

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ,
НАУКИ И КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра гидротехнических сооружений и водоснабжения

Д. А. Дрозд, А. А. Боровиков, В. А. Волынцева

ГИДРАВЛИКА

Методические указания по выполнению лабораторных работ для
студентов, обучающихся по специальности общего высшего
образования 6-05-0812-01 – Техническое обеспечение производства
сельскохозяйственной продукции

Горки 2024

УДК 532.5 (075.8)
ББК
Д

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства.
Протокол № 7 от 27 марта 2023 г.*

Авторы:

кандидат сельскохозяйственных наук *Д. А. Дрозд*;
кандидат технических наук *А. А. Боровиков*;
кандидат сельскохозяйственных наук *В. А. Волынцева*

Рецензент:

кандидат сельскохозяйственных наук, доцент *Ю. В. Алехина*

Дрозд, Д.А.

Д Гидравлика : методические указания по выполнению лабораторных работ / Д. А. Дрозд, А. А. Боровиков, В. А. Волынцева. – Горки : БГСХА, 2024. – 134 с.

Приведены описания конструкций лабораторных установок, средств измерений, последовательность проведения опытов и обработки результатов, контрольные вопросы.

Для студентов обучающихся по специальности общего высшего образования 6-05-0812-01 Техническое обеспечение производства сельскохозяйственной продукции.

УДК
ББК

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2024

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания по гидравлике содержат описание и методику проведения лабораторных работ, иллюстрирующих законы равновесия и движения жидкости.

Данные методические указания окажут помощь студентам инженерных специальностей сельскохозяйственных вузов, при выполнении лабораторных работ по курсу «Гидравлика». Каждая лабораторная работа выполняется независимо от других работ, т. е. можно выполнять их избирательно, в соответствии с учебной программой для данной специальности в зависимости от объема курса гидравлики, читаемого на факультете, а также от возможностей гидравлической лаборатории.

Описание каждой лабораторной работы состоит из четырех основных частей:

- 1) общие сведения по теме, которой посвящена работа;
- 2) цель и задачи лабораторной работы;
- 3) описание опытной установки и порядок выполнения работы;
- 4) заполнение журнала измерений и обработка опытных данных с последующими выводами к лабораторной работе.

Методика и порядок проведения лабораторных работ описаны с расчетом на выполнение студентами полного объема работы самостоятельно. Обеспечению самостоятельности при проведении лабораторной работы и хорошему усвоению материала способствует условие, при котором состав группы, проводящей работу на экспериментальной установке, не превышает 10–12 студентов.

При составлении данных методических указаний предусматривалась простота изложения материала, чтобы ими могли пользоваться также студенты-заочники, самостоятельно изучающие курс гидравлики.

В методических указаниях лабораторные работы с описанием лабораторных установок подобраны согласно имеющемуся оборудованию в лаборатории общей гидравлики УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОФОРМЛЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

При выполнении лабораторных работ студент должен иметь журнал, который может быть составлен по образцам, приведенным в данных методических указаниях.

Перед началом конкретной лабораторной работы необходимо уяснить ее содержание и последовательность наблюдений и измерений. Общие сведения по теме, приведенные в начале каждой работы даны кратко, конспективно, с расчетом на то, что поставленная в лабораторной работе тема теоретически рассмотрена и студентом усвоена. Если теоретический материал темы не усвоен, то рекомендуется перед началом лабораторной работы ознакомиться с ним подробнее по соответствующему разделу курса гидравлики.

В журнале прежде всего вычерчивается схема экспериментальной установки с ее основными деталями и размерами. Выписываются основные формулы и зависимости, необходимые для вычислений определяемых в работе величин.

При вычислениях надо внимательно следить за правильной размерностью величин, подставляемых в формулы. Следует заметить, что ошибки студентов при обработке опытных материалов чаще всего происходят из-за несоответствия размерности величин в уравнениях. В расчетах необходимо использовать размерность величин в Международной системе единиц измерений (СИ).

Если определяемая опытным путем величина может быть вычислена по теоретической или эмпирической формуле, то полученный опытный результат надо сравнить с вычисленным по формуле (со ссылкой на автора формулы).

Все наблюдения, измерения и вычисления во время опыта проводятся студентами самостоятельно. Преподаватель контролирует проведение опыта, обработку материала наблюдений и измерений и принимает выполненную работу. При сдаче работы студент должен дать качественную оценку результатам лабораторной работы.

Лабораторная работа 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Сила гидростатического давления жидкости на ограниченную плоскую поверхность для условий (рис. 1), когда внешнее давление равно атмосферному, определяется по формуле

$$F_p = \rho g h_{ц.т.} \omega, \quad (1.1)$$

где $h_{ц.т.}$ – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой поверхности;

ω – площадь этой поверхности.

Так как плоская поверхность правильной формы имеет ось симметрии, то точка приложения силы, т. е. центр давления, будет находиться на ней и определяться одной ординатой относительно линии уреза жидкости (ось Ox):

$$l_d = l_{ц.т.} + \frac{I_0}{l_{ц.т.} \omega}, \quad (1.2)$$

где $l_{ц.т.}$ – ордината центра тяжести площади ω (при вертикальном расположении этой площади она равна $h_{ц.т.}$);

I_0 – момент инерции площади ω относительно оси, проходящий через центр тяжести ее параллельно оси Ox .

Как видно из формулы (1.2), центр давления расположен ниже центра тяжести площади ω на величину эксцентриситета:

$$e = \frac{I_0}{l_{ц.т.} \omega}. \quad (1.3)$$

Задачи исследования:

- 1) определить силу гидростатического давления на плоскую поверхность опытным путем;
- 2) вычислить эту силу для условий опытов по формуле (1.1);
- 3) сопоставить полученные результаты.

Лабораторная установка. Рассматриваемой плоской поверхностью является круглый клапан 2 (рис. 1.1), закрывающий отверстие в стенке резервуара 1, наполненного водой. Клапан посредством рычага 4 шарнирно прикреплен к стенке резервуара и может поворачиваться относительно оси K под действием грузов 8, подвешенных на тресе, который

уложен на блоки 3 и присоединен к рычагу 4. Задвижки 6 и 7 предназначены соответственно для наполнения резервуара водой и сброса ее. Глубина погружения центра тяжести клапана измеряется пьезометром 5.

Проведение опытов.

1. Замеряются диаметр d клапана 2, плечи ℓ и ℓ_1 рычага 4.
2. Подбирается масса груза (противовеса) $m_{пр}$, достаточная для преодоления сил трения и веса клапанного устройства при его открытии при незаполненном резервуаре водой.
3. Резервуар заполняется водой.
4. На подвеску устанавливаются грузы массой $m_{гр}$.

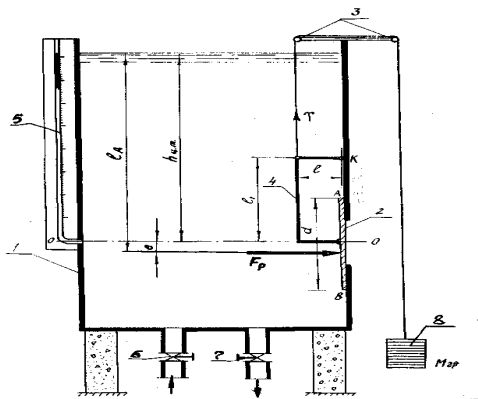


Рис. 1.1. Схема опытной установки

5. Открывается задвижка 7, уровень воды в резервуаре понижается. В момент открытия клапана, определяемый визуально по вылету струи из отверстия и падению грузов, фиксируется показание пьезометра 5, т. е. величина $h_{ц.т.}$

Опыты проводятся для трех различных значений массы грузов. Результаты измерений записываются в табл. 1.1 журнала лабораторных работ.

Постоянные величины: диаметр клапана $d =$ см; площадь клапана $\omega =$ см²; плечо $\ell =$ см; плечо $\ell_1 =$ см; масса противовеса $m_{пр} =$ кг.

Обработка результатов.

