины.....	1,2–1,8
Малоразложившийся осокково-гипновый торф.....	0,7–1,0	Одерновка.....	0,8–1,0
Суглинки средние и плотные, плотный лесс...	1,0–1,2	Бульжная мостовая.....	1,5–3,5
		Бетонная и железобетонная облицовка.....	5,0–10
		Деревянный лоток.....	6,5

Величина минимальной незаилающей скорости v_{\min} зависит от массы взвешенных наносов, их гранулометрического состава и шероховатости поверхности русла. Для ориентировочного расчета минимальной незаилающей скорости используют формулу

$$v_{\min} = 0,5 \cdot \sqrt{R}. \quad (6.35)$$

При любых условиях минимальную скорость, при которой не происходит заиление канала, принимают равной не менее 0,6 м/с.

Иногда при проектировании канала не удается выдержать условие $v \geq v_{\min}$. В этом случае при эксплуатации канал необходимо периодически очищать от отложившихся в нем наносов. Что касается условия $v \leq v_{\max}$, то оно всегда должно соблюдаться во избежание разрушения канала.

Задание:

1. Найти глубину заполнения h_0 и построить поперечный профиль трапециевидального для транспортировки воды с равномерным движением при следующих заданных параметрах (см. табл. 6.18 и 6.19): расход воды Q , уклон дна i , ширина по дну b , превышение отметки бермы над отметкой уровня воды h'' , коэффициент заложения откосов m ; категория канала по роду поверхностей и соответствующий ей коэффициент шероховатости n по приложению 13. Определить среднюю скорость v движения воды в канале, проверить соблюдение условия $v_{\min} \leq v \leq v_{\max}$ и сделать выводы о перспективах сооружения и эксплуатации данного канала.

Таблица 6.18

Последняя цифра шифра	Q , м ³ /с	i	b , м	h'' , м
0	25	0,0001	5,0	0,6
1	30	0,0002	6,0	0,7
2	35	0,0003	7,0	0,8
3	40	0,0004	8,0	0,9
4	50	0,0005	9,0	1,0
5	40	0,0006	7,5	0,9
6	35	0,0008	6,5	0,8
7	30	0,001	5,5	0,7
8	25	0,0015	4,0	0,6
9	20	0,002	3,0	0,5

Таблица 6.19

Предпоследняя цифра шифра	m	Род грунта или вид облицовки	Категория по роду поверхностей
0	2,0	Плотная глина	XI
1	1,5	Бульжная мостовая	X
2	2,0	Средний лесс	X
3	2,25	Плотный суглинок	XII
4	1,5	Бетонные плиты	IX
5	1,5	Плотный лесс	IX
6	2,0	Средние суглинки	XII
7	2,25	Средний лесс	XI
8	2,0	Одерновка	XII
9	2,5	Средние суглинки	XI

2. Найти ширину по дну b и глубину заполнения h_0 канала с гидравлически наиболее выгодным сечением для пропускания того же расхода воды при тех же прочих параметрах. Построить поперечный профиль канала, проверить соблюдение условия $v_{\min} \leq v \leq v_{\max}$ и сопоставить результаты с полученными ранее.

3. Определить на сколько процентов изменится расход воды в запроектированном канале, если в результате плохих условий эксплуатации шероховатость поверхностей канала повысится до уровня XIV категории.

Порядок выполнения работы

1. Из таблиц 6.18 и 6.19 выписать индивидуальные данные.

2. Задаваясь рядом произвольных значений h_0 , вычислить соответствующие значения расхода Q по формуле (6.30). Вычисленные значения расхода должны охватывать интервал $Q_1 < Q_{\text{зад}} < Q_k$, причем число точек $k \geq 6$. Расчеты сводятся в таблицу 6.20.

Таблица 6.20

№ п/п	h_0 , м	S , м ² (6.26)	χ , м (6.27)	R , м (6.28)	y , (6.32')	C , м ^{0,5} /с (6.31)	Q , м ³ /с (6.30)
1	2	3	4	5	6	7	8
1.							
2.							
3.							
...							
Ответ:							

3. По данным 2-го и 8-го столбцов таблицы 6.20 построить график зависимости $Q=f(h_0)$ (см. рис. 6.31, б). Используя график определить искомую глубину заполнения канала $h_{0,\text{иск}}$. Для этого отметить на оси абсцисс заданное значение расхода $Q_{\text{зад}}$, откуда провести вертикаль до пересечения с кривой $Q=f(h_0)$, после чего из точки пересечения провести горизонталь до пересечения с осью ординат, что и будет соответствовать $h_{0,\text{иск}}$.

4. Выполнить проверку, подставив полученное значение $h_{0,\text{иск}}$ в формулу (6.30) и сопоставить расчетное значение Q_p с заданным $Q_{\text{зад}}$. Если относительная погрешность не превышает 1%, что свидетельствует о качественном выполнении расчетов и построений, то все вычисленные значения занести в соответствующие ячейки последней строки таблицы 6.20.

5. Зная геометрические параметры $h_{0.иск}$, h'' , b , m , определить значения h' , B , b' и построить в масштабе поперечный профиль канала (см. рис. 6.30) с указанием линейных размеров.

6. Из уравнения неразрывности (3.1) определить среднюю скорость v движения воды в запроектированном канале и проверить соблюдение условия $v_{min} \leq v \leq v_{max}$. Сделать вывод о перспективе сооружения и эксплуатации канала.

7. Определить на сколько процентов изменится заданный расход воды $Q_{зад}$ в запроектированном канале, если в результате плохих условий эксплуатации шероховатость поверхностей канала повысится до уровня XIV категории (см. приложение 13). Новый расход Q' рассчитывается по формуле (6.30) с учетом того, что шероховатость n и, следовательно, коэффициент Шези C изменятся. Уменьшение расхода в процентах вычисляется по формуле

$$\Delta Q = \frac{Q_{зад} - Q'}{Q_{зад}} \cdot 100\%. \quad (6.36)$$

8. Рассчитать гидравлически наивыгоднейший профиль канала для пропуска того же расхода воды. Расчет ведется по аналогичной методике (пункты 2-4) с той разницей, что ширина канала $b_{г.н}$ неизвестна, а задается формулой (6.33), т. е.

$$b_{г.н} = \beta \cdot h_{0.г.н} = 2 \cdot h_{0.г.н} \cdot \left(\sqrt{1 + m^2} - m \right). \quad (6.33')$$

Расчеты сводятся в таблицу 6.21. График зависимости $Q=f(h_{0.г.н})$ строится по данным 2-го и 8-го столбцов. Все построения сделать на графике, полученном ранее в пункте 3.

Таблица 6.21

№ п/п	$h_{0.г.н}, \text{ м}$	$b_{г.н}, \text{ м}$ (6.33')	$S_{г.н}, \text{ м}^2$ (6.26)	$\chi_{г.н}, \text{ м}$ (6.27)	$R_{г.н}, \text{ м}$ (6.28)	$C, \text{ м}^{0.5}/\text{с}$ (6.31)	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$ (6.30)
1	2	3	4	5	6	7	8
1.							
2.							
3.							
...							
Ответ:							

9. Зная геометрические параметры $h_{0.г.н}$, $b_{г.н}$, h'' , m , определить значения $h'_{г.н}$, $B_{г.н}$, $b'_{г.н}$ и построить в масштабе поперечный профиль

канала гидравлически наивыгоднейшего сечения, который совместить с ранее построенным профилем, но выполнить другим цветом.

10. Определить среднюю скорость v движения воды в канале гидравлически наивыгоднейшего профиля и проверить соблюдение условия $v_{min} \leq v \leq v_{max}$.

Контрольные вопросы:

1. Что называется каналом? Классификация каналов.
2. Какие основные геометрические характеристики имеет канал с трапециевидальным поперечным сечением? Поясните ответ схемой.
3. От чего зависит заложение откосов канала? Что такое коэффициент заложения откосов?
4. Какие гидравлические формулы используются для расчетов каналов? Что такое коэффициент Шези?
5. Какие основные практические задачи решаются при гидравлическом расчете каналов? Методы решения задач.
6. Что такое гидравлически наивыгоднейший профиль канала? Практические подходы к выбору профиля канала.
7. Что такое минимальная незаилающая скорость и максимальная размывающая скорость? От чего зависит значение этих скоростей? Какие практические рекомендации по их определению и соблюдению?

6.5. Лабораторная работа «Исследование истечения жидкости из-под затвора»

Цель работы:

1. Опытное наблюдение различных режимов истечения воды из-под плоского вертикального затвора.
2. Овладеть навыками определения расхода воды при истечении из-под затвора.

Общие сведения

Затвор - подвижная конструкция из металла, железобетона или дерева, применяемая в гидротехнических сооружениях для пропуска и регулирования расхода воды.

Затворы могут устанавливаться на гребне водослива, в канале, перед перепадом или быстротоком, а также в других проточных частях гидротехнических сооружений.

По конструкции различают затворы плоские вертикальные (рис. 6.32, а), плоские наклонные (рис. 6.32, б), секторные и сегментные (рис. 6.32, в), вальцовые (рис. 6.32, г) и т. д.

При открытии затвора образуется водосливное отверстие. Расход истекающей из-под затвора жидкости зависит от размера отверстия и напора перед ним, конструкции и места установки затвора, а также вида сопряжения потоков в отводящем канале.

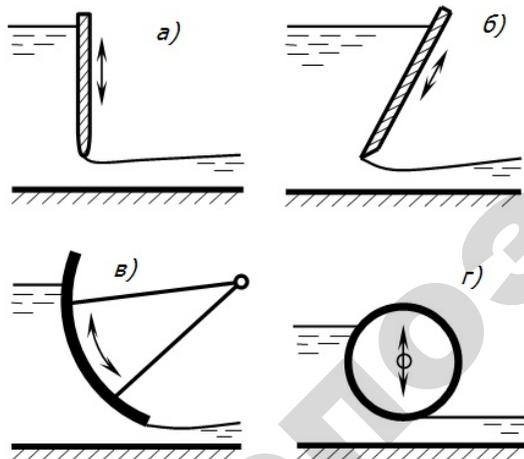


Рис. 6.32. Виды гидравлических затворов

Истечение жидкости из-под затвора бывает свободным и несвободным.

Свободное истечение происходит, если сопряжение бурного потока, вытекающего из-под затвора, со спокойным потоком в отводящем канале происходит в виде отогнанного гидравлического прыжка (рис. 6.33, а)

Несвободное истечение имеет место, если отверстие является затопленным в результате надвинутого гидравлического прыжка (рис. 6.33, б) или если сопряжение потоков происходит без образования гидравлического прыжка при высоте поднятия затвора $a > h_{кр}$, причем водосливное отверстие находится под уровнем воды в нижнем бьефе (рис. 6.33, в).

Рассмотрим истечение из-под плоского вертикального затвора с острой низовой кромкой, установленного над дном канала с уклоном $i=0$ (рис. 6.33). При истечении из донного отверстия поток испытывает сжатие в вертикальной плоскости. Максимальное сжатие наблюдается на расстоянии от кромки затвора $L_1 = (0,5 \div 1,0)a$. Глубина сжатого сечения определяется по формуле

$$h_c = \varepsilon \cdot a, \quad (6.37)$$

где ε - коэффициент вертикального сжатия струи, численные значения которого в зависимости от относительного поднятия затвора по данным Н.Е. Жуковского приведены в приложении 14.

В рассматриваемом случае свободное истечение будет иметь место при отгоне гидравлического прыжка от затвора (рис. 6.33, а) или критического положения прыжка (непосредственно у затвора). В этом случае глубина в нижнем бьефе не оказывает влияния на условия истечения через отверстие и расход жидкости определяется по формуле

$$Q = \mu \cdot a \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_0 - h_c)}, \quad (6.38)$$

где a и b - высота и ширина отверстия;

$H_0 = H + \alpha \cdot v_0^2 / (2 \cdot g)$ - напор перед затвором с учетом скорости подхода v_0 ;

h_c - глубина потока в сжатом сечении;

$\mu = \varepsilon \cdot \varphi$ - коэффициент расхода;

φ - коэффициент скорости (по экспериментальным данным для вертикального затвора с острой кромкой установленного над дном канала $\varphi = 0,95 \div 0,97$).

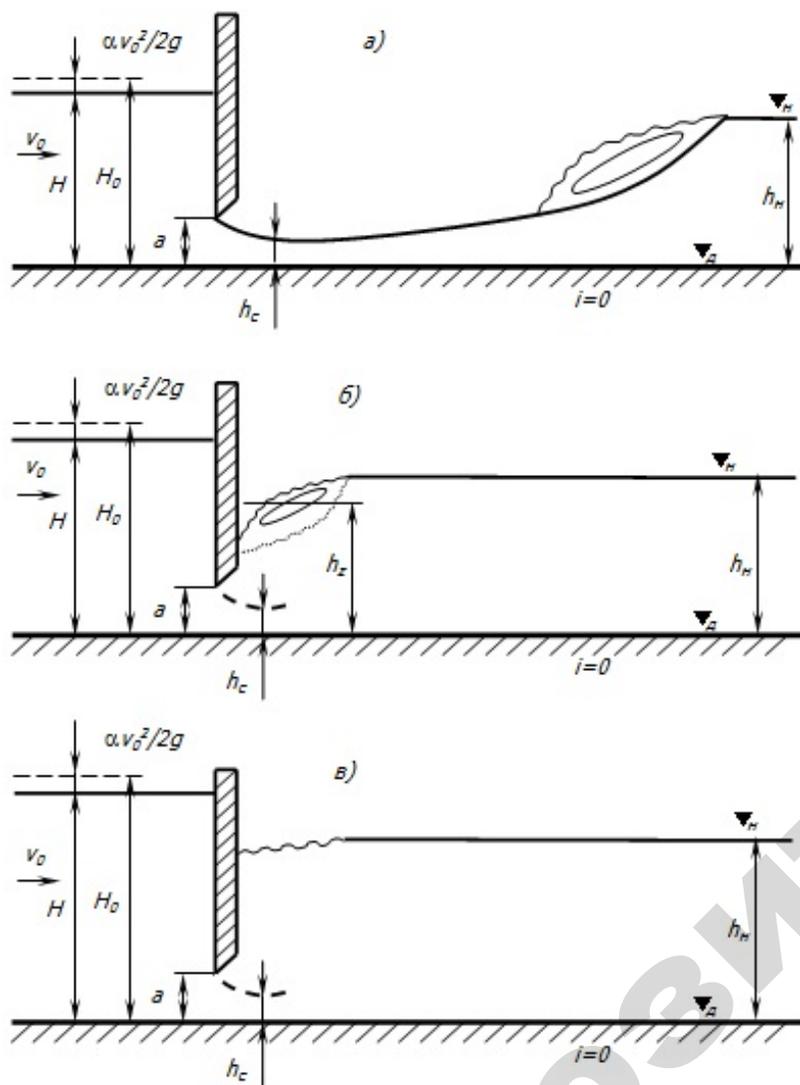


Рис. 6.33. Истечение из-под плоского вертикального затвора

При несвободном истечении гидравлический прыжок надвинут на затвор, и является затопленным (рис. 6.33, б и в).

В зависимости от степени затопления прыжка $A = h_n/h_{раз}$ глубина h_z в плоскости сжатого сечения может быть меньше глуби-

ны в нижнем бьефе h_n (рис. 6.33, б) или приблизительно равна ей (рис. 6.33, в). Равенство h_z и h_n возможно при больших значениях степени затопления A .