1. Определяется подъемное усилие открытия клапана:

$$T = (m_{гр} - m_{пр})g. \quad (1.4)$$

Т а б л и ц а 1.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер опыта		
			1	2	3
1	Глубина погружения центра тяжести клапана $h_{ц.т.}$	см			
2	Масса груза $m_{гр}$	кг			
3	Подъемное усилие T	Н			
4	Величина эксцентриситета e	см			
5	Сила гидростатического давления:				
	опытная $F_{оп}$ вычисленная F_p	Н Н			
6	Относительная разность ΔF	%			

2. По формуле (1.3) вычисляется величина эксцентриситета, соответствующая полученному значению $h_{ц.т.}$, при котором открылся клапан:

$$e = \frac{I_0}{l_{ц.т.}\omega} = \frac{d^2}{16h_{ц.т.}}. \quad (1.5)$$

3. Из уравнения моментов сил относительно оси K определяется опытное значение силы гидростатического давления на клапан:

$$F_{оп} = T \frac{\ell}{\ell_1 + e}. \quad (1.6)$$

4. По формуле (1.1) вычисляется расчетная величина силы гидростатического давления, соответствующая полученному в опыте значению $h_{ц.т.}$

5. Относительное отклонение (в %) расчетного значения силы гидростатического давления от опытного определяется по формуле

$$\Delta F = \left(\frac{F_p}{F_{оп}} - 1 \right) 100. \quad (1.7)$$

Контрольные вопросы

1. Как определяется сила гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность расчетным и опытным путем?

2. Почему сила гидростатического давления определяется в момент открытия клапана?

3. Какой вид имеет эпюра гидростатического давления на плоскую поверхность?

4. Как найти центр давления?

Лабораторная работа 2. ИССЛЕДОВАНИЕ И ГРАФИЧЕСКАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Если в потоке несжимаемой жидкости действуют из массовых сил только сила тяжести, то выражение полной удельной энергии в любой точке можно представить в следующих трех вариантах:

$$E_G = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}, \quad (2.1)$$

$$E_w = \rho g z + p + \frac{u^2}{2} \rho, \quad (2.2)$$

$$E_m = g z + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}, \quad (2.3)$$

где z – превышение рассматриваемой точки над выбранной плоскостью отсчета (сравнения);

p , u – соответственно гидростатическое давление и скорость движения жидкости в этой точке;

ρ – плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Формула (2.1) выражает энергию, приходящуюся на единицу веса (м), формула (2.2) – на единицу объема (Па), формула (2.3) – на единицу массы жидкости (м²/с²). Тогда удельной энергией в сечении потока называется энергия, приходящаяся на единицу количества (веса, объема, массы) жидкости.

В гидравлике широко применяется запись (2.1). Три составляющие правой части этого уравнения имеют следующий физический смысл:

z – удельная потенциальная энергия положения точки над плоскостью сравнения (геометрический напор);

$\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления жидкости в точке (пьезометрический напор);

$\frac{u^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия (скоростной напор).

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в потоке жидкости. Оно устанавливает связь между удельными энергиями в двух любых сечениях потока.

Если использовать запись (2.1) применительно не к точкам, а к сечениям потока, то уравнение Бернулли представляется в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{ТР}}, \quad (2.4)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты кинетической энергии в первом и втором сечениях потока;

V_1 , V_2 – средние скорости движения жидкости в этих сечениях;

$h_{\text{ТР}}$ – потери энергии при движении жидкости от первого сечения трубопровода ко второму.

Полная удельная энергия в первом сечении потока отличается от полной удельной энергии во втором сечении на величину потерь $h_{\text{ТР}}$.

При изменении положения и площади сечения потока происходит преобразование одного вида энергии в другой. Уравнение (2.4) позволяет находить одну из неизвестных составляющих полной удельной энергии, если известны все остальные.

Задачи исследования:

1) на лабораторной установке определить по показаниям трубок Пито и пьезометров составляющие полной удельной энергии в центрах тяжести трех различных по площади сечениях потока;

2) проанализировать визуально во время опытов и по подсчетам преобразование одного вида энергии в другой при изменении положения и площади сечения потока;

3) построить по результатам опытов схематично линии, показывающие изменение полной и потенциальной удельных энергий в сечениях потока вдоль пути его движения.

Лабораторная установка. В наклонный трубопровод 4 (рис. 2.1) переменного сечения поступает вода из резервуара 1, питаемого через задвижку 3, постоянный уровень воды в резервуаре поддерживается с помощью переливного устройства 2.

В центрах тяжести трех сечений трубопровода 4, расположенных на определенных расстояниях одно от другого, подключены трубки Пито и пьезометры. Трубка Пито (изогнутая навстречу потоку) служит для измерения полной удельной энергии, пьезометр – удельной потенциальной энергии давления.

Расход воды в опытном трубопроводе 4 регулируется задвижкой 5. Измеряется он объемным способом. Для этого поворотный желоб 7 наклоняется в сторону мерного резервуара 8, и определяется высота

наполнения последнего по пьезометру 6 за время t . Сброс воды и опорожнение мерного резервуара производятся через задвижки 9 и 10.

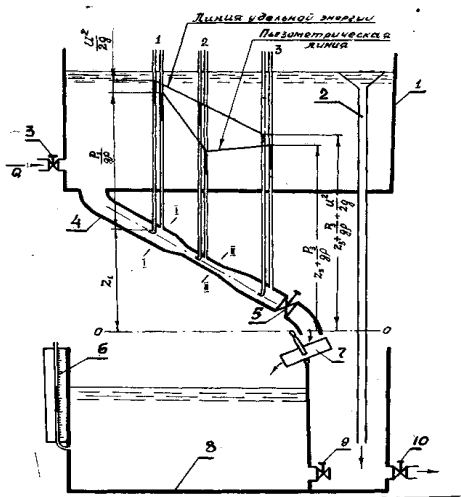


Рис. 2.1 Схема установки для демонстрации уравнения Бернулли

Проведение опытов.

1. С помощью задвижек 5 и 3 устанавливается определенный расход воды в опытном трубопроводе. При этом нужно добиться, чтобы показания пьезометров и трубок Пито стабилизировались.

2. Измеряется для каждого сечения удельная энергия положения – высота z от принятой плоскости сравнения до центра тяжести сечения.

3. Во всех трех сечениях по пьезометрам определяется удельная энергия давления $\frac{p}{\rho g}$, а по трубкам Пито – сумма удельных энергий давления и кинетической энергии $\frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$.

4. Поворотом желоба 7 поток направляется в мерный резервуар 8 и по секундомеру определяется время t , в течение которого уровень в пьезометре 6 поднимается на заданную высоту h .

5. Измеряются расстояния L_1 и L_2 между сечениями опытного трубопровода и площадь сечения в плане мерного резервуара.

Измеренные и вычисленные показатели заносятся в табл. 2.1 журнала лабораторных работ.

Постоянные величины: объем воды в мерном баке $W = b\ell h = \text{см}^3$; размеры мерного бака в плане: $b = \text{см}$, $\ell = \text{см}$; показание пьезометра на мерном баке $h = \text{см}$; время наполнения мерного бака $t = \text{с}$; расход потока $Q = W / t = \text{см}^3/\text{с}$.

Таблица 2.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер сечения		
			1	2	3
1	Диаметр трубопровода d	см			
2	Высота z	см			
3	Площадь сечения ω	см ²			
4	Показание пьезометров $p / (\rho g)$	см			
5	Пьезометрический напор $z + p / (\rho g)$	см			
6	Показание трубок Пито $p / (\rho g) + u^2 / (2g)$	см			
7	Полный напор по показаниям приборов H	см			
8	Потери напора по показаниям приборов $h_{\text{тр}}$	см			
9	Средняя скорость в сечениях потока V	см/с			
10	Скоростной напор, вычисленный по средней скорости $\alpha V^2 / (2g)$	см			
11	Полный напор по средней скорости $H' (5 + 10)$	см			
12	Потери напора, вычисленные по средней скорости $h'_{\text{тр}}$	см			
13	Расстояние между сечениями L	см			
14	Гидравлический уклон $I = h'_{\text{тр}} / L$				

Обработка результатов.