В случае затопленного прыжка при $h_z < h_n$ (рис. 6.33, б) расход жидкости определяется по формуле

$$Q = \mu \cdot a \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_0 - h_z)}. \quad (6.39)$$

Глубина h_z вычисляется по зависимости

$$h_z = \sqrt{h_n^2 - M \cdot \left(H_0 - \frac{M}{4}\right) + \frac{M}{2}}, \quad (6.40)$$

где

$$M = 4 \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot \frac{h_n - h_c}{h_n \cdot h_c}.$$

Значения коэффициента расхода μ при несвободном истечении можно принимать таким же, как и при свободном истечении.

Если $h_z \approx h_n$ (рис. 6.33, в), то расход с достаточной степенью точности можно определять по формуле

$$Q = \mu \cdot a \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_0 - h_n)}. \quad (6.41)$$

Формулу (6.41) также используют для определения расхода воды в случае истечения из-под затвора, когда сопряжение потоков происходит без образования гидравлического прыжка ($a > h_{кр}$) и отверстие при этом находится под уровнем воды в нижнем бьефе.

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 6.34.

Установка является циркуляционной и включает следующие основные элементы: резервуар 1, погружной насос 2 с пультом управления 3, напорный трубопровод 4 с задвижкой 5, напорный бак 6, трубопровод 8 для отвода избыточной воды, подающий трубопровод 9 с краном 10, прямоугольный горизонтальный лоток 11 с затвором 14 в конце, сливной трубопровод 15, мерный водослив 16. Для поддержания постоянного напора в баке 6 имеется водосливная перегородка 7. В горизонтальном лотке 11 установлены водораспределительные

в каждом случае определяется в два приближения. В первом приближении расход Q'_p определяется из условия, что полный напор $H_0 = H$. Далее по найденному значению расхода Q'_p определяется напор с учетом скорости подхода $H_0 = H + \alpha \cdot v_0^2 / (2 \cdot g)$. Коэффициент Кориолиса $\alpha = 1,05$. Скорость подхода определяется по формуле $v_0 = Q'_p / S = Q'_p / (b \cdot H)$. С учетом полученного значения полного напора H_0 определяется расход воды Q''_p во втором приближении, значение которого принимается как окончательное.

3. Сопоставить расчетные Q''_p и опытное Q значения расхода. Относительное отклонение δ в процентном выражении определяется по формуле

$$\delta = \left(\frac{T}{C} - 1 \right) \cdot 100, \quad (6.42)$$

где T - опытное значение;
 C - расчетное значение.

Сделать вывод о результатах сопоставлений.

4. Результаты вычислений занести в соответствующие ячейки таблицы 6.22.

Таблица 6.22

№ опыта	Условия истечения	b	a	∇_d	H	∇_n	h_n	a/H	ε	μ	h_c	M	h'_z	Q'_p	H_0	h''_z	Q''_p	δ
		см	см	см	см	см	см				см	см	см	л/с	см	см	л/с	
1.	Прыжок отогнан										-	-				-		
2.	Прыжок затоплен ($h_z < h_n$)																	
3.	Прыжок затоплен ($h_z \approx h_n$)										-	-	-			-		

Таблица 6.23

Измерение расхода мерным водосливом (тип водослива)			
$\nabla_{г.в}$	$\nabla_{у.в}$	ΔH	Q
мм	мм	мм	л/с

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Что такое затвор и для чего он применяется? Классификация затворов.
2. Какие наблюдаются виды истечения жидкости из под затвора? Поясните ответ рисунком.
3. От чего зависит расход жидкости, истекающей из-под затвора? Как определяется расход с учетом условий истечения жидкости?
4. Методика определения расчетного расхода жидкости, истекающей из-под затвора?

6.6. Лабораторная работа «Исследование прямоугольного водослива»

Цель работы:

1. Опытное наблюдение различных форм струи при истечении воды через тонкую стенку прямоугольного водослива.
2. Исследование совершенного водослива с тонкой стенкой.
3. Определение дальности отлета струи и расчетного расхода воды при работе совершенного водослива, сопоставление полученных результатов с опытными данными.
4. Построение тарировочного графика совершенного водослива.

Общие сведения

Водосливом, в общем случае, называют преграду на пути открытого потока, через которую переливается вода. В практике гидротехнического строительства водосливы, как правило, являются частью напорного фронта подпорных сооружений и применяются для пропуска воды из верхнего бьефа в нижний, регулирования и перераспределения речного стока, а также определения расходов открытых потоков.

По расположению в плане водосливы бывают (рис. 6.35) **прямыми** (когда линия порога водослива перпендикулярна направлению потока), **косыми**, **боковыми** и **криволинейными**. Наибольшее распространение в практике получили прямые водосливы. Водосливы криволинейного очертания иногда применяют при устройстве арочных и криволинейных плотин.

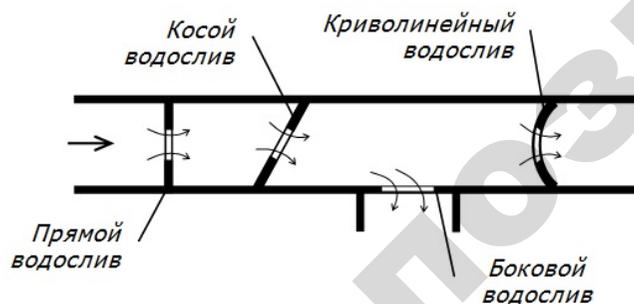


Рис. 6.35. Виды водосливов в плане

По наличию или отсутствию бокового сжатия струи водосливы бывают **без бокового сжатия** и **с боковым сжатием**. На рис. 6.35 все изображенные водосливы имеют боковое сжатие. Боковое сжатие отсутствует, если ширина водосливной кромки равна ширине канала. В гидротехнических сооружениях боковое сжатие может возникать при обтекании потоком устоев, быков, стоек и других строительных конструкций.

По виду поперечного сечения водосливы разделяют на три основных типа: 1) водосливы с тонкой стенкой (или острым порогом); 2) водосливы с широким порогом; 3) водосливы практического профиля, к которым относят водосливы с поперечным сечением стенки, образованной ломаной линией или кривыми различных очертаний.

К **водосливам с тонкой стенкой** (или острым порогом) относятся преграды в виде вертикальной стенки толщиной $\delta \leq (0,1 \dots 0,5) \cdot H$ (рис. 6.36). По форме выреза в стенке такие водосливы бывают прямоугольные, трапециевидные, треугольные и криволинейные (см. рис. 3.2).

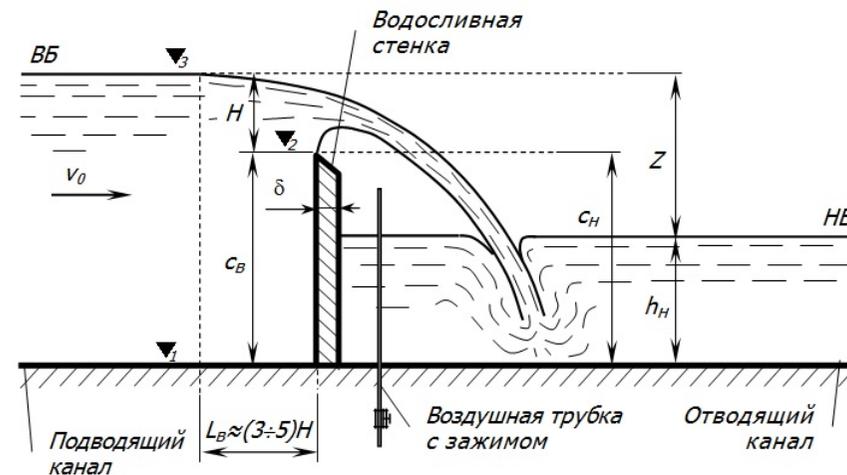


Рис. 6.36. Свободное истечение через водослив с тонкой стенкой

При истечении через водослив с тонкой стенкой струя может принимать различные формы (рис. 6.37) - свободную, поджатую, подтопленную снизу, прилипшую и волнистую.

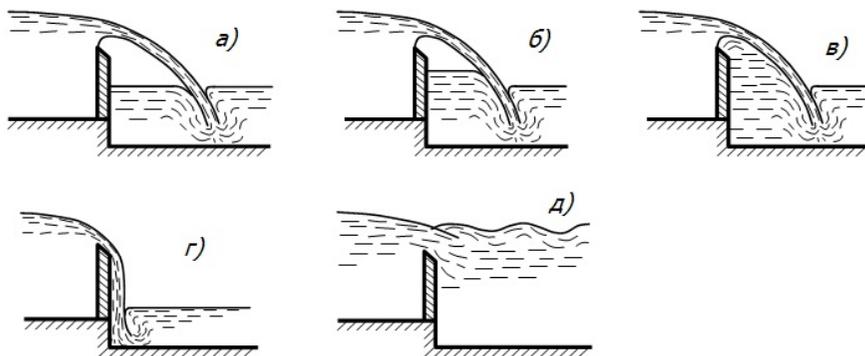


Рис. 6.37. Виды истечения через водослив с тонкой стенкой

Свободной струей (рис. 6.37, а) называют случай, когда обеспечено свободное поступление воздуха под струю. Если перекрыть доступ воздуху под струю, то имеющийся там воздух постепенно отсасывается потоком и в этом пространстве создается вакуум, в результате чего струя приближается к стенке водослива, а уровень воды в пространстве под струей становится выше уровня нижнего бьефа. Такая струя называется **поджатой** (рис. 6.37, б).

Если по мере удаления воздуха все пространство под струей заполнится водой, то такая поджатая струя называется **подтопленной снизу** (рис. 6.37, в).

Если поджатая струя полностью прижмется к стенке, то она называется **прилипшей** (рис. 6.37, г). Такой случай может возникнуть при относительно малых удельных расходах воды в условиях медленного нарастания напора на водосливе.

В случае затопления водослива, т. е. когда бытовая глубина потока в нижнем бьефе h_n превышает высоту низовой грани водослива c_n , а сопряжение в нижнем бьефе происходит в виде надвинутого гидравлического прыжка, возникает **волнистая струя** (рис. 6.37, д). В случае прямоугольного русла и отсутствия сжатия струи надвинутый гидравлический прыжок возникает, если относительный перепад (Z/c_n) меньше некоторого его критического значения $(Z/c_n)_{кр}$, которое можно определить по специальному графику (рис. 6.38) как функцию отношения заданных величин (H/c_n) .

Таким образом, затопление водослива наступит при следующем условии:

$$\left. \begin{aligned} h_n &> c_n \\ (Z/c_n) &< (Z/c_n)_{кр} \end{aligned} \right\} \quad (6.43)$$

где Z - перепад на водосливе (разность уровней в верхнем и нижнем бьефах).

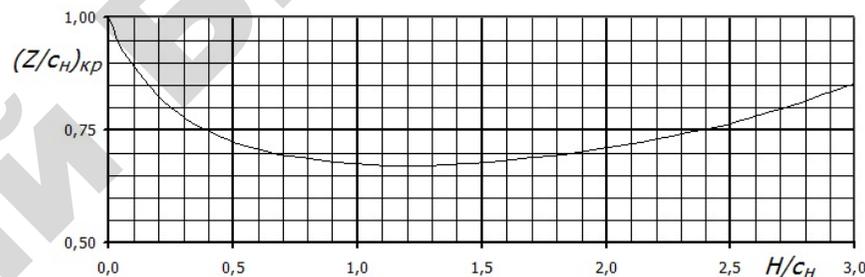


Рис. 6.38. График для определения критического относительного перепада $(Z/c_n)_{кр}$

Водосливы с тонкой стенкой часто применяются в качестве домеров в гидрометрической практике и гидравлических лабораториях, а также как элементы комплексных гидроузлов. Причем среди водосливов с тонкой стенкой наибольшее распространение в практике гидротехнического строительства получили трапециевидальные и прямоугольные водосливы со свободной струей, что обусловлено наиболее устойчивой работой сооружений, т. к. на истечение струи не оказывает влияние ни пульсации вакуума под струей, ни положение уровня нижнего бьефа, ни тип прыжкового сопряжения за водосливом.

Расход водослива Q с тонкой стенкой определяется по общей водосливной формуле (3.5"). Для определения коэффициента расхода водослива m_0 в (3.5") используют эмпирические формулы различных авторов. Коэффициент расхода m_0 прямого вертикального прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия и свободной струей (**совершенный водослив**) можно определять по формулам Базена, Ребока, Чугаева и др.

Формула Базена

$$m_0 = \left(0,405 + \frac{0,003}{H} \right) \cdot \left[1 + 0,55 \cdot \left(\frac{H}{H + c_b} \right)^2 \right]. \quad (6.44)$$

Формула Ребока

$$m_0 = 0,403 + 0,053 \cdot \frac{H}{c_b} + \frac{0,0007}{H}. \quad (6.45)$$

Значение H в формулах (6.44) и (6.45) следует принимать в метрах. При соблюдении достаточной точности измерения H , а также условий $0,2 \text{ м} < b < 2 \text{ м}$; $0,24 \text{ м} < c_b < 1,13 \text{ м}$; $0,05 \text{ м} < H < 1,24 \text{ м}$ погрешность определения расчетного расхода с использованием формул (6.44) и (6.45) не превышает 1 %.

Формула Чугаева

$$m_0 = 0,402 + 0,054 \cdot \frac{H}{c_b}. \quad (6.46)$$

Формула Чугаева (6.46) используется при условии $H \geq 0,1 \text{ м}$; $c_b \geq 0,5 \cdot H$.

В формулах (6.44)–(6.46) c_b - высота верховой грани водослива.

В случае затопленного водослива расход Q определяется по формуле (3.7"). Согласно Базену при $0 < (h_n/c_n) < 1,5$ (где $h_n = h_n - c_n$ - превышение уровня воды в нижнем бьефе над отметкой ребра водослива) коэффициент подтопления σ_n в (3.7") определяется по следующей эмпирической формуле:

$$\sigma_n = 1,05 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{h_n}{c_n} \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{Z}{H}}. \quad (6.47)$$

Дальность отлета свободной струи от кромки водослива с тонкой стенкой (рис. 6.39) определяется по формуле

$$L_{отл} = x' + x_1, \quad (6.48)$$

где x' - горизонтальное расстояние от верховой грани водослива до верхнего сжатого сечения $C'-C'$;

x_1 - дальность полета струи.

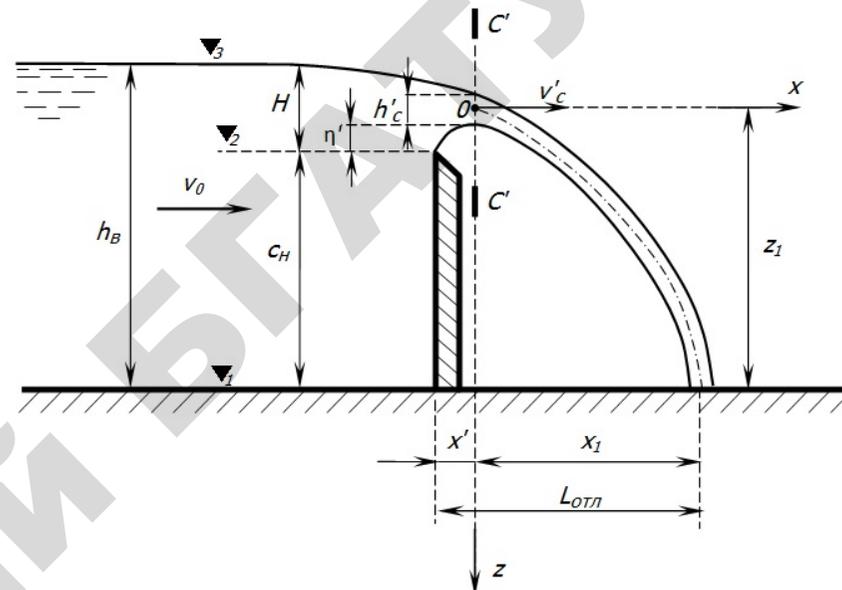


Рис. 6.39. К определению дальности отлета струи

Дальность полета струи x_1 определяется по известным из теоретической механики уравнениям движения материальной частицы

$$\left. \begin{aligned} x &= v'_c \cdot t \\ z &= \frac{g \cdot t^2}{2} \end{aligned} \right\}, \quad (6.49)$$

где x и z - пространственные координаты;

v'_c - начальная скорость частицы;

t - время.

Выражая t из второго уравнения системы (6.49) и подставляя в первое, получаем зависимость для определения x_1 , входящего в формулу (6.48)

$$x_1 = v'_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot z_1}{g}}, \quad (6.50)$$

где

$$z_1 = c_n + \eta' + h'_c/2; \quad (6.51)$$

$$v'_c = \frac{Q}{S'_c} = \frac{m \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0^{3/2}}}{S'_c} = \frac{m \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0^{3/2}}}{h'_c}. \quad (6.52)$$

Обозначения, входящие в (6.50)-(6.52), ясны из рисунка 6.39. Выражение для Q в формуле (6.52) получено на основании водосливной формулы (3.5').

Если c_n и H_0 известны, то для определения $L_{отл}$ по формуле (6.48) необходимо знать x' , η' , h'_c и m . На основании опытных данных рекомендуется для водослива с тонкой стенкой принимать следующие численные значения этих величин: $x' \approx 0,3 \cdot H_0$; $\eta' = 0,112 \cdot H_0$; $h'_c = 0,668 \cdot H_0$; $m \approx 0,42$.

Аналогичным образом определяется дальность отлета струи $L_{отл}$ и для других типов водосливов. Задачи такого рода часто решаются при определении длины водобойного колодца, устраиваемого за водосбросными и сопрягающими сооружениями.

Описание экспериментальной установки

Работа проводится в гидравлическом лотке, описание которого приводится в предыдущей работе (см. рис. 6.34). В горизонтальном лотке устанавливается модель прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия (см. рис. 6.36). Пространство под струей водослива сообщается с атмосферой при помощи воздушной трубки с зажимом на конце. Расход воды в лотке определяется при помощи мерного водослива Томсона (см. поз. 16, рис. 6.34)

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда и пожарной безопасности (см. стр. 6).

Порядок выполнения работы

1. Измерить и занести в таблицу 6.24 ширину лотка b , отметки дна горизонтального лотка ∇_1 и гребня водосливной стенки ∇_2 .
2. Полностью открыть затвор 14 в конце лотка 11 (см. рис. 6.34).
3. Пережать зажимом воздушную трубку водослива.
4. Включить погружной насос 2 (см. рис. 6.34), питающий напорный бак 6, после заполнения которого открыть кран 10 на подающем трубопроводе 9 и установить такой расход воды, чтобы истечение воды через модель водослива происходило в виде прилипшей струи (рис. 6.37, г).

5. Открыть зажим на воздушной трубке водослива, что приведет к истечению свободной струи, после чего определить расход воды $Q_{оп}$ при помощи мерного водослива, отметку уровня воды в верхнем бьефе лотка ∇_3 и опытное значение дальности отлета струи $L_{отл.оп}$ (см. рис. 6.39). Данные занести в таблицу 6.25.

6. Перекрыть воздушную трубку водослива, после чего поджатием затвора 14 в конце лотка 11 (см. рис. 6.34) повысить уровень воды в нижнем бьефе выше отметки гребня водосливной стенки до возникновения волнистого прыжка (см. рис. 6.37, д).

7. Полностью открыть затвор 14 в конце лотка 11 (см. рис. 6.34) и установить истечение свободной струи. Определить и записать в таблицу 6.26 расход воды $Q_{оп}$ и отметку уровня воды в верхнем бьефе ∇_3 . Опыт повторить несколько раз при различных расходах, после чего завершить работу, закрыв кран 10 на подающем трубопроводе 9 и выключив погружной насос 2.

Обработка экспериментальных данных

1. По соответствующим отметкам определить и занести в таблицу 6.24 значение высоты водосливной стенки $c_n = c_n$.

2. По соответствующим отметкам определить и занести в таблицу 6.25 напор над гребнем водослива H и глубину потока в верхнем бьефе h_b (см. рис. 6.39), после чего из уравнения неразрывности (3.1) определить скорость подхода v_0 , напор с учетом скорости подхода H_0 (см. приложение к формуле (3.5')), скорость в сжатом сечении v'_c по формуле (6.52), высоту z_1 по формуле (6.51), расстояние x_1 по формуле (6.50) и расчетную длину отлета струи $L_{отл.р}$ по формуле (6.48). Сопоставить вычисленное значение $L_{отл.р}$ с опытным значением $L_{отл.оп}$, определив отклонение δ в процентном выражении по формуле (6.42).

3. По соответствующим отметкам определить и занести в таблицу 6.26 напор над гребнем водослива H для всех опытов, после чего по формуле (3.5") с использованием формул (6.44)-(6.46) определить расчетные расходы Q_p , сопоставляя результаты с опытными значениями расходов $Q_{оп}$. Определить относительные отклонения δ в процентном выражении по формуле (6.42) и средние арифметические отклонения $\delta_{ср}$ по формуле

$$\delta_{ср} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\delta_i|. \quad (6.53)$$

4. Сделать вывод о результатах сопоставления расчетных и опытных значений и построить тарифовочный график $Q=f(H)$ совершенного водослива по опытным данным.

Таблица 6.24

Постоянные величины

b	∇_1	∇_2	$c_B = c_H$
см	см	см	см

Таблица 6.25

Определение отлета струи

Измеренный расход мерным водосливом				$L_{отл.оп}$	∇_3	H	h_B	v_0	H_0	v'_c	z_1	x_1	$L_{отл.р}$	δ
$\nabla_{г.в}$	$\nabla_{у.в}$	$H_{м.в}$	$Q_{оп}$											
см	см	см	л/с	см	см	см	см	см/с	см	см/с	см	см	см	%

Таблица 6.26

Определение расхода

№ опыта	Измеренный расход мерным водосливом				∇_3	H	Расчетный по (3.5") расход с использованием формул различных авторов для определения m_0							
	$\nabla_{г.в}$	$\nabla_{у.в}$	$H_{м.в}$	$Q_{оп}$			(6.44)		(6.45)		(6.46)			
							Q_p	δ	Q_p	δ	Q_p	δ		
							л/с	%	л/с	%	л/с	%		
см	см	см	л/с	см	см	л/с	%	л/с	%	л/с	%			
						$\delta_{ср}$		$\delta_{ср}$		$\delta_{ср}$				

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Контрольные вопросы:

1. Что называют водосливами и для чего они применяются? Классификация водосливов.
2. Что такое водослив с тонкой стенкой? Какие бывают виды водосливных отверстий и формы струи? Поясните ответ рисунком.
3. Что такое дальность отлета струи и для чего она определяется?
4. От чего зависит и как определяется расход водослива с учетом условий истечения?
5. Методика определения расчетного расхода водослива?

7. ГИДРО- И ПНЕВМОТРАНСПОРТ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

7.1. Практическая работа «Расчет гидротранспортной установки»

Цель работы:

1. Изучить методы расчета гидротранспортных установок.
2. Овладеть навыками расчета гидротранспортной установки для заданных условий.

Общие сведения

Гидравлическим транспортом называется процесс перемещения разнообразных материалов потоком жидкости в естественных и искусственных руслах (реках, каналах, лотках и трубах). Гидравлический транспорт материалов открытым потоком называется безнапорным, а по заполненным трубам – напорным гидротранспортом.

Гидравлический транспорт находит применение в сельскохозяйственном производстве, в строительной, горной, химической промышленности и в других отраслях народного хозяйства. Он имеет ряд преимуществ по сравнению с другими видами транспорта:

- снижает потребности в рабочей силе;
- уменьшает эксплуатационные расходы;
- незаменим в условиях, связанных с трудностью прокладки железнодорожных путей и автомобильных дорог;
- практически исключает потери транспортируемых материалов;
- отсутствуют перевалочно-перегрузочные операции и возврат порожней тары.

В сельскохозяйственном производстве гидравлический транспорт используется при перемещении кормовых смесей, навозных масс, удобрений и других материалов. Гидротранспорт отличается высокой экономической эффективностью. Так, например, затраты труда на одну тонну кормов при подаче их по трубопроводу составляют около 0,04 часа, в то время как при раздаче другими средствами механизации они равны 0,1...2 часа на одну тонну.

Классификация и основные параметры гидросмесей

Гидросмесью называется материал, получаемый перемешиванием достаточно мелких твердо-зернистых или высокопластичных частиц с жидкостью. В производственной практике для обозначения

ния различных гидросмесей применяют специальные термины. Например, в строительном деле смесь песка, цемента и воды называют раствором; смесь воды и песка при транспортировании ее по трубам и лоткам называют пульпой; смесь торфа с водой – гидромассой и т.п.

Классификация частиц, входящих в состав гидросмеси, в зависимости от их величины, приведена в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Классификация частиц гидросмеси

Характерные признаки частиц гидросмеси	Диаметр частиц, мкм
В покоящейся жидкости частицы не оседают на дно сосуда, находятся в броуновском движении	менее 0,001
Образуют коллоидные растворы	0,001...0,1
Образуют тонко- и грубодисперсные суспензии	0,1..10
Несвязные твердые частицы входят в состав гидросмеси, которая образуется только при движении. В покоящейся жидкости частицы оседают на дно	более 10

Гидросмеси, частицы которых при покое не выпадают в осадок, называются структурными. Структурные гидросмеси представляют собой коллоидные растворы, в которых твердые частицы связаны друг с другом молекулярными (структурными) связями. Для разрушения этих связей в начальный момент движения необходимо создать некоторое усилие (напряжение сдвига).

Физические свойства гидросмесей характеризуются плотностью, объемным весом, размером частиц, концентрацией и реологическими параметрами.

Плотность и объемный вес гидросмесей определяются по формулам (1.1) и (1.2).

Размеры частиц гидросмеси характеризуются средним эквивалентным диаметром, коэффициентом неоднородности материала и другими показателями. Размеры частиц, входящих в состав сельскохозяйственных гидросмесей, представлены в таблицах 7.2, 7.3 и 7.4.

Таблица 7.2

Кормовые смеси

Компоненты кормовых смесей	Средний диаметр твердых частиц, мм
Корнеклубнеплоды	200
Дробленые корнеклубнеплоды, жом	2...7
Зерновые культуры	2...10
Комбинированные корма	0,8...1,04
Дробленая сахарная свекла	3...3,5
Сенная мука	1,2...1,5
Рыбная мука	0,3...0,6
Кормовой мел	0,3...0,5
Кормовые дрожжи	0,1...0,2

Средний диаметр частиц в зимних рационах изменяется от 2,2 до 2,7 мм, в летних – 3,2...3,6 мм. Плотность кормовых смесей равна 1050...1100 кг/м³ соответственно при влажности 75 и 95 %.

Таблица 7.3

Жидкий бесподстилочный навоз при кормлении крупного рогатого скота сочными кормами (силос, корнеклубнеплоды, барда, жом, зеленая масса)

Средний диаметр частиц, мм	0,541	0,530	0,500	0,483	0,490	0,487	0,484
Влажность, %	86	87	88	89	90	91	92
Плотность, %	989	990	991	992	993	995	996

Таблица 7.4

Гранулометрический состав жидкого бесподстилочного навоза при кормлении свиней многокомпонентными кормами (пищевые отходы, комбикорм и травяная мука)

Диаметр частиц, мм	менее 1	1...2	2...3	3...5	5...7	7...10	Более 10
Содержание частиц данного размера в % по массе	30...35	35...40	10...15	5...7	2...5	2...4	1...2

Плотность навоза этого состава равна 1020...1060 кг/м³ и соответствует влажности 88...91 %.

Кроме того, частицы твердой фазы гидросмеси характеризуются гидравлической крупностью, т.е. скоростью равномерного падения твердых частиц в спокойной воде при ее температуре 15 °С. Гидравли-

ческая крупность зависит от диаметра, формы, объемного веса твердых частиц и определяется по таблицам или по эмпирическим формулам.

Влажность – доля воды, содержащаяся в массе смеси, выраженная в процентах

$$W = \frac{M - M_c}{M} \cdot 100, \quad (7.1)$$

где M – масса влажной смеси, кг;

M_c – масса сухой смеси, кг.

Концентрацией (консистенцией) гидросмеси называется степень насыщения твердыми частицами занимаемого гидросмесью объема. Концентрация может быть объемная (отношение объема твердых частиц к объему воды или всей смеси) и массовая (отношение массы твердых частиц к массе воды или всей смеси).

Влажность W и концентрация K смеси выражаются в % и связаны между собой зависимостью

$$W = 100 - K. \quad (7.2)$$

Основные реологические параметры высоковязких сельскохозяйственных материалов и их специфические вязкостные особенности необходимо знать при инженерных расчетах гидротранспортных систем. К ним относятся напряжение при начальном сдвиге – τ_0 (предельное напряжение сдвига) и динамический коэффициент вязкости гидросмеси – μ . Для их определения используется вискозиметры (трубчатые, воронкообразные, ротационные, капиллярные) и другие приборы.

В обычных (ньютоновских) жидкостях касательные усилия τ вызываются вязкостью и возникают только при движении. В ламинарном потоке жидкости они с ростом градиента скорости увеличиваются по линейному закону (рис. 7.1, а).

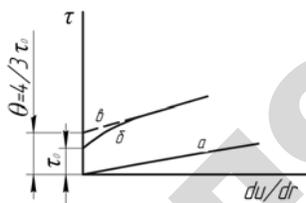


Рис. 7.1. Зависимость касательных напряжений от градиента скорости: а – ньютоновские жидкости при ламинарном режиме; б – структурные гидросмеси; в – асимптотическая прямая, аппроксимирующая реальную зависимость

При движении структурных гидросмесей касательные усилия оказывают сопротивление, вызывают взаимодействие не только молекул жидкости, но и твердой фазы. Поэтому график зависимости касательных напряжений от градиента скорости для структурных смесей (рис. 7.1, б) существенно отличается от аналогичной зависимости для ньютоновских жидкостей.

Главной особенностью этой зависимости является наличие у структурных гидросмесей напряжения начального сдвига τ_0 , т.е. структурная гидросмесь приходит в движение только в случае, если внешние усилия превысят некоторую величину.

В инженерных расчетах реальную зависимость часто заменяют приближенной (рис. 7.1, в), которая представляет собой асимптотическую прямую. Ординату пересечения асимптоты с осью называют динамическим напряжением сдвига, причем $\theta = 4/3\tau_0$.

Тангенс угла наклона асимптоты и оси абсцисс называют динамическим (структурным) коэффициентом вязкости гидросмеси μ . По смыслу он напоминает динамический коэффициент вязкости ньютоновской жидкости и имеет такую же размерность, например, в системе СИ – Н·с/м².