1. По показаниям трубки Пито и пьезометра в каждом сечении вычисляются соответственно полная удельная энергия E_G (полный напор H) (формула 2.1), и удельная потенциальная энергия $z + \frac{p}{\rho g}$ относительно принятой плоскости сравнения.

2. Потери напора между соседними сечениями трубопровода равны разности полных напоров в этих сечениях:

$$h_{\text{тр}} = H_1 - H_2. \quad (2.5)$$

3. Расход жидкости в опытном трубопроводе и средняя скорость в сечении определяются соответственно по следующим формулам:

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{b\ell h}{t}, \quad (2.6)$$

$$V = \frac{Q}{\omega}, \quad (2.7)$$

где W – объем жидкости, поступившей в мерный резервуар за время опыта;

ω – площадь сечения трубопровода.

4. Вычисляется удельная кинетическая энергия (скоростной напор) $\frac{\alpha V^2}{2g}$ и полная удельная энергия (полный напор) $H' = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$ по средней скорости потока в каждом сечении. Так как режим движения в трубопроводе турбулентный, то коэффициент кинетической энергии $\alpha = 1,13 \dots 1,0$ (с повышением турбулентности он уменьшается и для условий данной лабораторной установки может быть принят близким к 1,0).

5. По полным напорам, вычисленным с учетом средних скоростей, определяются аналогично (формула 2.5) потери напора $h'_{тр}$, а также гидравлический уклон между соседними сечениями:

$$I = \frac{h'_{тр}}{L}. \quad (2.8)$$

По полученным результатам опытов строятся графики изменения полной и потенциальной удельных энергий потока вдоль пути его движения, пример построения которых для исследуемого трубопровода (см. рис. 2.1) показан на рис. 2.2.

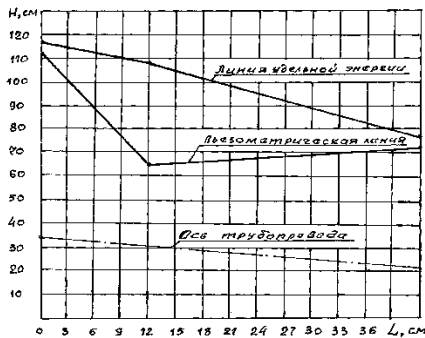


Рис. 2.2. Пьезометрическая линия и линия полной удельной энергии

Для построения линии полной удельной энергии используются ее значения, подсчитанные по средним скоростям в сечениях потока.

Контрольные вопросы

1. Что называется в гидравлике удельной энергией?
2. Как можно определить опытным путем удельную потенциальную и кинетическую энергии в сечении потока?
3. Как изменяются удельные кинетическая и потенциальная энергии при изменении площади сечения потока?

Лабораторная работа 3. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Наблюдения за поведением частиц жидкости при ее движении позволили установить два вида движения жидкости, которые различаются разными зависимостями сил трения от скорости движения (Д. И. Менделеев, 1880). В дальнейшем поведение частиц жидкости при их движении стали называть режимом движения. Различают ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный) режимы движения.

При ламинарном режиме все струйки движутся параллельно друг другу без заметного перемешивания слоев. Такое течение наблюдается в диапазоне сравнительно малых скоростей. Это легко видеть, если в поток жидкости, протекающей в стеклянной трубе, ввести окрашенную струйку с плотностью, близкой к окружающей жидкости. При ламинарном режиме движения подкрашенная струйка будет выделяться, не смешиваясь с основным потоком, по всей длине стеклянной трубы.

Если же постепенно увеличивать расход, то при некоторой возросшей скорости траектория струйки становится волнистой. Если после этого еще увеличивать скорость, то подкрашенная струйка полностью рассеивается в основной массе движущегося потока. В этом случае наблюдавшееся ранее ламинарное движение переходит в турбулентное.

При постепенном уменьшении скорости движения потока явление повторяется в обратном порядке. Однако переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при скорости, меньшей той, при которой наблюдается переход от ламинарного движения к турбулентному. Скорость потока, при которой происходит смена режима движения жидкости, называется *критической*. Исследованиями О. Рейнольдса

было выявлено существование двух критических скоростей: одной – при переходе ламинарного режима в турбулентный, она называется верхней критической скоростью $V_{в.кр.}$, другой – при переходе турбулентного режима в ламинарный режим, она называется нижней критической скоростью $V_{н.кр.}$. Исследованиями также доказано, что значение верхней критической скорости зависит от внешних условий опыта: постоянства температуры, уровня вибрации опытной установки и т. д. Нижняя критическая скорость в широком диапазоне изменения внешних условий остается практически неизменной. Опытами было установлено, что нижняя критическая скорость для потока в кругло-цилиндрической трубе пропорциональна кинематической вязкости ν исследуемой жидкости и обратно пропорциональна диаметру трубы d :

$$V_{н.кр.} = kv / d. \quad (3.1)$$

Коэффициент пропорциональности K оказался одинаковым для различных V и d :

$$k = V_{н.кр.} d / \nu. \quad (3.2)$$

В честь О. Рейнольдса этот коэффициент был назван критическим числом Рейнольдса и обозначен $Re_{кр.}$.

Для любого потока по известным V , d , ν можно составить и вычислить число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (3.3)$$

и сравнить его с критическим значением $Re_{кр.}$. Если $Re < Re_{кр.}$, то $V < V_{н.кр.}$ и режим движения жидкости ламинарный; если $Re > Re_{кр.}$, то $V > V_{н.кр.}$ и режим движения, как правило, турбулентный.

Так как переход от устойчивого ламинарного режима к устойчивому турбулентному режиму движения жидкости не происходит мгновенно, то в некотором диапазоне скоростей намечается переходный режим, который принято относить к турбулентному.

В общем случае число Рейнольдса определяется безразмерным комплексом

$$Re = \frac{vl}{\mu/\rho} = \frac{vl}{\nu}, \quad (3.4)$$

составленным из четырех величин: динамической вязкости μ , плотности жидкости ρ , характерного геометрического размера живого сечения ℓ и средней скорости потока V .

Поскольку характерный размер живого сечения выбирается произвольно, число Рейнольдса имеет индекс, указывающий выбранную линейную величину. Чаще всего в качестве характерных линейных величин принимают диаметр трубы d , гидравлический радиус R или глубину потока в открытом русле (канале) h . Тогда

$$\text{Re}_d = Vd/\nu; \quad \text{Re}_R = VR/\nu; \quad \text{Re}_h = Vh/\nu. \quad (3.5)$$

Число Re_d в учебной и справочной литературе обычно обозначается без индекса.

Критическое число Рейнольдса для потоков, в которых в качестве характерной линейной величины принят гидравлический радиус R , составляет $\text{Re}_{\text{кр}R} = V_{\text{н.кр}} R/\nu = 580$.

Задачи исследования:

- 1) установить визуально наличие ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости;
- 2) вычислить по результатам каждого опыта критерий Рейнольдса и дать заключение о режиме движения жидкости.

Лабораторная установка. Установка состоит из напорного резервуара 4 (рис. 3.1), стеклянной трубы 5, сливной воронки для поддержания постоянного напора, зажимов 3 и 6 на резиновых трубках, регулирующих подачу жидкости в приборе, трубки 1 для ввода в стеклянную трубу подкрашенной струйки, колбы 2 с окрашенной жидкостью и напорной линии с вентилем, с помощью которых производится подача жидкости в резервуар.

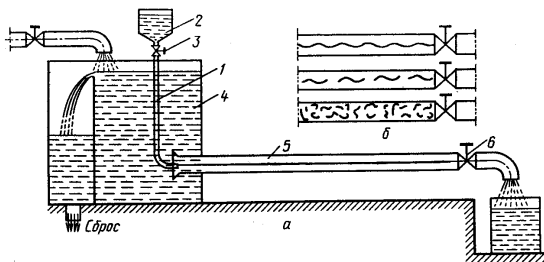


Рис. 3.1. Схема опытной установки: *a* – опытная установка; *б* – режимы движения жидкости

Проведение опытов. В работе выполняются четыре опыта, различающихся между собой режимом движения потока в стеклянной трубе.

Порядок проведения опытов приведен ниже.

1. Устанавливается такая подача воды, чтобы уровень жидкости в резервуаре 4 сохранялся постоянным.

2. Производится небольшое открытие зажима 6, и в стеклянную трубу 5 подается подкрашенная струйка.

3. По визуальным наблюдениям за поведением подкрашенной струйки устанавливается режим движения жидкости.

4. Определяется время t наполнения мерного цилиндра и объем жидкости W .

5. Замеряется температура T жидкости и по табл. 1 приложения устанавливается кинематическая вязкость воды.

Поддерживая постоянный уровень жидкости в резервуаре 4 и постепенно увеличивая расход, опыты повторяют. Результаты измерений и вычислений заносятся в табл. 3.1 журнала лабораторных работ.

Постоянные величины: диаметр трубы $d =$ см; площадь сечения трубы $\omega =$ см².

Обработка результатов.

1. Определяется площадь сечения трубы 5, расход $Q = W / t$ и средняя скорость потока $V = Q / \omega$.

2. Вычисляется число Рейнольдса по зависимости (3.3).

3. Сопоставляются полученные во всех опытах числа Рейнольдса с критическим $Re_{кр} = 2320$, и устанавливается режим движения жидкости.

4. Эти результаты сопоставляются с визуальными наблюдениями, и дается заключение о соответствии критерия Рейнольдса данным опытов.

Таблица 3.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Номер опыта			
			1	2	3	4
1	Объем воды в мерном цилиндре W	см ³				
2	Время наполнения мерного цилиндра t	с				
3	Расход Q	см ³ /с				
4	Средняя скорость V	см/с				
5	Температура воды T	°C				
6	Кинематический коэффициент вязкости ν	см ² /с				
7	Число Рейнольдса Re	–				
8	Режим движения: наблюдаемый	-				
	вычисленный	-				

Контрольные вопросы

1. Какие существуют режимы движения жидкости и чем они отличаются?
2. Как определяется режим движения жидкости с помощью критерия Рейнольдса?

Лабораторная работа 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ

Потери удельной энергии (напора) по длине потока в напорном трубопроводе круглого сечения определяются по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g}, \quad (4.1)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси);

ℓ – длина участка трубопровода, на котором определяются потери напора;

d – внутренний диаметр трубопровода;

v – средняя скорость движения потока.

Многочисленными исследованиями установлено, что гидравлический коэффициент трения зависит от числа Рейнольдса ($Re = Vd/\nu$, где ν – кинематическая вязкость жидкости), диаметра и так называемой эквивалентной величины выступов (Δ_s) шероховатости трубопровода. Однако в разных условиях движения потоков влияние этих факторов разное и прежде всего – на режим движения жидкости. Поэтому влияние их на гидравлический коэффициент трения рассмотрим отдельно для каждого режима.

Ламинарный режим движения. Как отмечалось в работе 3, ламинарный поток имеет слоистый характер – частицы жидкости движутся с различными скоростями параллельно оси трубы без перемешивания. Касательные напряжения, которые возникают между смещающимися параллельными слоями жидкости, обусловлены вязкостью жидкости и подчиняются закону жидкостного трения Ньютона, который имеет следующую запись:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dr}, \quad (4.2)$$

где τ – касательное напряжение;

μ – динамическая вязкость жидкости;

du / dr – градиент скорости.

Используя общий закон распределения касательных напряжений

$$\tau = \rho g R I, \quad (4.3)$$

где ρ – плотность жидкости;

g – ускорение свободного падения;

R – гидравлический радиус потока;

I – гидравлический уклон $I = h_{\text{дл}} / \ell$, и выражая в нем τ формулой (4.2), получим дифференциальное уравнение, определяющее скорость u как функцию радиуса r трубопровода:

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr. \quad (4.4)$$

В результате интегрирования этого уравнения с учетом граничного условия ($u = 0$ при $r = r_0$, где r_0 – радиус трубопровода) получаем параболический закон распределения скорости (рис. 4.1) по сечению.

$$u = \frac{\rho g I}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \quad (4.5)$$

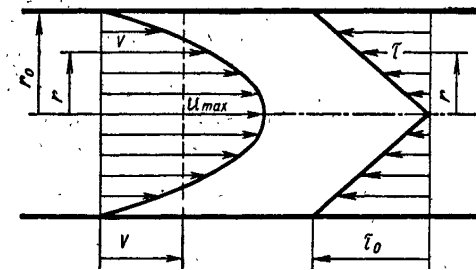


Рис. 4.1. Распределение скоростей и касательных напряжений по сечению ламинарного потока в круглой трубе

Максимальная скорость будет на оси трубы:

$$u_{\text{max}} = \frac{\rho g I}{4\mu} r_0^2. \quad (4.6)$$

Используя выражение (4.6), можно представить найденный закон в форме

$$u = u_{\max}(1 - r^2/r_0^2). \quad (4.7)$$

Определив расход жидкости суммированием расходов через элементарные кольцевые площадки живого сечения потока, найдем его среднюю скорость:

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \frac{1}{\pi r_0^2} \int_0^{r_0} u_{\max}(1 - r^2/r_0^2) 2\pi r dr = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (4.8)$$

Следовательно, средняя скорость потока равна половине максимальной.

Решая совместно уравнения (4.6) и (4.8), получаем закон гидравлического трения в потоке при ламинарном режиме (формула Пуазейля)

$$h_{\text{дт}} = \frac{32\nu l V}{gd^2}, \quad (4.9)$$

из которого следует, что потери напора на трение по длине потока пропорциональны средней скорости движения потока и кинематической вязкости жидкости.

Приведя последнюю формулу к виду (4.1), получим гидравлический коэффициент трения для ламинарного потока:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (4.10)$$

Таким образом, при ламинарном режиме движения жидкости, когда $\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} \leq \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$, гидравлический коэффициент трения λ определяется по формуле (4.10). Теоретические результаты хорошо подтверждаются опытом для изотермических потоков, в которых отсутствует теплообмен с окружающей средой.

Турбулентный режим движения. Турбулентный поток характеризуется беспорядочным, хаотичным движением частиц жидкости. Наряду с основным поступательным перемещением жидкости вдоль трубы наблюдаются незакономерные поперечные перемещения и вращательные движения (завихрения) частиц, которые приводят к интенсивному перемешиванию жидкости.

При измерении скоростей в различных точках потока чувствительными самопишущими приборами обнаруживаются *пульсации скоростей*, т. е. весьма быстрые и беспорядочные их колебания около некоторых средних значений, которые называют *осредненными* местными скоростями. На рис. 4.2 изображены пульсации продольной скорости в определенной точке потока.

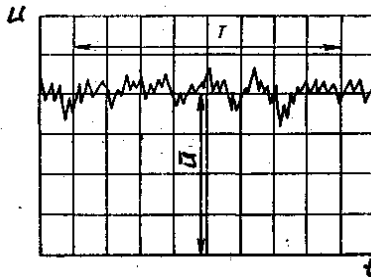


Рис. 4.2. Пульсация продольной скорости в турбулентном потоке

За осредненную скорость в данной точке принимают такое постоянное значение скорости, при котором через любую площадку, содержащую эту точку, за время осреднения проходит объем жидкости, равный истинному. Таким образом, проекция осредненной скорости на некоторое направление s определяется по формуле

$$u = \frac{1}{T} \int_0^T u_s dt. \quad (4.11)$$

где T — период осреднения;

u_s — проекция мгновенной местной скорости на направление s .

При достаточно большом периоде осреднения (по сравнению со средним периодом пульсаций, который обычно измеряется сотыми и тысячными долями секунды) величина u_s оказывается практически не зависящей от T . В этом проявляется основная статистическая закономерность турбулентного потока.

Аналогичным образом происходят пульсации давлений и касательных напряжений в различных точках потока. Следовательно, турбулентный поток является по своей природе неустановившимся движением.