При перемещении по трубам структурных гидросмесей наблюдаются четыре режима течения:

а) режим с неразрушенной структурой (режим Шведова, или шведовский), характеризующийся наличием предельного напряжения сдвига, при этом в центре потока имеется ядро, которое движется как твердое, тело (рис. 7.2, а);

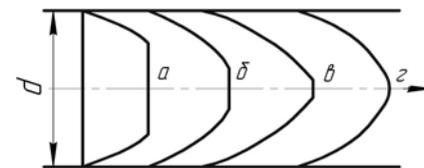


Рис. 7.2. Эпюры скоростей при различных режимах течения концентрированных гидросмесей в трубах:

а – неразрушенная структура (шведовский);

б – структурный (бингамовский); в – переходный; г – турбулентный

б) структурный режим (бингамовский) с непрерывно разрушающейся структурой, характеризуется наличием динамического напряжения сдвига (рис. 7.2, б);

в) переходный режим, при котором эпюра скоростей приближается к форме, соответствующей ламинарному режиму движения

ньютоновской жидкости, но отношение наибольшей скорости потока к средней всегда меньше двух (рис. 7.2, в). При перемещении некоторых высококонцентрированных вязко–пластичных гидросмесей переходный режим не наблюдается;

г) турбулентный режим, когда происходит перемешивание потока и вязкость соответствует предельно разрушенной структуре (рис. 7.2, з). Для большинства концентрированных вязко–пластичных гидросмесей турбулентный режим применять экономически невыгодно из-за больших затрат энергии, необходимых для преодоления больших гидравлических сопротивлений.

При перемещении кормовых смесей и навозных масс в трубопроводах применяются скорости движения 0,6...2 м/с, при этом режим течения наблюдается обычно структурный, реже шведовский.

Опытные данные об основных реологических характеристиках некоторых структурных гидросмесей сельскохозяйственного назначения приведены в таблице 7.5.

Таблица 7.5

Основные реологические характеристики некоторых структурных гидросмесей

Плотность, кг/м ³	Влажность <i>W</i> , %	Динамический коэффициент вязкости μ , Н·с/м ²	Предельное напряжение сдвига τ_0 , Па
Жидкий бесподстильный свиной навоз			
1040	83,5	7,1	4,12
1040	86,5	2,6	1,73
1030	88,0	0,7	0,37
Жидкий бесподстильный навоз крупного рогатого скота			
1010	86	0,425	14,0
1010	88	0,25	7,0
1010	90	0,175	2,7
1020	92	0,13	1,1
Кормовая смесь: комбикорм – 60 %, сахарная свекла – 40 %			
1050	76,4	6,6	34,6
1100	81,3	2,03	13,7
1090	85,0	0,97	6,8
1080	86,7	0,88	2,25
Кормовая смесь: комбикорм – 40 %, сахарная свекла – 60 %			
1120	69	5,5	16,0
1100	74	2,5	8,8
1090	76	1,75	6,3
1080	78	1,2	4,9

Расчет гидротранспорта высоковязких сельскохозяйственных материалов

Расчет гидротранспортной установки включает следующие основные этапы:

- 1) технологический расчёт системы гидротранспорта;
- 2) гидравлический расчет установки;
- 3) выбор напорного и вспомогательного оборудования.

1. Технологический расчет системы гидротранспорта

Технологический расчет системы гидротранспорта заключается в определении пропускной способности (производительности) гидротранспортной установки, которая зависит от производственного процесса и вида сельскохозяйственного материала.

При раздаче кормов на животноводческих фермах должно выполняться основное условие – подача корма животным в соответствии с зоотехническими требованиями. Исходя из этого условия, расчетная пропускная способность (расчетный расход) Q гидротранспортной установки вычисляется по формуле

$$Q = \frac{q \cdot k}{t \cdot n \cdot \rho}, \quad (7.3)$$

где q – необходимое количество корма (норма кормления) на одну голову (определяется зоотехническими условиями в зависимости от рациона, вида и возрастной группы тавотных);

- k – количество животных на ферме;
- t – продолжительность разовой дачи корма;
- n – кратность кормления животных в сутки;
- ρ – плотность кормосмеси.

При уборке навоза основным условием является удаление из помещения фермы суточного выхода навоза от животных в установленные нормативные сроки.

В этом случае расчетная пропускная способность гидротранспортной установки определяется также по формуле (7.3), в которой обозначено: q – суточная норма жидкого (с учетом разбавления водой) навоза на одну голову (зависит от вида животных, типа рациона и подстилки); t – продолжительность разового удаления навоза; n – кратность удаления навоза в сутки; ρ – плотность жидкого навоза.

2. Гидравлический расчет установок гидротранспорта

Задачей гидравлического расчета гидротранспортной установки является определение диаметра трубопроводов и напора, или давления, обеспечивающего заданный расход гидросмеси.

Диаметр трубопровода для транспортирования гидросмеси находится из общеизвестного уравнения неразрывности потока (3.1)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}, \quad (7.4)$$

где v – средняя скорость транспортирования;

S – площадь поперечного сечения потока.

Средняя скорость транспортирования определяется технико-экономическими расчетами. В первом приближении можно назначать среднюю скорость в пределах $v_k < v < 2$ м/с, $v_k = 0,6 \dots 0,8$ м/с – скорость самоочищения труб для условий гидротранспортирования высоковязких сельскохозяйственных материалов.

По найденному значению диаметра выбирается ближайший стандартный диаметр трубопровода, уточняется скорость движения гидросмеси и делается проверка выполнения условия $v > v_k$.

Определяется режим движения гидросмеси при помощи обобщенного критерия Рейнольдса

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{\tau_0 \cdot d}{6 \cdot v \cdot \mu}}, \quad (7.5)$$

где $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}$ – критерий Рейнольдса.

Режим движения структурных гидросмесей зависит не только от критерия Рейнольдса Re , но и от реологических параметров гидросмеси, что и учитывается обобщенным критерием Re^* .

Если $Re^* < 1500 \dots 5000$, то диаметр трубопровода и средняя скорость движения гидросмеси выбрана правильно, так как в этом случае имеет место шведовской, бингамовский или переходной режимы движения.

Если $Re > 5000$, то режим движения гидросмеси турбулентный и в трубопроводе будут иметь место чрезмерно большие потери

давления. Поэтому необходимо увеличить диаметр трубопровода и уменьшить скорость гидросмеси в трубопроводе.

Турбулентный режим допускается применять только для гидротранспорта навоза, имеющего повышенную влажность (свыше 95 %). При такой высокой влажности движение гидросмеси определяется теми же закономерностями, как и для чистой воды.

Динамический коэффициент вязкости μ и предельное напряжение сдвига τ_0 выбирается из таблицы 7.5 в зависимости от типа гидросмеси и ее влажности.

Вычисляются потери давления от гидравлических сопротивлений по формуле

$$\Delta p = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (7.6)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяемый для структурного режима по формуле Пуазейля;

l – длина трубопровода;

1,1 – коэффициент, учитывающий местные потери давления.

$$\lambda = \frac{64}{Re^*}, \quad (7.7)$$

Определяется давление, которое необходимо создать в начале трубопровода, чтобы обеспечить заданную производительность гидротранспортной установки (требуемое давление гидротранспортной установки)

$$p_p = (\nabla_k - \nabla_n) \cdot \gamma + \Delta p, \quad (7.8)$$

где ∇_n, ∇_k – соответственно отметки центров тяжести начального и конечного сечений трубопровода (рисунки 7.3 и 7.4).

3. Выбор напорного и вспомогательного оборудования

Системой машин для комплексной механизации производственных процессов на животноводческих фермах и комплексах предусматривается подача вязких сельскохозяйственных материалов по трубам двумя способами: гидравлическим и пневматическим. Поэтому подбор напорного оборудования гидротранспортной установки начинается с выбора способа трубопроводного транспорта.

При пневматическом способе материалы транспортируются с помощью сжатого воздуха. Наиболее широкое применение этот способ нашел при подаче по трубам кормовых смесей на свиноводческих фермах и комплексах, а также для перекачки жидкого навоза к месту хранения.

Типовая схема пневматической установки для транспортирования жидких кормовых смесей на свиноводческих фермах по трубам приведена на рис. 7.3.

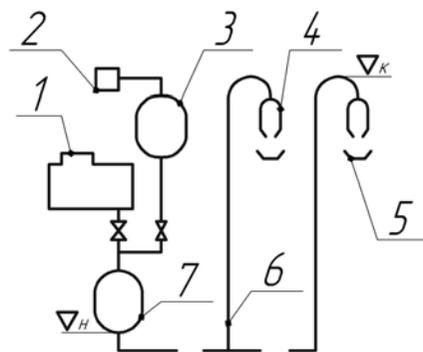


Рис. 7.3. Схема пневматической установки:
1 – смеситель; 2 – компрессор; 3 – ресивер; 4 – бункер; 5 – кормушка;
6 – кормопровод; 7 – продувочный котел

В смесителе приготавливается кормосмесь соответствующего зоотехническим условиям состава – влажность 70...75 %. Из смесителя готовая смесь самотеком поступает в продувочный котел (объемом 5 м³). После заполнения продувочного котла открывается задвижка на кормопроводе и закрывается на входе в котел. Из ресивера воздух под давлением поступает в продувочный котел и вытесняет смесь по кормопроводу в бункер-накопитель. Компрессор поддерживает давление в ресивере до 2 МПа. Давление в ресивере p_p пневматической установки определяется из условия

$$p_p = (1,1 \dots 1,2) p, \quad (7.9)$$

где p – давление, которое необходимо создать в начале трубопровода.

При гидравлическом способе материалы транспортируются с помощью насосов. Данный способ транспортирования по сравне-

нию с пневматическим имеет более простую по устройству, а следовательно, более дешевую установку, которая легко может быть полностью автоматизирована.

Сравнительно малые размеры насоса позволяют устанавливать его в небольших помещениях.

Недостатком транспортирования жидкотекучих кормов с помощью насоса является то, что трубы после раздачи остаются заполненными кормом и при периодической промывке кормопроводов происходит потеря корма. Поэтому применение насосной раздачи считается экономичным и рациональным на свинооткормочных фермах и комплексах с поголовьем от 6 тысяч, так как при этом условии масса корма, остающегося в трубах, сравнительно невелика.

При гидравлическом способе раздачи кормов (рис. 7.4) основным звеном гидротранспортной установки является насос. Поэтому от правильности выбора насоса зависит надежность и экономичность работы системы в целом.

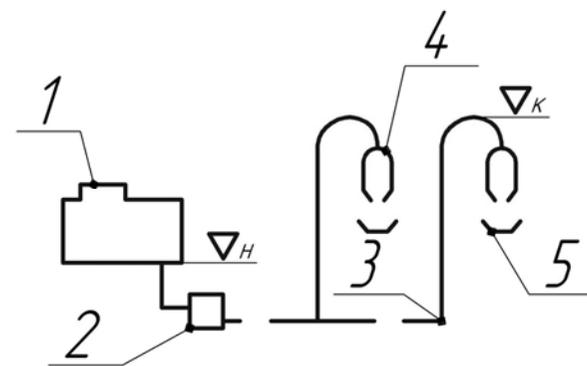


Рис. 7.4. Схема насосной установки:
1 – смеситель; 2 – насос; 3 – кормопровод; 4 – бункер; 5 – кормушка

Гидросмеси, как указывалось выше, по своим физико-механическим свойствам резко отличаются от однородных жидкостей. Они имеют высокий динамический коэффициент вязкости, до 10 Н · с/м² и включают механические частицы раз-

мером до 15 мм. Вследствие этого многие насосы не могут перекачивать такие гидросмеси. Из всего многообразия типов и видов насосов можно рекомендовать центробежные, одновинтовые и поршневые.

Из центробежных насосов находят применение фекальные насосы типа НФ или грунтовые тина ГР и ГРУ, которые могут перекачивать сельскохозяйственные материалы влажностью не ниже 80 % и развивать давление до 0,5 МПа (приложения 35, 36).

Наиболее перспективными насосами являются одновинтовые типа ИВ, которые способны подавать кормосмеси с более низкой влажностью (не менее 70 %), при этом развивают давление до 1,5 МПа (приложения 37, 38).

С учетом вышеизложенного, насос подбирается в зависимости от вида и свойств гидросмеси таким образом, чтобы его рабочие расход и давление были равны или несколько превышали расчетные расход и потребное давление гидротранспортной установки, а КПД был близок к максимальному.

Для этого на графике, где приведены рабочие характеристики насосов, из которых делается выбор, наносится расчетная точка характеристики гидротранспортной установки (она соответствует расчетному расходу и требуемому давлению). Выбирается насос, главная рабочая характеристика которого лежит выше расчетной точки, но ближе чем характеристики других насосов. При этом коэффициент полезного действия насоса должен быть достаточно высоким. В оптимальном случае расчетная точка совместится с главной рабочей характеристикой насоса при наибольшем КПД.

Если у нескольких насосов окажутся близкими рабочие параметры, то окончательный выбор насоса делается с помощью технико-экономического расчета. Выбирается вариант, который дает наименьшие суммарные (капитальные и эксплуатационные) издержки на транспортирование гидросмеси.

Затем строятся рабочие характеристики выбранного насоса. Для этого с помощью графиков, приведенных в справочной литературе, определяются значения давления, развиваемого насосом, и КПД при четырех расходах: Q_1 – наименьший расход, указанный на графике; $Q_2 = (Q_1 + Q)/2$, где Q – расчетный расход

гидротранспортной установки (Q_2 округляется до ближайшего значения, совпадающего с координатной сеткой графика); $Q_3 = Q$ и Q_4 – наибольшее значение расхода, имеющееся на графике.

По данным на миллиметровой бумаге строятся рабочие характеристики насоса.

Рабочие параметры насоса определяются по рабочей точке, которая представляет собой точку пересечения главной рабочей характеристики насоса $p = f(Q)$ с характеристикой гидротранспортной установки $p_{г.у} = f(Q)$.

При построении характеристики гидротранспортной установки используются те же расходы, которые были приняты для рабочих характеристик насоса.

Для указанных расходов (кроме расчетного) по формуле (7.4) вычисляется средняя скорость движения гидросмеси.

По формуле (7.6) рассчитываются потери давления в трубопроводе.

Для принятых расходов определяется по формуле (7.8) потребное давление насосной установки.

На графике, где показана главная рабочая характеристика насоса, в том же масштабе наносятся точки, соответствующие полученным значениям расхода и давления, а также расчетная точка.

Эти точки соединяются плавной линией, которая называется характеристикой гидротранспортной установки и представляет собой графическое изображение системы уравнений (7.4)...(7.8), то есть зависимость требуемого давления гидротранспортной установки от расхода.

Находится рабочая точка насоса (на графике обозначается буквой А), которая, как указывалось выше, представляет собой точку пересечения главной рабочей характеристики насоса с характеристикой гидротранспортной установки, и по ней определяются рабочие параметры насоса: Q_A , давление p_A , коэффициент полезного действия η_A .

Мощность, потребляемая насосом, вычисляется по формуле

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta}, \quad (7.10)$$

в которой при подстановке в качестве p , Q , η используются соответствующие рабочие параметры насоса.

Задание

Рассчитать гидротранспортную установку для транспортирования кормосмеси (исходные данные в табл. 7.6).