Так как пульсации имеют беспорядочный, случайный характер, установить зависимости между мгновенными характеристиками потока оказывается невозможным. Вместе с тем для большинства технических задач существенны не мгновенные пульсирующие величины местных скоростей и напряжений, а лишь их осредненные во времени значения. Поэтому при гидравлических расчетах турбулентных потоков обычно пользуются их осредненными характеристиками.

Замена действительного неустановившегося движения более простой схемой осредненного установившегося потока чрезвычайно облегчает изучение турбулентного потока, сохраняя вместе с тем его главные закономерности.

Измерения скоростей показывают, что при переходе к турбулентному режиму у стенок сохраняется тонкий слой жидкости, в котором частицы, подторможенные и направленные стенками, сохраняют в основном слоистый характер движения (так называемый ламинарный или вязкий подслой). Поэтому профиль осредненных скоростей имеет два значительно различающихся участка (рис. 4.3). В турбулентном ядре благодаря интенсивному поперечному перемешиванию, приводящему к выравниванию скоростей частиц, осредненные скорости различаются незначительно и их распределение по основной части сечения оказывается более равномерным, чем при ламинарном режиме. В пределах вязкого подслоя происходит весьма резкое падение скоростей до нулевого значения на стенке.

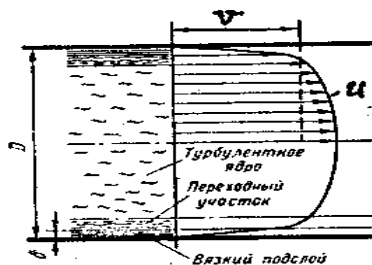


Рис. 4.3. Схема распределения осредненных скоростей в турбулентном потоке

Следует заметить, что поток внутри вязкого подслоя не является строго ламинарным, так как в нем существуют небольшие турбулентные пульсации скоростей и давлений и возникают периодические обмены с внешними турбулизированными слоями.

Толщина вязкого подслоя, который еще называется ламинарной пленкой δ (см. рис. 4.3), чрезвычайно мала (сотые и тысячные доли диаметра трубопровода) и определяется по зависимости

$$\delta = \frac{30d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}. \quad (4.12)$$

Между турбулентным ядром и вязким подслоем имеется тонкий переходный участок, в котором по мере приближения к подслою резко уменьшаются турбулентные пульсации и интенсивно уменьшаются осредненные скорости. Так как характеристики потока изменяются по радиусу непрерывно, установить границы между этими участками можно только условно.

Переход потока в турбулентное состояние приводит к сильному возрастанию сопротивления, что связано с увеличением напряжений трения. В турбулентном ядре, где градиенты осредненной скорости невелики, напряжения вязкостного трения играют незначительную роль. Основная часть сопротивления создается так называемыми турбулентными касательными напряжениями, которые возникают из-за непрерывных поперечных перемещений (беспорядочного перемешивания) частиц. Обмен частицами между соседними слоями сопровождается соответствующим увеличением или уменьшением количества движения этих частиц (турбулентный обмен количеством движения). Так как при этом более быстрые слои тормозятся, а более медленные ускоряются, то между ними возникает динамическое взаимодействие, которое проявляется в виде турбулентных касательных напряжений.

Наибольшие турбулентные касательные напряжения возникают вблизи стенок у внешней границы турбулентного ядра. На этом участке наиболее интенсивно образуются вихри, которые затем рассеиваются в турбулентном ядре и гасятся силами вязкостного трения. Энергия вращения вихрей переходит при этом в тепло.

Точной теории турбулентного движения ввиду большой сложности его структуры в настоящее время не существует. Поэтому основную роль при изучении этого движения и разработке практических методов расчета играют опытные данные. В результате многочисленных опытных исследований установлено, что свойства турбулентного потока (распределение осредненных скоростей по сечению, коэффициент сопротивления трения и др.) зависят от числа Re и относительной шероховатости стенок трубопровода.

По характеру и степени влияния этих факторов при турбулентном режиме различают зоны *гидравлически гладких* и *гидравлически шероховатых труб*, разделенные *переходной зоной*.

В зоне гидравлически гладких труб (рис. 4.4, *a*) толщина δ вязкого подслоя значительно больше максимальной высоты бугорков шероховатости ($\delta \gg \Delta_{max}$) или числа Рейнольдса, которое находится в интервале $2320 < Re \leq Re_{гд}$:

$$Re_{гд} = 27 \left(\frac{d}{\Delta_3} \right)^{1,14}, \quad (4.13)$$

или приближенно

$$Re_{гд} = 20d/\Delta_3, \quad (4.14)$$

где Δ_3 – эквивалентная величина выступов шероховатости, пояснение которой будет дано ниже.

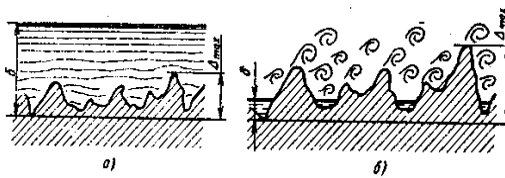


Рис. 4.4. Течение у стенок трубы при турбулентном режиме:
a – гидравлически гладкие трубы; *b* – гидравлически шероховатые трубы.

При этом бугорки утоплены в вязком подслое, плавно обтекаются с очень малыми скоростями и не влияют на распределение скоростей и потерь напора. Гидравлический коэффициент трения является функцией только числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$.

Достаточно хорошо совпадают с опытом значения λ , вычисленные по формуле Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8lg Re - 1,5)^2}. \quad (4.15)$$

При $Re \leq 10^5$ применима также формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.16)$$

Пользуясь выражением (4.16), можно получить из общей формулы (4.1) следующую зависимость потери напора на трение от кинематической вязкости жидкости ν и средней скорости потока V для гидравлически гладких труб:

$$h_{дл} \sim \nu^{0,25} V^{1,75}.$$

Сравнение с ламинарным режимом (для которого $h_{дл} \sim \nu$) показывает, что при переходе к турбулентному режиму влияние вязкости на сопротивление значительно уменьшается и, напротив, значительно возрастает влияние скорости движения жидкости. Это объясняется тем, что в турбулентном потоке вязкостное сопротивление (пропорциональное первой степени скорости) сосредоточено лишь в пределах тонкого слоя у стенок. Основная часть сопротивления создается в результате перемешивания частиц жидкости в переходном участке и турбулентном ядре и связана с рассеиванием кинетической энергии вращения завихренных частиц, которая пропорциональна квадратам скоростей потока. В зоне гидравлически шероховатых труб (рис. 4.4, б) толщина δ вязкого подслоя значительно меньше высоты бугорков шероховатости ($\delta \ll \Delta_{\max}$) или числа Рейнольдса, которое находится в соотношении $Re \geq Re_{\text{кв}}$:

$$Re_{\text{кв}} = 21,6C \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}, \quad (4.17)$$

или приближенно

$$Re_{\text{кв}} = 500 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}, \quad (4.18)$$

где C – коэффициент Шези, который может определяться по формуле И. И. Агроскина

$$C = \frac{1}{n} + 17,72lgR, \quad (4.19)$$

где n – коэффициент шероховатости стенок трубопровода, который принимается по справочной литературе;

R – гидравлический радиус.

При этом бугорки выступов шероховатости почти целиком оказываются в турбулентном ядре потока. Обтекание бугорков происходит с большими скоростями и сопровождается интенсивными отрывами вихрей, которые попадают в центральную часть потока и усиливают его турбулентность. Рассеивание кинетической энергии вращения этих вихрей, происходящее в процессе перемешивания частиц и приводящее к переходу этой энергии в тепло, увеличивает потерю напора. Соответственно возрастает также и касательное напряжение на стенке, которое создается в основном в результате перепадов давлений, возникающих на бугорках при их отрывном обтекании.

Поскольку слоистое пристенное течение практически полностью разрушено, влияние сил вязкостного трения на поток становится исчезающе малым и характеристики потока оказываются не зависящими от числа Рейнольдса (зона *турбулентной автомодельности*). Гидравлический коэффициент трения является функцией только относительной шероховатости:

$$\lambda = f(\Delta_s/d),$$

возрастая вместе с увеличением Δ_s/d . Потери напора в этой зоне не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату средней скорости потока ($h_{\text{дл}} \sim V^2$), квадратичный закон сопротивления.