Таблица 7.6

Исходные данные для расчета гидротранспортной установки

Вариант	$W, \%$	$l, м$	$k, голов$	$n, раз$	$t, ч$	$\nabla_H, м$	$\nabla_K, м$
	1		2			3	
А	70	100	2000	2	0,5	10	11
Б	71	100	-//-	2	0,5	10	11,5
В	72	100	-//-	2	0,5	10	12
Г	73	100	2500	2	0,5	10	12,5
Д	74	100	-//-	3	0,5	10	13
Е	75	100	-//-	3	0,5	10	13,5
Ж	76	200	3000	3	1,0	10	14
З	77	200	-//-	3	1,0	15	18
И	78	200	-//-	2	1,0	15	18,5
К	79	250	3500	2	1,0	15	19
Л	80	250	-//-	2	1,0	15	19,5
М	81	250	-//-	2	1,0	15	20
Н	82	250	4000	3	1,0	15	20,5
О	83	250	-//-	3	1,0	15	21
П	84	250	-//-	3	1,0	15	21,5
Р	85	250	4500	3	1,0	15	22
С	70	100	-//-	2	1,0	20	21
Т	71	100	-//-	2	1,5	20	21,5
У	72	150	5000	2	1,5	20	22
Ф	73	150	-//-	2	1,5	20	25,5
Х	74	150	5500	2	1,5	20	26
Ц	75	150	-//-	3	1,5	30	33
Ч	76	150	6000	3	1,5	30	33,5
Ш	77	150	-//-	2	1,5	30	34
Щ	78	150	-//-	2	1,5	30	34,5
Э	79	250	8000	2	1,5	30	35
Ю	80	250	-//-	2	1,5	30	35,5
Я	81	250	-//-	2	1,5	30	36

$q = 10 \dots 15$ кг/гол.

Расчет гидротранспортной установки включает следующие разделы: технологический расчёт системы гидротранспорта; гидравлический расчет установки; выбор напорного и вспомогательного оборудования.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом общих требований, представленных на стр. 7.

Пример расчета гидротранспортной установки

Исходные данные

Гидротранспортная установка предназначена для подачи корма на свиноферму, количество свиней $k = 2500$; кормление двухразовое ($n = 2$), продолжительность каждого кормления $t = 1$ ч. Суточный рацион кормления на одно животное включает смесь комбикорма, масса $M_1 = 2,5$ кг, и запаренного картофеля, масса $M_2 = 3,5$ кг. Влажность исходных материалов соответственно $W_1 = 13,5 \%$ и $W_2 = 80 \%$. Влажность кормосмеси $W_c = 80 \%$. Длина трубопровода $l = 200$ м, высота подъема кормосмеси $H = 5$ м.

Требуется определить диаметр трубопровода и подобрать насос.

Порядок расчета

1. Определяется масса воды M_b , которую необходимо добавить в исходные материалы для получения необходимой влажности кормосмеси по формуле

$$M_b = \sum_1^i M \cdot \frac{W_c - W_i}{1 - W_c}. \quad (7.11)$$

В данном примере

$$\begin{aligned} M_b &= M_1 \cdot \frac{W_c - W_1}{1 - W_c} + M_2 \cdot \frac{W_c - W_2}{1 - W_c} = \\ &= 2,5 \text{ кг} \cdot \frac{0,8 - 0,135}{1 - 0,8} + 3,5 \text{ кг} \cdot \frac{0,8 - 0,8}{1 - 0,8} = 8,3 \text{ кг}. \end{aligned}$$

2. Вычисляется масса кормосмеси, приходящаяся на одно животное

$$q = M_1 + M_2 + M_b = (2,5 + 3,5 + 8,3) \text{ кг} = 14,3 \text{ кг}.$$

3. По справочным данным (таблица 7.5) находятся параметры, характеризующие физические свойства гидросмеси, или с помощью общеизвестных соотношений: плотность $\rho = 1070$ кг/м³, удельный вес $\gamma = 10,3$ кН/м³, динамический (структурный) и кинематический коэффициенты вязкости $\mu = 0,8$ Па·с, $\nu = 7,6 \cdot 10^{-4}$ м²/с, напряжение начального сдвига $\tau_0 = 3,8$ Па.

4. Определяется по формуле (7.3) пропускная способность (производительность) гидротранспортной установки

$$Q_p = \frac{q \cdot k}{t \cdot n \cdot \rho} = \frac{14,3 \text{ кг} \cdot 2500 \text{ гол.}}{1 \text{ ч} \cdot 2 \cdot 1070 \text{ кг/м}^3} = 17 \text{ м}^3/\text{ч} = 4,72 \text{ л/с.}$$

5. Намечается скорость движения кормосмеси в трубопроводе, при которой отсутствует прилипание смеси к стенкам, а потери давления по возможности минимальны. С учетом сказанного принимаем $v = 1 \text{ м/с} = 10 \text{ дм/с}$.

Далее, с помощью уравнения неразрывности потока, вычисляется площадь поперечного сечения трубопровода, и затем соответствующий диаметр

$$S = \frac{Q_p}{v} = \frac{4,72 \text{ л/с}}{10 \text{ дм/с}} = 0,472 \text{ дм}^2;$$

$$d = 0,775 \text{ дм} = 77,5 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее стандартное значение (приложение 17)

$$d = 83 \text{ мм}; \quad S = 0,541 \text{ дм}^2.$$

6. Применяя уравнение неразрывности потока, находим фактическую скорость движения кормосмеси в трубопроводе

$$v_p = \frac{Q_p}{S} = \frac{4,72 \text{ л/с}}{0,541 \text{ дм}^2} = 8,74 \text{ дм/с} = 0,874 \text{ м/с.}$$

7. Находится число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_p \cdot d}{\nu} = \frac{0,874 \text{ м/с} \cdot 0,083 \text{ м}}{7,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}} = 95,4,$$

вычисляется обобщенное число Рейнольдса по формуле (7.5)

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{\tau_0 \cdot d}{6 \cdot v_p \cdot \mu}} = \frac{95,4}{1 + \frac{3,8 \text{ Па} \cdot 0,083 \text{ м}}{6 \cdot 0,874 \text{ м/с} \cdot 0,8 \text{ Па} \cdot \text{с}}} = 88,7.$$

Определяется коэффициент гидравлического трения

$$\lambda = \frac{64}{Re^*} = \frac{64}{88,7} = 0,72.$$

8. Находятся потери давления в трубопроводе по формуле (7.6)

$$\Delta p = 1,1\lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} = 1,1 \cdot 0,72 \cdot \frac{200 \text{ м}}{0,083 \text{ м}} \times$$

$$\times \frac{1070 \text{ кг/м}^3 \cdot (0,874 \text{ м/с})^2}{2} = 765000 \text{ Па} = 765 \text{ кПа.}$$

9. Определяется потребное давление насосной установки (7.8)

$$p_p = \gamma \cdot H + \Delta p = 10,3 \text{ кН/м}^3 \cdot 5 \text{ м} + 765 \text{ кПа} =$$

$$= 817 \text{ кПа} \approx 0,82 \text{ МПа.}$$

Таким образом, расчетными параметрами, необходимыми для подбора насоса, являются расход $Q_p = 4,72 \text{ л/с}$; потребное давление $p_p = 0,82 \text{ МПа}$; влажность гидросмеси $\eta = 80 \%$.

10. Выбираем насос ИВ 20/5 (приложение 38) и строим рабочие характеристики выбранного насоса при влажности кормовой смеси $W_c = 80 \%$ (рис. 7.5).

11. Строим кривую характеристики гидротранспортной установки, повторив пункты примера 7, 8, 9. Полученные расчеты сводим в таблицу 7.7.

Таблица 7.7

Параметры, характеризующие гидротранспортную установку

Q , л/с	4,25	4,5	$Q_p = 4,72$	5,2
$p_{г.у}$, МПа	0,73	0,80	0,83	0,90

12. По рабочей точке насоса с параметрами:

$Q_A = 4,92 \text{ л/с} = 0,00492 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_A = 0,86 \text{ МПа} = 790 \text{ кПа}$; $\eta_A = 0,58$ определяем мощность, необходимую на привод насоса

$$N = \frac{Q_A \cdot p_A}{\eta_A} = \frac{0,00492 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 860 \text{ кПа}}{0,58} = 7,3 \text{ кВт.}$$

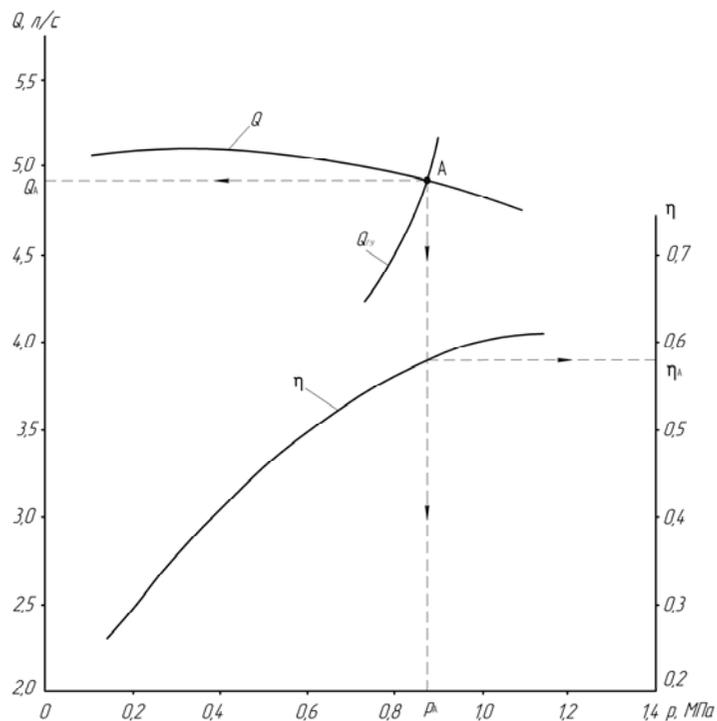


Рис. 7.5. Рабочие характеристики насоса ИВ 20/5 при влажности кормосмеси $W_c = 80\%$

Контрольные вопросы:

1. Что называется гидротранспортом и его практическое применение в народном хозяйстве?
2. В чем заключается основное отличие гидросмесей от «ньютоновских» жидкостей? Классификация и основные физико-механические свойства гидросмесей.
3. Какие существуют режимы движения гидросмесей? Как определяется режим движения?
4. Какие основные этапы включает расчет гидротранспортной установки?
5. Какие основные способы применяются для гидротранспорта вязких сельскохозяйственных материалов по трубам? Опишите методику подбора насосного оборудования.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Единицы физических величин, применяемые в науке и технике.
Международная система единиц (СИ)

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, долинные и внесистемные единицы
		международное	русское		
Основные единицы					
Длина	Метр	m	м		$1\text{ м} = 10\text{ дм} = 1 \cdot 10^2\text{ см} = 1 \cdot 10^3\text{ мм} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ км}$, $1\text{ дюйм} = 25,4\text{ мм}$
Масса	Килограмм	kg	кг		$1\text{ кг} = 1 \cdot 10^3\text{ г} = 1 \cdot 10^{-2}\text{ ц} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ т}$
Время	Секунда	s	с		$1\text{ ч} = 60\text{ мин} = 3600\text{ с}$
Температура	Кельвин	K	К		$0^\circ\text{C} = -273\text{ К}$, $^\circ\text{C}$ – градус Цельсия
Производные единицы					
Сила	Ньютон	N	Н	$\text{Н} = \text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	$1\text{ Н} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ кН} = 1 \cdot 10^{-6}\text{ МН} = 102\text{ гс} = 0,1\text{ кгс} = 1 \cdot 10^{-4}\text{ тс}$
Работа	Джоуль	J	Дж	$\text{Дж} = \text{Н} \cdot \text{м}$	$1\text{ Дж} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ кДж} = 1 \cdot 10^{-6}\text{ МДж}$
Мощность	Ватт	W	Вт	$\text{Вт} = \text{Дж} / \text{с}$	$1\text{ Вт} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ кВт} = 1 \cdot 10^{-6}\text{ МВт}$, $1\text{ л.с.} = 736\text{ Вт}$
Давление	Паскаль	Pa	Па	$\text{Па} = \text{Н} / \text{м}^2$	$1\text{ Па} = 1 \cdot 10^{-3}\text{ кПа} = 1 \cdot 10^{-6}\text{ МПа} = 1 \cdot 10^{-5}\text{ кгс} / \text{см}^2$ $1\text{ кгс} / \text{см}^2 = 1\text{ ат} = 1 \cdot 10^5\text{ Па} = 0,1\text{ МПа} = 1\text{ бар} = 10\text{ м вод. ст.} = 750\text{ мм рт. ст.}$ $1\text{ м} / \text{с} = 100\text{ см} / \text{с} = 10\text{ дм} / \text{с} = 3,6\text{ км} / \text{ч}$
Скорость	Метр в секунду	m/s	м/с		
Ускорение	Метр на секунду в квадрате	m/s ²	м/с ²		$1\text{ м} / \text{с}^2 = 100\text{ см} / \text{с}^2 = 10\text{ дм} / \text{с}^2$, $g = 9,81\text{ м} / \text{с}^2$

Физическая величина	Единица физической величин	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
Угловая скорость	РадIAN в секунду	s ⁻¹	с ⁻¹		
Частота периодического процесса	Герц	Hz	Гц	Гц=с ⁻¹	
Площадь	Квадратный метр	m ²	м ²		1 м ² =1*10 ⁶ мм ² = =1*10 ⁴ см ² =1*10 ² дм ²
Объем	Кубический метр	m ³	м ³		1 м ³ =1*10 ⁹ мм ³ = 1*10 ⁶ см ³ =1*10 ³ дм ³ = =1*10 ³ л 1 м ³ /с=1*10 ⁹ мм ³ /с= =1*10 ⁶ см ³ /с= =1*10 ³ дм ³ /с= =1*10 ³ л/с, 1 м ³ /ч=1*10 ³ л/ч= =3,6л/с
Расход	Кубический метр в секунду	m ³ /s	м ³ /с		
Плотность	Килограмм на кубический метр	kg/m ³	кг/м ³		1 кг/м ³ =1*10 ³ г/м ³ = =1*10 ⁻³ т/м ³
Удельный вес	Сила на кубический метр	N/m ³	Н/м ³		1 Н/м ³ =1*10 ⁻³ кН/м ³ = =9,81 кгс/м ³ = =9,81*10 ⁻³ тс/м ³
Динамическая вязкость	Паскаль в секунду	Pa*s	Па*с		1 Па*с=1 Пз
Кинематическая вязкость	Квадратный метр на секунду	m ² /s	м ² /с		1 см ² /с=1 Ст= =1*10 ⁻⁷ 4 м ² /с=1*10 ² сСт

Масса – кг
1г = 0,001кг
1ц = 100кг
1т = 1000кг

грамм;
центнер;
тонна

Мощность – л.с.
1 л.с. = 0,736кВт

лошадиная сила

Динамическая вязкость – Пз

Пуаз

Кинематическая вязкость – Ст
сСт

Стокс;
сантистокс

Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при температуре 20 °С

Тип жидкости	ρ, кг/м ³	γ	
		Н/м ³	кгс/м ³
Вода	1000	9810	1000
Бензин	680–740	6670–7260	680–740
Глицерин	1260	12240	1260
Керосин	790–820	7450–8000	790–820
Спирт	790	7750	790
Ртуть	13550	132800	13550
Нефть	700-900	6 860-8 830	700–900
Масло машинное	898	8800	898
Масло минеральное	890–960	8 730–9 420	890–960
Воздух	1,29	12	1,29
Молоко	1026	10070	1026
Дизельное топливо	831–861	8150–8450	831–861