В этой зоне сопротивления гидравлический коэффициент трения может определяться по формуле Л. Прандтля:

$$\lambda = 0,25/(\ell g 0,27 \frac{\Delta_s}{d})^2, \quad (4.20)$$

по формуле Б.Л. Шифринсона (при $\frac{\Delta_s}{d} < 0,007$)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d}\right)^{0,25}, \quad (4.21)$$

а также по коэффициенту Шези

$$\lambda = \frac{8g}{C^2}. \quad (4.22)$$

В переходной зоне по мере возрастания числа Рейнольдса уменьшается толщина вязкого подслоя. При этом бугорки шероховатости начинают все более выступать за пределы вязкого подслоя, вызывая дополнительные вихреобразования и увеличивая потерю напора. Считается,

что в этой зоне высота вязкого подслоя δ примерно равна высоте бугорков шероховатости Δ_{\max} , т. е. $\delta \approx \Delta_{\max}$, или числу Рейнольдса, которое находится в интервале $Re_{\text{гл}} < Re < Re_{\text{кв}}$.

Гидравлический коэффициент трения в переходной зоне зависит от критерия Рейнольдса и относительной шероховатости стенок трубопровода $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ и может определяться по формуле А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.23)$$

по формуле Френкеля

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[0,27 \frac{\Delta_3}{d} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]. \quad (4.24)$$

Принятая в гидравлике методика определения величины выступов шероховатости учитывает, что естественная шероховатость стенок трубопроводов всегда неоднородна (бугорки шероховатости имеют различные формы, размеры и расположение). Микрорельеф поверхности стенок зависит от нескольких факторов: материала, способа изготовления трубы, физико-химических свойств жидкости и срока эксплуатации труб (в связи с возможной коррозией стенок и образованием на них отложений).

Поскольку естественная шероховатость имеет многообразные нерегулярные формы (рис. 4.5, а), установить каким-либо геометрическим способом осредненное значение высоты бугорков, определяющее влияние шероховатости на потерю напора, оказывается невозможным. Поэтому параметр шероховатости вводится как условная величина, определяемая по специальной шкале искусственной однородной шероховатости (рис. 4.5, б).



Рис. 4.5. Естественная (а) и эквивалентная зернистая (б) шероховатости.

Такая шкала построена с помощью калиброванных зерен песка, наклеиваемых на гладкую поверхность трубы. Набор таких труб при различном диаметре зерен (Δ) дает ряд значений относительной шероховатости Δ/d , в функции которой получены значения λ (формула Никурадзе):

$$\lambda = \frac{1}{(2\ell g d / \Delta + 1,14)^2} \quad (4.25)$$

С помощью такой шкалы за абсолютную шероховатость стенок принимают *эквивалентную* шероховатость, представляющую собой такой размер зерен песка искусственной шероховатости, который в квадратичной зоне равноценен по гидравлическому сопротивлению данной неоднородной шероховатости. Эквивалентная шероховатость определяется путем испытаний данной трубы в квадратичной зоне сопротивления и вычисления Δ по опытному значению λ из формулы (4.22).

Для металлических труб эквивалентная шероховатость составляет 0,5–0,7 максимальной высоты бугорков естественной шероховатости.

Задачи исследования:

- 1) провести на лабораторной установке необходимые опыты и определить гидравлические коэффициенты трения при различных скоростях движения потока в трубопроводе;
- 2) вычислить коэффициенты λ для условий опытов по рекомендуемым выше формулам;
- 3) сопоставить полученные результаты (вычислить $\Delta\lambda$).

Лабораторная установка. Лабораторная установка (рис. 4.6) состоит из трубопровода 4 постоянного сечения, напорного резервуара 1, в котором поддерживается постоянный уровень воды.

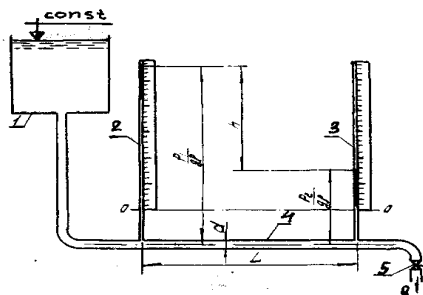


Рис. 4.6. Схема опытной установки.

Расход в трубопроводе регулируется задвижкой 5. На прямолинейном горизонтальном участке трубопровода установлены на расстоянии l друг от друга пьезометры 2 и 3.

Проведение опытов.

1. Задвижкой 5 устанавливается постоянный небольшой расход, который измеряется весовым способом (с помощью мерного бака, секундомера и весов).

2. Измеряются температура воды T , расстояние между пьезометрами l , внутренний диаметр d трубопровода, снимаются показания пьезометров (после того, как они станут постоянными).

3. При увеличении расхода проводятся еще два аналогичных опыта.

Результаты измерений и обработки опытов записываются в табл. 4.1 журнала лабораторных работ.

Таблица 4.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер опыта		
			1	2	3
1	Диаметр трубы d	см			
2	Площадь сечения ω	см ²			
3	Объем воды в мерном баке W	см ³			
4	Время наполнения мерного бака t	с			
5	Расход Q	см ³ /с			
6	Средняя скорость V	см/с			
7	Показание первого пьезометра $\frac{P_1}{\rho g}$	см			
8	Показание второго пьезометра $\frac{P_2}{\rho g}$	см			
9	Потеря напора $h_{тр}$	см			
10	Расстояние между сечениями L	см			
11	Температура воды T	°С			
12	Кинематический коэффициент вязкости ν	Ст			
13	Число Рейнольдса Re	–			
14	Зона сопротивления	–			
15	Коэффициент Дарси: опытный $\lambda_{оп}$ вычисленный λ_p	–			
		–			
16	Относительная разность $\Delta\lambda$	%			

Обработка результатов.

1. Вычисляются площадь сечения трубопровода, расход и средняя скорость потока.

2. Вычисляются потери напора по длине опытного участка трубопровода. Для горизонтального трубопровода постоянного сечения в соответствии с уравнением Бернулли

$$h_{\text{дл}} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}. \quad (4.26)$$

3. Из формулы (4.1) определяется опытное значение гидравлического коэффициента трения.

4. С учетом того, что в опыте с самым большим расходом область гидравлического сопротивления квадратичная, из формулы Никурадзе (4.25) вычисляется величина Δ_5 путем подстановки в нее опытного значения гидравлического коэффициента трения.

5. Далее устанавливаются по вышеизложенным рекомендациям границы зон гидравлического сопротивления.

6. В зависимости от зоны сопротивления применяется расчетная формула для определения расчетной величины гидравлического коэффициента трения λ_p .

7. Вычисляется относительное отклонение λ_p от $\lambda_{\text{оп}}$.

Контрольные вопросы

1. Как определить опытным путем потери напора по длине в горизонтальном и наклонном трубопроводе?

2. Что такое гидравлический коэффициент трения?

3. От чего зависит коэффициент λ при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?

Лабораторная работа 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

При истечении жидкости из малого отверстия в тонкой стенке и насадков при постоянном напоре расход определяется по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (5.1)$$

где μ – коэффициент расхода;

ω – площадь отверстия в тонкой стенке или насадка;

H_0 – расчетный напор.

Если жидкость вытекает из резервуара (рис. 5.1) при постоянном уровне H и давлении p_1 , то расчетный напор

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g}, \quad (5.2)$$

где V_0 – средняя скорость движения жидкости в сечении 1–1 (рис. 5.1).

В частном случае, когда $p_1 = p_0$ и $V_0 = 0$, расчетный напор $H_0 = H$.

Коэффициент μ есть величина безразмерная. Он представляет собой отношение действительного расхода к тому расходу, который был бы в случае отсутствия сопротивлений и сжатия струи:

$$\mu = Q / (\omega \sqrt{2gH_0}). \quad (5.3)$$

Коэффициент расхода выражается через коэффициент сжатия струи и коэффициент скорости:

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (5.4)$$

Коэффициент сжатия струи

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}, \quad (5.5)$$

где ω_c – площадь сжатого сечения струи после выхода ее из отверстия или насадка.

Для цилиндрического и коноидального насадков $\varepsilon = 1,0$, т.е. струя не имеет сжатия на выходе. В случае конического сходящегося насадка коэффициент сжатия весьма близок к 1,0.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \Sigma \zeta}} \quad (5.6)$$

где α_c – коэффициент кинетической энергии в сжатом сечении струи;

$\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов сопротивлений на пути движения жидкости от резервуара до сжатого сечения.

Задачи исследования:

1) определить по результатам выполненных опытов коэффициенты расхода, сжатия, скорости при истечении жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке, из внешнего цилиндрического и внешнего конического сходящегося насадков;

2) сопоставить полученные опытные коэффициенты с приведенными в литературе.

Лабораторная установка. Установка (рис. 5.1) состоит из резервуара 4, сливной воронки 2 для поддержания постоянного уровня H , фланца 5 со шпильками для крепления исследуемого насадка или диска 6 с отверстием, клапана 7 с рычагом 3 для перекрытия отверстия, пьезометра 1 для измерения H , задвижки 8 для регулировки расхода жидкости, поступающей в резервуар.

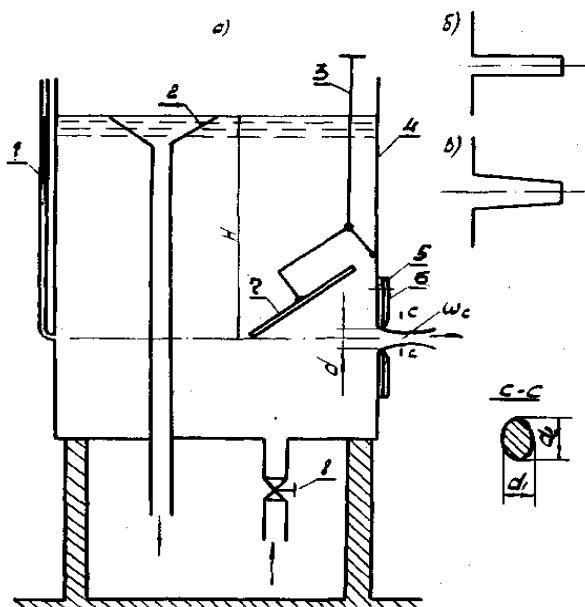


Рис. 5.1. Схема опытной установки:
a – общий вид; *б* – внешний цилиндрический насадок;
в – внешний конический сходящийся насадок;
с – сжатое сечение струи

Проведение опытов.

1. Резервуар наполняется водой, задвижкой 8 устанавливается такой расход, чтобы уровень в резервуаре был постоянным.
2. Измеряется диаметр отверстия.
3. Рычагом 3 открывается клапан 7.
4. Весовым способом измеряется расход истечения.

5. Штангенциркулем измеряются горизонтальный d_1 и вертикальный d_2 размеры струи в сжатом сечении.

6. По пьезометру l определяется геометрический напор H .

7. По мерной линейке определяется дальность L_x полета струи (на уровне пола).

Такие опыты проводятся с внешним цилиндрическим и коническим сходящимся насадками. Результаты измерений и вычислений записываются в табл. 5.1 журнала лабораторных работ.

Обработка результатов.

1. Вычисляются площади отверстий в тонкой стенке и исследуемых насадках.

2. По формуле (5.3) определяется коэффициент расхода.

3. Определяется площадь сжатого сечения струи:

$$\omega_c = \frac{\pi}{4} d_1 d_2. \quad (5.7)$$

Т а б л и ц а 5.1. Результаты измерений и обработки опытных данных

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Круглое отверстие в тонкой стенке	Цилиндрический насадок
1	Диаметр отверстия d	см		
2	Площадь отверстия ω	см ²		
3	Объем воды в мерном баке W	см ³		
4	Время наполнения мерного бака t	с		
5	Расход Q	см ³ /с		
6	Напор над центром отверстия H	см		
7	Коэффициент расхода μ	–		
8	Размеры струи в сжатом сечении d_1 и d_2	см		
9	Площадь в сжатом сечении ω_c	см ²		
10	Коэффициент сжатия ε	–		
11	Коэффициент скорости φ	–		
12	Коэффициент сопротивления ζ	–		
13	Дальность полета струи L_x	см		

4. По формуле (5.5) находится коэффициент сжатия струи.

5. Определяется коэффициент скорости:

$$\varphi = \mu/\varepsilon. \quad (5.8)$$

6. Определяется сумма коэффициентов сопротивлений:

$$\Sigma \xi = 1/\varphi^2 - \alpha_c. \quad (5.9)$$

7. Полученные опытные коэффициенты сопоставляются с приведенными в литературе (табл. 2 приложения).

Контрольные вопросы

1. Какой физический смысл имеют коэффициенты расхода, сжатия, скорости и какая взаимосвязь между ними?
2. При каких условиях истечение из цилиндрического насадка становится таким же, как из отверстия в тонкой стенке?

Лабораторная работа 6. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Параметрические испытания позволяют получить рабочие характеристики, представляющие собой графические зависимости напора, мощности, КПД насоса от его подачи при постоянных частоте вращения рабочего колеса и температуре жидкости. При испытаниях измеряются давление на выходе и входе, подача насоса, частота вращения вала рабочего колеса и мощность на этом валу. По этим показателям вычисляются напор, полезная и потребляемая мощность, к. п. д насоса при различных задаваемых режимах его работы.

Задачи испытаний:

- 1) изучить устройство, правила эксплуатации лабораторной установки;
- 2) освоить методику проведения параметрических испытаний;
- 3) провести испытания и получить рабочие характеристики, по которым определить оптимальные значения подачи, напора, мощности насоса.

Лабораторная установка. Лабораторная работа выполняется на насосной установке. Насосная установка (рис. 6.1) состоит из водозаборного устройства (нижний бьеф НБ), всасывающего трубопровода 1, самого насоса 2, напорного трубопровода 3, водоприемного устройства (верхний бьеф ВБ), запорной 4 и измерительной 5 арматуры (мановакуумметр МВ или вакуумметр В) и 6 (манометр М).

Расход в общем напорном трубопроводе регулируется краном (К), измеряется дифференциальным манометром (ДМ) или мерным водосливом. Частота вращения вала насоса измеряется электронным тахометром (Т).

Проведение опытов.

Перед началом испытаний установку нужно осмотреть, проверить наличие приборов и их исправность.

Порядок проведения испытаний на установках *a* и *б* следующий:

1. На установке *a* заливка насоса осуществляется через заливную пробку на корпусе насоса. На установке *б* насос находится под заливом постоянно.

2. Закрывается задвижка 4 на напорной линии.

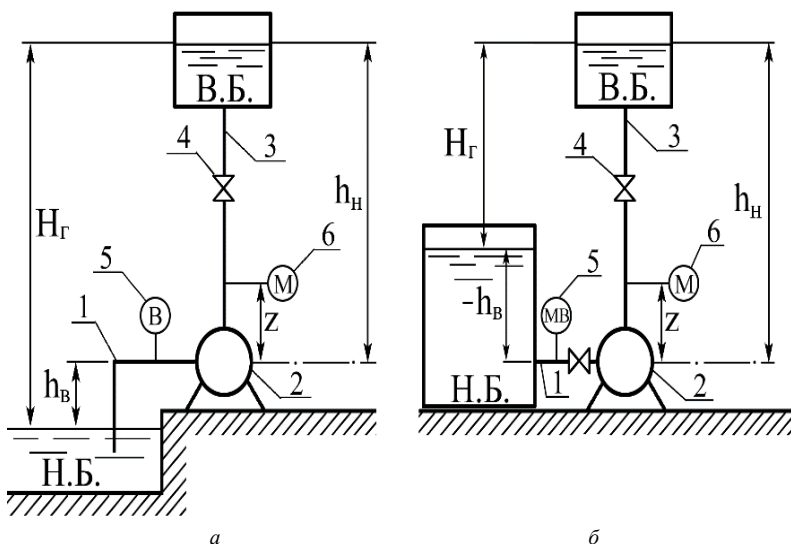


Рис. 6.1. Схемы насосных установок: *a* – с положительной высотой всасывания; *б* – с отрицательной высотой всасывания

3. Включается в работу двигатель насоса.