Модуль упругости жидкостей и материалов

Материал	Е, МПа	Материал	Е, МПа
Вода	2060	Сталь	206000
Спирт	980	Чугун серый	140000
Глицерин	4080	Медь	110000
Ртуть	32400	Бронза	100000
Масло машинное	1940	Латунь	100000
Масло минеральное	1500	Алюминий	69000
Бензин	1310	Стекло	55000
Керосин	1370	Бетон	19600

Коэффициент температурного расширения при температуре 20 °С
и нормальном атмосферном давлении

Жидкость	β_T, K^{-1}	Жидкость	β_T, K^{-1}
Бензин	0,0008	Масло трансформаторное	0,0009
Керосин	0,001	Нефть	0,00085
Глицерин	0,00053	Скипидар	0,00094
Ртуть	0,00018	Воздух	0,00367

Кинематический коэффициент вязкости некоторых жидкостей, см²/с

Тип жидкости	Температура, °С						
	0	10	20	30	40	50	60
Вода	0,0180	0,0130	0,0100	0,008	0,0067	0,0056	0,0048
Бензин	0,0108	0,009 0	0,0073	0,0065	0,0059	0,0054	0,0049
Керосин	0,0400	–	0,0250	–	0,0180	0,0150	0,0110
Спирт	–	0,019 0	0,0151	0,0130	0,0100	–	–
Масло моторное	18	7,5	3,0	1,3	0,65	0,5	0,28
Молоко	–	0,0240	0,017 0	–	–	–	–
Масло АМГ-10	0,44	0,30	0,23	0,21	–	0,11	–
Воздух	0,130	0,138	0,150	0,155	–	0,180	–

Абсолютное давление насыщенных паров некоторых жидкости, кПа

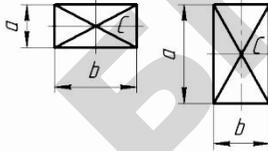
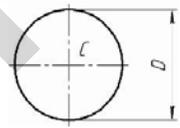
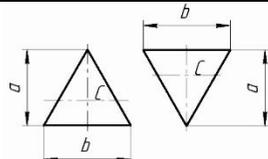
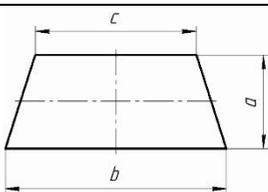
Жидкость	Температура, °С			
	10	20	30	40
Спирт	7,946	9,81	13,73	19,62
Керосин	3,582	4,022	4,71	5,69
Бензин	15,7	18,64	24,58	33,16

Абсолютное давление насыщенных паров и плотность воды

Температура, °С	$p_{н.п.}, \text{кПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	Температура, °С	$p_{н.п.}, \text{кПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
2	3	4	5	6	7
0	0,611	999,8	35	5,622	994,0
1	0,657	999,9	36	5,940	993,7
2	0,706	999,9	37	6,274	993,3
3	0,758	999,9	38	6,624	993,1
4	0,813	1000,0	39	6,991	992,7
5	0,872	1000,0	40	7,375	992,3
6	0,935	1000,0	41	7,777	991,9
7	1,001	999,9	42	8,198	991,5
8	1,072	999,9	43	8,639	991,1
9	1,147	999,8	44	9,100	990,7
10	1,227	999,7	45	9,582	990,2
11	1,312	999,7	46	10,086	989,8
12	1,401	999,6	47	10,612	989,4
13	1,497	999,4	48	11,162	988,9
14	1,587	999,3	49	11,736	988,4
15	1,704	999,2	50	12,335	988,0
16	1,817	999,0	51	12,961	987,6
17	1,936	998,8	52	13,613	987,1
18	2,062	998,7	53	14,293	986,6
19	2,196	998,5	54	15,002	986,2
20	2,227	998,3	55	15,741	985,7
21	2,485	998,1	56	16,511	985,2
22	2,542	997,8	57	17,313	984,6
23	2,808	997,6	58	18,147	984,2
24	2,982	997,4	59	19,016	983,7
25	3,166	997,1	60	19,920	983,2
26	3,360	996,8	61	20,860	982,6
27	3,564	996,6	62	21,840	982,1
28	3,778	996,3	63	22,860	981,6
29	4,004	996,0	64	23,910	981,1
30	4,241	995,7	65	25,010	980,5
31	4,491	995,4	66	26,150	979,9
32	4,753	995,1	67	27,330	979,3
33	5,029	994,7	68	28,560	978,8
34	5,318	994,4	69	29,840	978,2

Температура, °C	$\rho_{н.п.}$, кПа	ρ , кг/м ³	Температура, °C	$\rho_{н.п.}$, кПа	ρ , кг/м ³
2	3	4	5	6	7
70	31,16	977,7	110	143,27	950,7
71	32,53	977,0	111	148,15	949,9
72	33,96	976,5	112	153,16	949,1
73	35,43	975,9	113	158,32	948,4
74	36,96	975,3	114	163,62	947,6
75	38,55	974,8	115	169,06	946,8
76	40,19	974,1	116	174,65	946,0
77	41,89	973,5	117	180,39	945,3
78	43,65	972,9	118	186,28	944,5
79	45,47	972,3	119	192,33	943,7
80	47,36	971,6	120	198,54	942,9
81	49,31	971,0	121	204,92	942,1
82	51,33	970,4	122	211,45	941,2
83	53,42	969,7	123	218,16	940,4
84	55,57	969,1	124	225,04	939,6
85	57,80	968,4	125	232,10	938,8
86	60,11	967,8	126	239,33	937,9
87	62,49	967,1	127	246,75	937,1
88	64,95	966,5	128	254,35	936,2
89	67,49	965,8	129	262,15	935,4
90	70,11	965,2	130	270,13	934,6
91	72,81	964,4	131	278,31	933,7
92	75,61	963,8	132	286,70	932,8
93	78,49	963,0	133	295,28	932,0
94	81,46	962,4	134	304,10	931,1
95	84,53	961,6	135	313,10	930,2
96	87,69	961,0	136	322,30	929,4
97	90,94	960,3	137	331,70	928,5
98	94,30	959,6	138	341,40	927,6
99	97,76	958,9	139	351,30	926,8
100	101,33	958,1	140	361,40	925,8
101	105,0	957,4	141	371,70	925,0
102	108,78	956,7	142	382,30	924,1
103	112,67	955,9	143	393,10	923,2
104	116,68	955,2	144	404,20	922,3
105	120,80	954,5	145	415,50	921,4
106	125,04	953,7	146	427,10	920,5
107	129,41	952,9	147	438,90	919,5
108	133,90	951,5	148	451,0	918,6
109	138,52	951,2	149	463,40	917,7

Геометрические характеристики плоских фигур

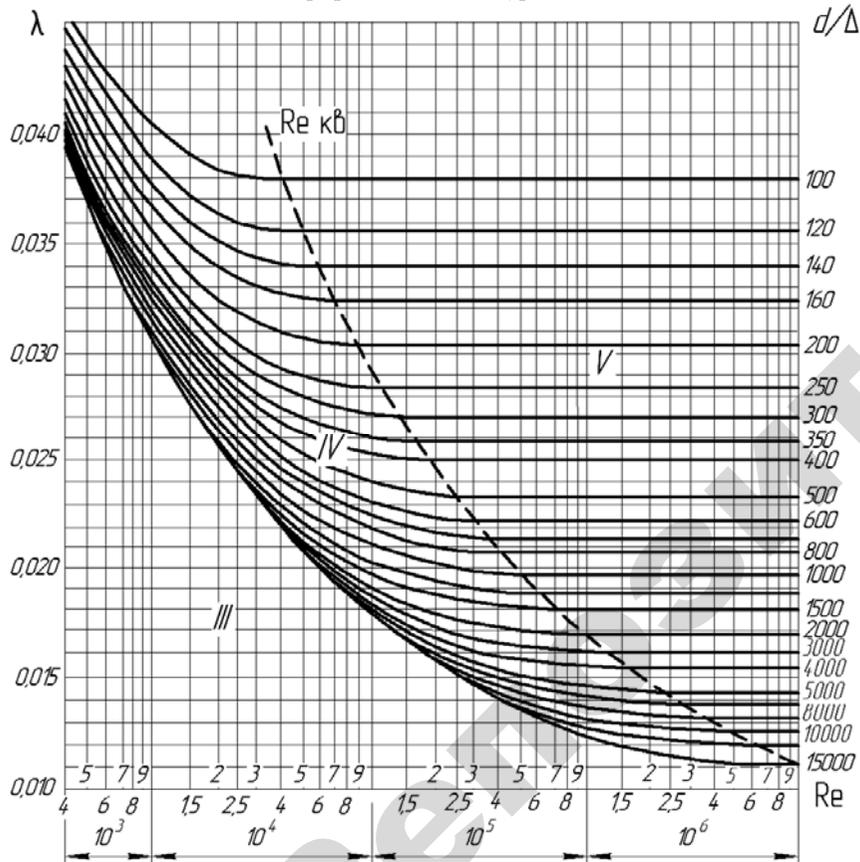
Фигура	Площадь фигуры, S	Расстояние от верха фигуры до центра тяжести (точка C)	Центральный момент инерции фигуры, I_0
Прямоугольник			
	$a \cdot b$	$\frac{a}{2}$	$\frac{b \cdot a^3}{12}$
Круг			
	$\frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi \cdot D^4}{64}$
Треугольник			
	$\frac{a \cdot b}{2}$	$\frac{2a}{3}, \frac{a}{3}$	$\frac{b \cdot a^3}{36}$
Трапеция			
	$\frac{(b+c) \cdot a}{2}$	$\frac{(b+2c) \cdot a}{3(b+c)}$	$\frac{a^3(b^2 + 4bc + c^2)}{36(b+c)}$

Абсолютная шероховатость внутренних поверхностей труб

Характер поверхности	Δ , мм
Новые тщательно уложенные бесшовные стальные трубы	0,04–0,17
Цельнотянутые стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,19
Чисто оцинкованные стальные трубы	0,12–0,21

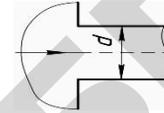
Характер поверхности	Δ , мм
Новые чугунные трубы с хорошо заглаженными стыками	0,31
Обычные новые чугунные трубы	0,25–0,42
Менее аккуратно уложенные новые или очищенные чугунные трубы	0,45
Старые заржавленные стальные трубы	0,60
Сильно заржавленные стальные трубы	0,67
Полиэтиленовые трубы	0,001–0,005
Поверхность из чистого цемента	0,25–1,25

График ВТИ (Г.А. Мурина)

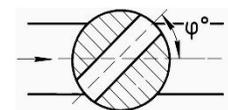
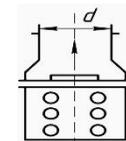
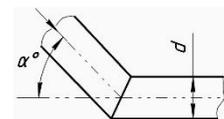
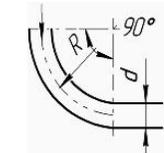
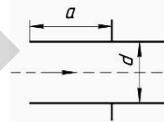


Типы местных потерь

Вход в трубу
а) $\zeta=0,5$

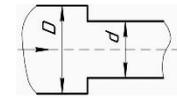


Вход в трубу
б) $\zeta=1$ $a/d > 0,5$



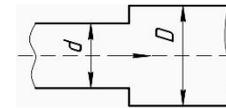
Внезапное сужение

$$\zeta = \frac{1 - (d/D)^2}{2}$$



Внезапное расширение

$$\zeta = (D^2/d^2 - 1)^2$$



Плавный поворот

d/R	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
ζ	0,14	0,15	0,16	0,21	0,22	0,24	0,29	0,44

Резкий поворот

α°	30	40	60	70	80	90
ζ	0,20	0,30	0,55	0,70	0,90	1,10

Клапан с сеткой

d , мм	40	50	75	100	150	500	250	300
ζ	12	10	8,5	7,0	5,9	4,7	4,2	3,7

Кран

φ°	5	10	15	20	30	35	40	45	50	55
ζ	0,05	0,3	0,9	1,8	6,2	11	21	41	95	275

Значения коэффициентов, характеризующих истечение

Тип отверстия и вид насадка	μ	ϵ	ϕ	ζ
Цилиндрический внешний	0,82	1	0,82	0,5
Цилиндрический внутренний	0,71	1	0,71	1
Конический сходящийся	0,94	0,98	0,96	0,08
Конический расходящийся	0,45	1	0,45	3,94
Конический	0,97	1	0,97	0,06
Малое круглое отверстие в тонкой стенке	0,62	0,64	0,97	0,06

Коэффициенты шероховатости n внутренних поверхностей труб и каналов

Категории	Род поверхностей	n	$1/n$
I	Исключительно гладкие поверхности; поверхности, покрытые глазурью и эмалью	0,009	111
II	Тщательно остроганные доски, хорошо пригнанные. Штукатурка из чистого цемента	0,010	100
III	Цементно-песчаная штукатурка (1/3 песка). Чистые (новые) гончарные, чугунные и стальные трубы, хорошо уложенные и соединенные. Хорошо остроганные и пригнанные доски	0,011	90,9
IV	Нестроганные доски, хорошо пригнанные. Водопроводные трубы в нормальных условиях, без заметной инкрустации; весьма чистые водосточные трубы; весьма хорошая бетонировка	0,012	83,3
V	Тесовая кладка в лучших условиях, хорошая кирпичная кладка. Водосточные трубы в нормальных условиях, несколько загрязненные водопроводные трубы	0,013	76,9
VI	Загрязненные трубы (водопроводные и водосточные), бетонировка каналов в средних условиях	0,014	71,4
VII	Средняя кирпичная кладка, облицовка из тесаного камня в средних условиях. Значительно загрязненные водостоки	0,015	66,7
VIII	Хорошая бутовая кладка, старая (расстроенная) кирпичная кладка; сравнительно грубая бетонировка. Гладкая, хорошо разработанная скала	0,017	58,8

Категории	Род поверхностей	n	$1/n$
IX	Каналы, покрытые толстым, устойчивым илистым слоем, каналы в плотном лессе и в плотном мелком гравии, затянутые сплошной илистой пленкой (в отличном состоянии)	0,018	55,6
X	Средняя (вполне удовлетворительная) бутовая кладка, булыжная мостовая. Каналы, чисто высеченные в скале. Каналы в лессе, плотном гравии, плотной земле, затянутые илистой пленкой (в нормальном состоянии)	0,020	50,0
XI	Каналы в плотной глине. Каналы в лессе, гравии, земле, затянутые несплошной (местами прерываемой) илистой пленкой. Большие земляные каналы, в выше средних условиях эксплуатации	0,0225	44,4
XII	Хорошая сухая кладка. Земляные каналы: большие – в средних, малые – в хороших условиях эксплуатации	0,025	40,0
XIII	Земляные каналы: большие – в ниже средних, малые – в средних условиях эксплуатации	0,0275	36,4
XIV	Земляные каналы в сравнительно плохих условиях (например, местами с водорослями, булыжником или гравием по дну, заметно заросшие травой, с местными обвалами откосов и пр.)	0,030	33,3
XV	Каналы в плохих условиях (с неправильным профилем; заметно засоренные камнями и водорослями и пр.)	0,035	28,6
XVI	Каналы в исключительно плохих условиях (значительные промоины и обвалы, заросли камыша, густые корни, крупные камни по руслу и пр.)	0,040 и более	25,0 и менее

Коэффициент вертикального сжатия струи ϵ при истечении жидкости из-под плоского вертикального затвора с острой низовой кромкой, установленного над дном канала

$a_{отв}/H$	ϵ
0,10	0,615
0,15	0,618
0,20	0,620
0,25	0,622
0,30	0,625
0,35	0,628
0,40	0,630
0,45	0,638
0,50	0,645
0,55	0,650
0,60	0,660
0,65	0,675
0,70	0,690
0,75	0,705

Трубы стальные электросварные прямошовные, ГОСТ 10704-91

Наружный диаметр $D_{н2}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $D_{н2}$, мм	Толщина стенки δ , мм
16	1,4	70	3,0
	1,6		3,5
18	1,6	73	4,0
	1,8		3,0
	2,0		3,5
20	1,8	76	4,0
	2,0		3,0
	1,8		3,5
25	2,0	83	4,0
	2,2		4,5
	2,5		3,0
	2,5		3,5
32	2,5	89	3,0
	2,8		4,0
	3,0		4,5
38	2,2	102	3,0
	2,5		3,5
	3,0		4,0
40	2,5	108	4,5
	2,8		5,0
	3,0		3,0
	3,0		4,0
45	2,5	114	3,5
	3,0		4,5
	3,0		5,0
	3,5		5,5
50	2,5	108	3,0
	3,0		4,0
	3,5		4,5
53	2,5	114	5,0
	3,0		3,0
	3,0		4,0
	3,5		4,5
57	2,5	114	5,0
	3,0		3,0
	3,5		3,5
64	2,5	114	4,0
	3,0		4,5
	3,5		5,0

Наружный диаметр $D_{н2}$, мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр $D_{н2}$, мм	Толщина стенки δ , мм
127	3,5	194	4,5
	4,0		5,0
	4,5		5,5
	5,0		6,0
	5,5		7,0
133	3,5	219	5,0
	4,0		5,5
	4,5		6,0
	5,0		7,0
	5,5		8,0
140	3,5	273	6,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		8,0
	5,5		9,0
140	3,5	299	6,0
	4,0		7,0
	4,5		8,0
	5,0		9,0
	5,5		10,0
152	3,5	325	7,0
	4,0		8,0
	4,5		9,0
	5,0		10,0
	5,5		11,0
159	3,5	377	7,0
	4,0		8,0
	4,5		9,0
	5,0		10,0
	5,5		11,0
159	4,5	426	9,0
	5,0		10,0
	5,5		11,0
	6,0		12,0
	7,0		13,0
168	4,0	530	11,0
	4,5		10,0
	5,0		11,0
	5,5		12,0
	6,0		13,0
168	7,0	530	10,0
	8,0		11,0
	8,0		12,0

Условные обозначения гидроарматуры

Вид арматуры	Шифр
Краны пробково-спускные	10
Краны для трубопроводов	11
Указатели уровня жидкости	12
Вентили	14 и 15
Клапаны обратные подъемные и приемные с сеткой	16
Клапаны предохранительные	17
Клапаны обратные поворотные	19
Клапаны запорные	22
Клапаны регулирующие	25
Задвижки	30 и 31
Затворы	32
Материал корпуса арматуры	Шифр
Сталь углеродистая	с
Сталь легированная	лс
Коррозионно-стойкая (нержавеющая) сталь	нж
Чугун серый	ч
Чугун ковкий	кч
Латунь, бронза	б
Алюминий	а
Монель-металл	мн
Стекло	ск
Винипласт	вп
Прочие пластмассы	п
Титан	тн
Привод арматуры	Шифр
Механический с передачей:	
червячной	3
цилиндрической	4
конической	5
Пневматический	6
Гидравлический	7
Электромагнитный	8
Электрический	9

Материал уплотнительных поверхностей запорных органов арматуры	Шифр
Латунь, бронза	бр
Монель-металл	мн
Коррозионно-стойкая (нержавеющая) сталь	нж
Нитрированная сталь	нт
Баббит	бт
Стеллит	ст
Сорбит	ср
Кожа	к
Эбонит	э
Виниплат	вп
Прочие пластмассы	п
Без колец уплотнения	бк
Отличительная окраска материала корпуса и крышки арматуры	Цвет окраски
Серый и ковкий чугун	черный
Углеродистая сталь	серый
Нержавеющая сталь	голубой
Легированная сталь	синий
Отличительная окраска материала уплотнительных поверхностей запорных органов арматуры	Цвет окраски
Латунь, бронза	красный
Нержавеющая сталь	голубой
Нитрированная сталь	фиолетовый
Монель-металл	серый с желтыми полосками по периметру
Баббит	желтый
Стеллит	серый с красной полоской по периметру
Алюминий	алюминиевый
Кожа, резина	коричневый
Эбонит, фибра	зеленый
Пластмассы	серый с синей полоской по периметру

Приложение 17

Квадрат модуля расхода K^2 для труб при внутреннем диаметре d_v (условный проход D_y) без учета поправки β на степень турбулентности потока воды при температуре $10\text{ }^\circ\text{C}$

d_v , мм	K^2 , (л/с) ²		D_y , мм
	новые	неновые	
Трубы стальные водогазопроводные, ГОСТ 3262-75			
5,2	0,000 196 9	0,000 453 7	6
8,1	0,014 62	0,004 747	8
11,6	0,089 71	0,032 04	10
14,7	0,252 1	0,111 6	15
20,2	1,204	0,599 1	20
26,1	4,383	2,344	25
34,9	19,06	10,89	32
40	42,16	24,80	40
52	145,3	90,25	50
66,5	517,9	334,2	70
79,5	1287	852,6	80
92,3	2782	1892	90
104	5186	3552	100
130	16500	11620	125
155	40980	29480	150
Трубы стальные электросварные, ГОСТ 10704-91			
64	424,2	271,9	50
70	665,1	434,7	70
83	1604	1076	75
95	3255	2200	80
114	8383	5822	100
135	18620	13110	125
158	45090	32440	150
170	66380	48100	175
209	193200	143100	200
260	608600	461000	250
311	1518×10 ³	1186×10 ³	300
363	3403×10 ³	2680×10 ³	350
414	6630×10 ³	5144×10 ³	400
464	12420×10 ³	10020×10 ³	450

Окончание приложения 17

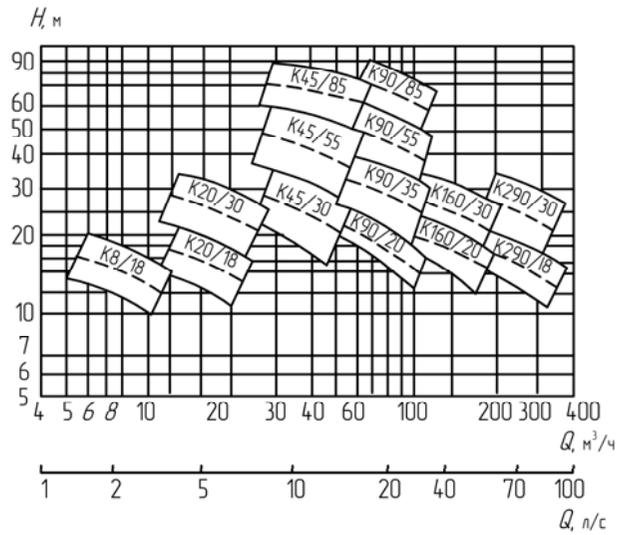
Трубы пластмассовые, ГОСТ 18599-2001					
d_v , мм	K^2 , (л/с) ²	D_y , мм	d_v , мм	K^2 , (л/с) ²	D_y , мм
Тяжелого типа Т					
14	0,082 94	15	100	3125	100
18	0,372 1	20	127,2	10800	125
22,7	1,320	20	145,4	21960	150
29	4,928	32	Среднего типа С		
36,3	15,21	32	212,2	198000	200
45,4	49,70	40	Среднелегкого типа СЛ		
57,2	153,8	50	269,2	758600	250
68,1	412,1	60	302,8	1414×10 ³	300
81,8	1075	70			

Приложение 18

Поправка β на степень турбулентности потока в зависимости от скорости движения v воды при температуре $10\text{ }^\circ\text{C}$

v , м/с	Трубы		
	пластмассовые	новые стальные	неновые стальные
0,2	1,44	1,24	1,41
0,3	1,31	1,16	1,28
0,4	1,23	1,11	1,20
0,5	1,17	1,08	1,15
0,6	1,12	1,06	1,11
0,7	1,08	1,04	1,08
0,8	1,05	1,02	1,06
0,9	1,02	1,01	1,04
1,0	1,00	1,00	1,03
1,2	0,96	0,99	1,00
1,4	0,93	0,97	1,00
1,6	0,90	0,96	1,00
1,8	0,88	0,96	1,00
2,0	0,86	0,95	1,00

Сводный график полей: Q – H насосов типа К, КМ



Приложение 20

Технические данные насосов типа К 8/18
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 37,5 \text{ мм}$

Q		К 8/18 КМ 8/18 $D_{р.к} = 128 \text{ мм}$			К 8/18а КМ 8/18а $D_{р.к} = 115 \text{ мм}$			К 8/186 КМ 8/186 $D_{р.к} = 105 \text{ мм}$			$\Delta h_{доп}, \text{ м}$
		л/с	м³/ч	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	
0	0	20	0,42	0	15,9	0,35	0	12,6	0,27	0	—
0,5	1,8	20,5	0,5	15	16	0,42	15	13,0	0,35	15	—
1,0	3,6	20,6	0,6	31	16	0,5	30	13,0	0,41	28	—
1,5	5,4	20,3	0,69	42	15,7	0,59	40	12,6	0,47	38	—
2,0	7,2	19,6	0,79	49	15,1	0,65	47	12,0	0,55	45	3
2,5	9,0	18,8	0,88	50,5	14,3	0,74	49	11,3	0,59	47	3
3,0	10,8	17,5	0,95	50	13,1	0,81	48	10,3	0,64	46	3,2
3,5	12,6	16,0	1,0	48	11,9	0,86	46	9,0	0,7	43,5	3,6
4,0	14,4	14,0	1,1	45	10,6	0,9	43	7,8	0,78	40	—

Технические данные насосов типа К 20/18
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 50 \text{ мм}$

Q		К 20/18 КМ 20/18 $D_{р.к} = 129 \text{ мм}$			К 20/18а КМ 20/18а $D_{р.к} = 118 \text{ мм}$			К 20/186 КМ 20/186 $D_{р.к} = 106 \text{ мм}$			$\Delta h_{доп}, \text{ м}$
		л/с	м³/ч	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	
0	0	20,0	0,6	0	16,0	0,5	0	12,7	0,4	0	—
1	3,6	21,0	0,75	22	16,8	0,6	23	13,1	0,51	24	—
2	7,2	21,3	0,95	40	17,2	0,75	43	13,3	0,65	40	—
3	10,8	21,0	1,1	55	16,8	0,8	53	13,0	0,7	51	2
4	14,4	20,0	1,25	64	15,9	0,9	61	12,3	0,75	59	2,1
5	18,0	18,8	1,4	68	14,5	1,1	65	11,0	0,8	63	2,5
6	21,6	17,3	1,51	67	12,6	1,2	61	9,0	0,85	58	3,8
7	25,2	15,6	1,6	60	—	—	—	—	—	—	—

Приложение 22

Технические данные насосов типа К 20/30
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 50 \text{ мм}$

Q		К 20/30 КМ 20/30 $D_{р.к} = 162 \text{ мм}$			К 20/30а КМ 20/30а $D_{р.к} = 148 \text{ мм}$			К 20/306 КМ 20/306 $D_{р.к} = 132 \text{ мм}$			$\Delta h_{доп}, \text{ м}$
		л/с	м³/ч	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	N, кВт	$\eta, \%$	H, м	
0	0	33,9	0,9	0	28,0	0,6	0	21,1	0,45	0	—
2	7,2	34,8	1,6	42	28,3	1,3	45	22,2	0,9	45	—
4	14,4	33,4	2,2	59	27,5	1,7	60	21,0	1,45	60	1,9
6	21,6	29,9	2,6	66	24,6	2,15	65	17,9	1,65	63	2,7
8	28,8	25,0	3,0	65	20,4	2,45	63	14,0	1,8	60	4,1
10	36,0	18,8	3,2	59	15,6	2,65	56	9,0	2,0	47	—
11	39,6	15,9	3,3	54	12,4	2,7	51	—	—	—	—

Технические данные насосов типа К 45/30
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 75 \text{ мм}$

Q		К 45/30 КМ 45/30 $D_{р.к} = 168 \text{ мм}$			К 45/30а КМ 45/30а $D_{р.к} = 143 \text{ мм}$			$\Delta h_{доп}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
0	0	33,5	1,9	0	23,5	0,9	0	—
2	7,2	35,2	2,5	22	24,5	1,3	29	—
4	14,4	36,0	3,3	36	25,0	1,8	48	—
6	21,6	36,0	3,9	50	24,6	2,2	58	—
8	28,8	35,4	4,4	60	23,7	2,7	65	2,4
10	36,0	34,0	4,9	66	22,3	3,1	70	2,9
12	43,2	31,5	5,3	70	20,2	3,5	72	3,7
14	50,4	28,3	5,8	71	17,6	3,9	70	5,5
16	57,6	24,6	6,1	70	—	—	—	—

Технические данные насосов типа К 90/20
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/20 КМ 90/20 $D_{р.к} = 148 \text{ мм}$			К 90/20а КМ 90/20а $D_{р.к} = 136 \text{ мм}$			$\Delta h_{доп}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
0	0	25,8	2,2	0	21,2	1,7	0	—
4	14,4	26,8	3,1	29	21,9	2,0	35	—
8	28,8	27,2	3,9	48	22,1	2,4	56	—
12	43,2	27,0	4,6	64	21,8	2,9	69	—
16	57,6	26,0	5,2	75	20,3	3,3	77	4,5
20	72,0	24,0	5,7	80	18,0	4,0	80	4,55
24	86,4	21,5	6,1	80	15,0	4,5	78	4,9
28	100,8	18,6	6,5	76	11,9	5,0	70	6
32	115,0	15,0	6,8	70	—	—	—	—

Технические данные насосов типа К 45/55
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 75 \text{ мм}$

Q		К 45/55 КМ 45/55 $D_{р.к} = 218 \text{ мм}$			К 45/55а КМ 45/55а $D_{р.к} = 192 \text{ мм}$			$H_{доп}$ $H_{вак}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
0	0	59,0	4,2	0	46,0	3,0	0	—
4	14,4	60,5	6,8	35	47,5	4,6	37	—
6	21,6	60,2	8,0	44	47,2	5,6	47	8
10	36,0	56,8	10,1	60	44,0	6,9	60	7,3
14	50,4	50,2	11,9	64	38,0	8,0	62	6,2
18	64,8	40,0	13,0	60	30,0	8,8	57	5,1

Технические данные насосов типа К 90/35
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/35 КМ 90/35 $D_{р.к} = 174 \text{ мм}$			К 90/35а КМ 90/35а $D_{р.к} = 163 \text{ мм}$			$H_{доп}$ $H_{вак}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
0	0	36,5	4,2	0	31,0	3,4	0	—
4	14,4	39,0	5,2	29	32,5	4,3	28	—
8	28,8	40,0	6,3	46	33,0	5,1	45	—
12	43,2	40,0	7,3	60	32,5	6,0	60	7,2
16	57,6	39,0	8,3	70	31,5	6,8	69	7
20	72,0	37,0	9,2	76	29,6	7,6	74	6,6
24	86,4	34,0	10,1	78	27,0	8,5	73	6
28	100,8	30,2	11,2	76	23,2	9,2	68	5,2
32	115,0	26,0	12,3	70	18,0	9,9	60	4

Технические данные насосов типа К 90/55
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/55 КМ 90/55 $D_{р.к} = 218 \text{ мм}$			К 90/55а КМ 90/55а $D_{р.к} = 200 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м³/ч							
0	0	60	7,5	0	48	5	0	—
5	18	62	10	25	50	7	25	—
10	36	63	12,5	43	51	9	45	—
15	54	62	15	60	50	11	60	5,6
20	72	59	17	70	47	13	68	5
25	90	54	19	72	42	15	70	4,3
30	108	48	21	69	35	16,5	64	4
35	126	41	23	60	25	18	55	3,8

Технические данные насосов типа К 160/20
 $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 150 \text{ мм}$

Q		К 160/20 $D_{р.к} = 264 \text{ мм}$			К 160/20а $D_{р.к} = 240 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м³/ч							
0	0	22	4,9	0	17,2	4	0	—
8	28,8	23	6	26	17,9	4,8	26	—
16	57,6	23,6	7	48	18,3	5,5	50	8,6
24	86,4	23,6	8	62	18	6,3	67	8,5
32	115	22,8	9	73	17	7	75	8,3
40	144	21,2	10	81	15,5	7,7	76	8
48	175	19,2	11	81	13,3	8,3	73	7,6
56	202	17	12,1	77	10	9	68	7

Технические данные насосов типа К 90/85
 $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

Q		К 90/85 КМ 90/85 $D_{р.к} = 272 \text{ мм}$			К 90/85а КМ 90/85а $D_{р.к} = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м³/ч							
0	0	97,9	10	0	87	9	0	—
8	28,8	100	17	36	90	15	37	—
16	57,6	99	23	55	87	21	57	7,2
24	86,4	93	29	65	79	26	65	6,3
32	115	81	35	66	66	31	63	5
40	144	64	40	62	50	36	54	3,1

Технические данные насосов типа К 160/30
 $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 150 \text{ мм}$

Q		К 160/30 $D_{р.к} = 328 \text{ мм}$			К 160/30а $D_{р.к} = 300 \text{ мм}$			К 160/30б $D_{р.к} = 275 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м³/ч										
0	0	36	9	0	30,5	7	0	25,5	4,5	0	—
10	36	37,5	12	35	31,5	9	39	27	6,2	35	—
20	72	38	14,7	58	31,5	11	61	27	7,8	61	—
30	108	37,5	17,4	69	30,5	12,9	71	25	9,6	69	6,6
40	144	35	19,8	74	28,2	15	72	21,2	11,3	70	6,2
50	180	31,5	22	75	24,8	17,1	68	16,8	13	65	5,8
60	216	27	24	71	20	19,4	62	12	14,7	58	5,3

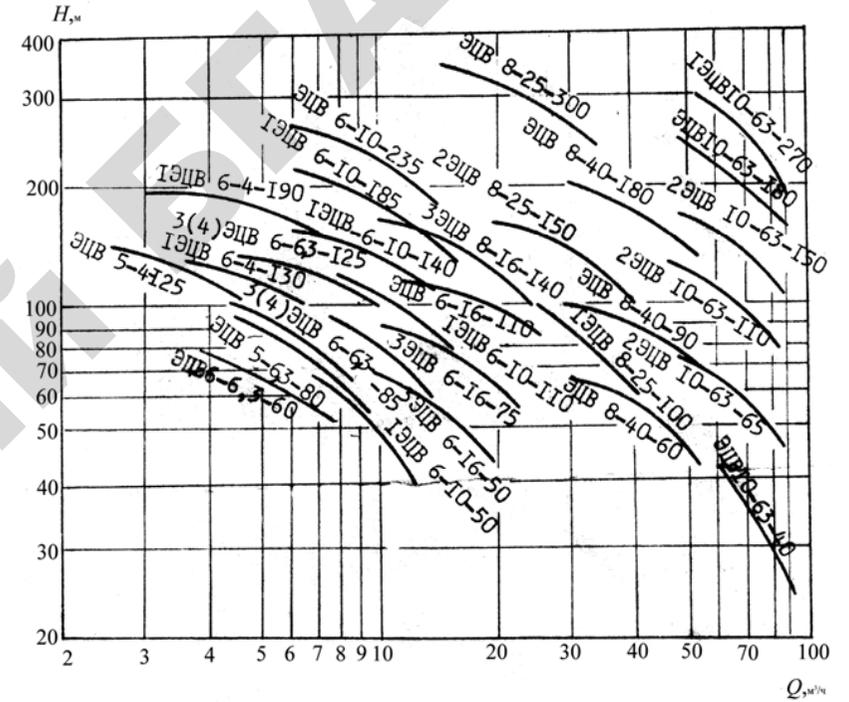
Технические данные насосов типа К 290/18
 $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 200 \text{ мм}$

Q		К 290/18 $D_{р.к} = 268 \text{ мм}$			К 290/18а $D_{р.к} = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м ³ /ч							
0	0	18,9	6,5	0	17,8	5	0	—
20	72	20,9	9,6	36	18,4	7,5	38	—
40	144	21,8	12,4	64	18	10,2	65	7,5
60	216	20,8	14,8	80	16,4	12,5	79	6,6
80	288	17,5	16,9	83	13,5	14,6	80	5,8
100	360	13	19	70	10	16,6	70	5

Технические данные насосов типа К 290/30
 $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $d_{в.п} = 200 \text{ мм}$

Q		К 290/30 $D_{р.к} = 315 \text{ мм}$			К 290/30а $D_{р.к} = 290 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$, м
		H, м	N, кВт	η , %	H, м	N, кВт	η , %	
л/с	м ³ /ч							
0	0	32	8	0	26	6,1	0	—
20	72	33,5	13,2	34	27	10	38	—
40	144	33,5	18	62	27	14,1	65	7,1
60	216	32	22,5	75	25,6	18	76	6,5
80	288	28,5	2,68	79	21,3	21,5	76	5,6
100	360	23,7	31,5	72	13,3	25	64	4

Сводный график полей Q-H насосов типа ЭЦВ



Технические данные насоса ЭЦВ 8-40-90

Q, м ³ /ч	H, м	η , %	N, кВт
0	100	0	12
10	104	28	14
20	103	50	15
30	99	63	17,5
40	90	69	19
50	78	69	22
60	60	59	24
65	50	49	25

Технические данные насоса ЭЦВ 8-40-180

Q, м ³ /ч	H, м	η , %	N, кВт
0	208	0	23
10	233	30	24
20	230	62	25
30	200	64	27
40	175	67	30
50	143	64	32
60	108	50	34
65	84	30	36

Технические данные насоса ЭЦВ 10-63-40

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	55	0	8
20	54	44	9
40	49	62	10
60	43	69	11
80	30	66	12
100	15	54	13
110	6	43	14

Технические данные насоса ЭЦВ 10-63-65

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	84	0	5
20	83	38	12
40	79	60	14
60	72	70	16
80	57	70	17
90	48	62	18

Технические данные насоса 2ЭЦВ 10-63-110

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	135	0	19
20	136	40	20
40	127	61	22
60	113	70	24
80	86	68	25
100	54	51	27
110	37	32	28

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	177	0	27
20	178	43	29
40	170	63	33
60	150	72	35
80	100	67	38
100	30	48	40

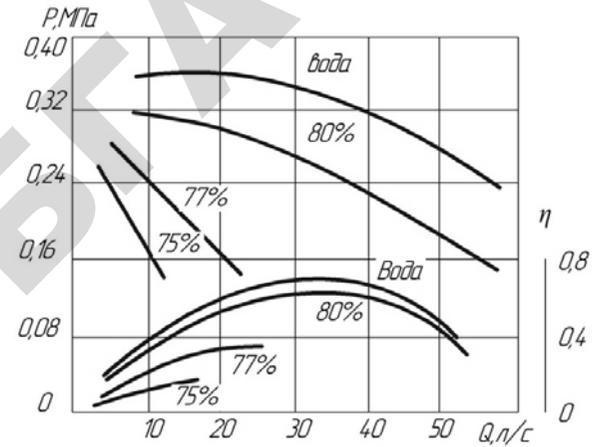
Технические данные насоса 4ЭЦВ 10-63-180

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	260	0	39
20	250	40	41
40	228	58	45
60	192	64	49
80	143	58	52
100	86	38	58
105	70	27	60

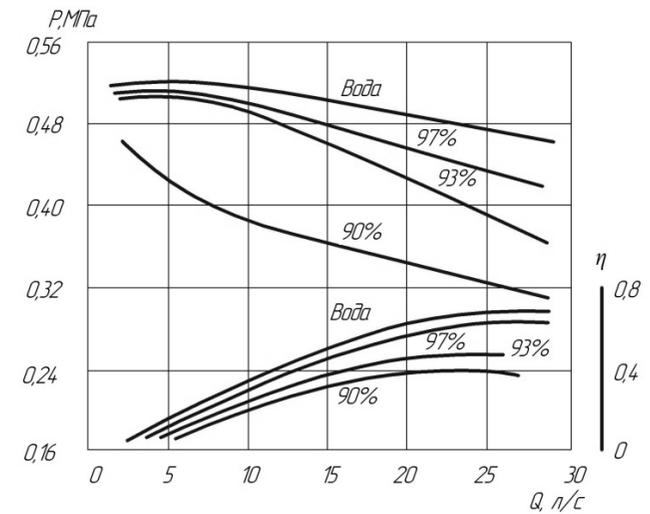
Технические данные насоса 4ЭЦВ 10-63-270

$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H, \text{ м}$	$\eta, \%$	$N, \text{ кВт}$
0	320	0	50
20	320	48	55
40	310	64	64
60	280	70	70
80	218	65	77
100	130	50	79,5
110	82	38	81,5

Рабочие характеристики центробежного насоса 4НФ для кормосмеси. В % указана влажность кормосмеси



Рабочие характеристики насоса 5ФВ-6 для навоза. В % указана влажность навоза



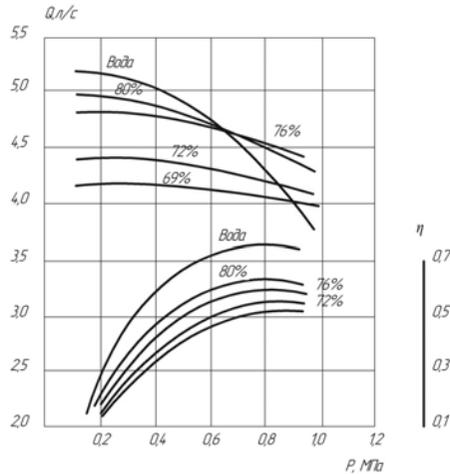
ЛИТЕРАТУРА

Приложение 37

Напорные характеристики насоса ИВ 20/10 для кормосмеси.

В % указана влажность кормосмеси.

Частота вращения вала рабочего колеса $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$

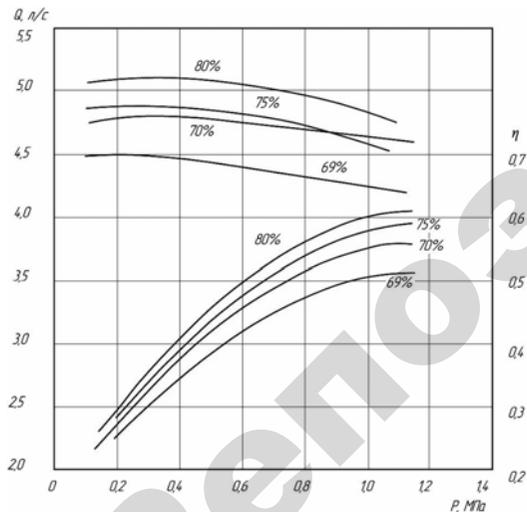


Приложение 38

Напорные характеристики насоса ИВ 20/5 для кормосмесей.

В % указана влажность кормосмеси.

Частота вращения вала рабочего колеса $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$



1. Ловкис, З. В. Гидравлика : учеб. пособие для студ. учреждений высшего образов. по технолог. спец. / З. В. Ловкис. – Мн.: Беларуская навука, 2012. – 440 с.

2. Жарский, М. А. Гидравлика и гидропривод : пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности направлений образования 74 06 «Агроинженерия» / М. А. Жарский. – 2-е изд. – Мн.: Экоперспектива, 2011. – 360 с.

3. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика : учебник для студ. вузов по напр. в обл. техники и технологии, сельского и рыбного хозяйства / Д. В. Штеренлихт; ред. Н. М. Щербакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолоС, 2006. 656 с.

4. Кудинов, В. А. Гидравлика: учеб. пособие для студ. вузов по напр. в обл. техники и технологии / В. А. Кудинов, Э.М. Карташов. – М.: Высшая школа, 2006. – 176 с.

5. Калекин, А. А. Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие для студ. вузов по спец. «Агроинженерия» / А. А. Калекин. – М.: Мир, 2005. – 512 с.

6. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие для вузов / В. Ф. Медведев. – Мн.: Вышэйшая школа, 1998. – 311 с.

7. Гидравлика и гидравлические машины / З. В. Ловкис [и др.]; ред. М. Н. Ершова. – М.: Колос, 1995. – 303 с.

8. Исаев, А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов : учеб. пособие / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур; ред. А. И. Зелепукин. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.

9. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов : практикум / сост. В. С. Лахмаков, В. И. Лаптев, Е. В. Плискевич. – Мн.: БГАТУ, 2007. – 294 с.

10. Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум : учебное пособие / Н. Е. Бонч-Осмоловская [и др.]; под ред. И. В. Качанова и В. Н. Юхновца. – 4-е изд., перераб. и доп. – Мн.: БНТУ, 2007. – 295 с.

11. Палишкин, Н. А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение : учеб. пособие / Н. А. Палишкин; ред. Г. П. Попова. – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с.

12. Калицун, В. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация : учеб. пособие для студ. вузов по спец. «Пром. и гражд. строит-во» / В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 2004. – 400 с.

13. Сайриддинов С. Ш. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения : учеб. пособие для вузов по спец. «Водоснабжение и водоотведение» и «Строительство» / С. Ш. Сайриддинов. – М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2004. – 344 с.

14. Справочник по энергетическому оборудованию / Сост. Кучинский В. Д., Бурим О. Н., Свирида Д. В. – Мн.: ЗАО «БелНасос-Пром», 2012. – 226 с.

15. Агрегаты электронасосные центробежные скваженные для воды : каталог / А.С. Корез, С.В. Матусевич. – Мн.: ОАО «Завод Промбурвод», 2011. – 84 с.

16. ТКП 45-4.01-200-2010 (02250). Насосные станции систем водоснабжения. Правила проектирования.

17. ТКП 45-4.01-32-2010 (02250). Наружные водопроводные сети и сооружения. Строительные нормы проектирования.

18. ТКП 17.09-01-2011 (02120). Охрана окружающей среды и природопользование. Климат. Выбросы и поглощение парниковых газов. Правила расчета выбросов за счет внедрения мероприятий по энергосбережению, возобновляемых источников энергии.

19. СНБ 4.01.01-03. Водоснабжение питьевое. Общие положения и требования.

20. СНБ 4.01.02-03. Противопожарное водоснабжение.

Для заметок

Учебное издание

Кравцов Александр Маратович
Лахмаков Владимир Степанович
Плискевич Евгений Владимирович

ГИДРАВЛИКА

Практикум

Ответственный за выпуск *А. М. Кравцов*
Редактор *В. А. Лукьянчук*
Корректор *В. А. Лукьянчук*
Компьютерная верстка *В. А. Лукьянчука*
Дизайн обложки *Д. О. Сенькевич*

Подписано в печать 13.07.2015. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 22,32. Уч.-изд. л. 17,45. Тираж 98 экз. Заказ 487.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.