4. Открывается полностью задвижка 4 для того, чтобы удалить воздух из насоса и трубопроводов. Проливаются соединительные трубки манометра, мановакуумметра и дифференциального манометра. В про-

цессе испытания эта операция систематически повторяется. Соединяются манометр и мановакуумметр с атмосферой, проверяется установка нулей шкал.

5. Закрывается задвижка 4, и снимаются показания первой точки замера при $Q = 0$. При таком положении задвижки снимаются показания мановакуумметра, манометра, ваттметра, замеряется частота вращения вала двигателя. Затем задвижка 4 приоткрывается. После установления режима производится отсчет Q по расходомеру или водосливу и снимаются показания остальных приборов. Аналогичным образом, увеличивая открытие задвижки 4 до максимального значения расхода, проводят 5–8 опытов. Данные, полученные при испытаниях, заносятся в табл. 6.1.

Обработка результатов.

1. Напор насоса H при известных показаниях манометра и мановакуумметра определяется по формуле

$$H = h_m - (\pm h_{мв}) + z. \quad (6.1)$$

2. Потребляемая мощность (N_e) определяем по формуле

$$N_e = \eta N. \quad (6.2)$$

3. Полезная мощность насоса $N_{пол}$ (кВт) определяется по формуле

$$N_{пол} = \frac{\rho g Q H}{1000}, \quad (6.3)$$

а для воды

$$N_{пол} = 9,81 Q H, \quad (6.4)$$

где Q – расход, m^3/c .

4. Коэффициент полезного действия насоса η (%) определяется по формуле

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_e} 100. \quad (6.5)$$

Результаты обработки заносят в журнал лабораторных работ (табл. 6.1). После заполнения всех граф таблицы строят графики $H = f(Q)$; $\eta = f(Q)$; $N = f(Q)$, которые должны иметь вид, изображений представленных на рис. 6.2. Они называются рабочими характеристиками насоса.

Т а б л и ц а 6.1. Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер опыта							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Мановакуумметр $p_{МВ}$	кПа								
2	Манометр p_M	кПа								
3	Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4	Ваттметр N	кВт								
5	Величина h_M	м								
6	Величина $h_{МВ}$	м								
7	Напор H	м								
8	Подача Q	м ³ /с								
9	Потребляемая мощность N_e	кВт								
10	КПД η	%								

После построения рабочих характеристик определяют рабочую зону насоса, которая соответствует снижению максимального КПД на 10 % и показывает оптимальный диапазон изменения расхода (от Q_1 до Q_2) и соответствующего напора данного насоса.

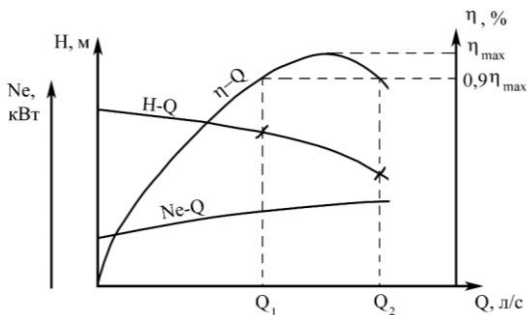


Рис. 6.2. Рабочие характеристики центробежного насоса

Контрольные вопросы

1. Для каких целей получают рабочие характеристики центробежного насоса?
2. Изменится ли положение напорной характеристики, если повторить эту же работу, но с диаметрами трубопроводов, увеличенными в 2 раза?

3. Изменится ли положение напорной характеристики, если в повторном опыте изменить высоту всасывания на обратную?
4. Изменяются ли максимальные значения Q , H , N и КПД (если да, то во сколько раз), если число оборотов насоса уменьшится в 2 раза?
5. Почему запуск центробежного насоса рекомендуется осуществлять с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе?
6. Изменится ли значение максимального КПД, если повторить испытания, но с более мощным электродвигателем при том же числе оборотов?
7. Что такое рабочая зона и зачем она нужна?
8. Что произойдет с кривой $H-Q$, если повторить опыт при условии, что верхний бак поднят на 5 м выше?
9. Что будет происходить с кривой $\eta-Q$, если повторить несколько раз испытания, уменьшая каждый раз число оборотов?
10. Как, используя характеристики насоса, установить, что он с максимальной эффективностью обеспечит заданные расход Q_p и напор H_p при данном трубопроводе?

Лабораторная работа 7. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

Одновременная работа нескольких центробежных насосов на общий напорный трубопровод называется параллельной работой насосов (рис. 7.1).

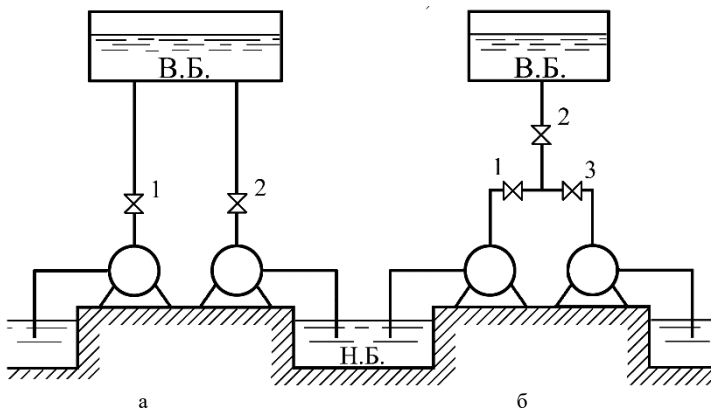


Рис. 7.1. Схема параллельной работы двух центробежных насосов: *a* – каждого на свой напорный трубопровод; *b* – на общий напорный трубопровод

Параллельное соединение двух или более насосов применяется с целью увеличения подачи. Всасывающие короткие трубы, как правило, не объединяются, а прокладываются к каждому насосу. Насосы смогут подавать жидкость в общий напорный трубопровод лишь при условии, что развиваемые ими напоры в соединительном узле одинаковы.

Задачи исследования:

1) имея по результатам предыдущих испытаний напорные характеристики двух насосов лабораторной установки, построить суммарную (расчетную) напорную характеристику их, соответствующую условно одновременной работы, когда каждый насос подает жидкость в индивидуальный трубопровод;

2) провести испытания указанных насосов при их параллельном соединении и построить суммарную (опытную) напорную характеристику;

3) сравнить расчетную и опытную характеристики, вычислить дефицит в подаче.

Лабораторная установка. Лабораторная установка (рис. 7.1) состоит из двух центробежных насосов N_1 , N_2 , соединенных параллельно, т. е. для работы на общий напорный трубопровод. Для измерения давлений на входе их предусмотрены мановакуумметры ($MВ_1$ и $MВ_2$), на выходе – манометры (M_1 и M_2). Расход в общем напорном трубопроводе регулируется краном (K), измеряется дифференциальным манометром (DM) или мерным водосливом. Частота вращения вала насоса измеряется электронным тахометром (T).

Проведение опытов.

До начала испытаний нужно построить на миллиметровой бумаге частные характеристики $H-Q_1$ насоса №1 и $H-Q_2$ насоса №2 и суммарную характеристику $H-(Q_1 + Q_2)$ двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы (рис. 7.1).

Для построения характеристики первого насоса используются данные лабораторной работы 6 (см. табл. 6.1), а для характеристики второго насоса необходимо получить готовые лабораторные данные расхода и напора. Суммарная характеристика $H-(Q_1 + Q_2)$ (рис. 7.2) строится путем сложения расходов Q обоих насосов при одинаковых напорах. После этого приступают к испытанию насосной установки.

Испытания проводятся в следующем порядке:

1. Установка осматривается, проверяется наличие необходимых приборов.

2. Насосы 1 и 2 подсоединяются параллельно, т.е. по схеме б (см. рис. 7.1).

3. Насосы заливаются водой, задвижки 1 и 3 закрываются, а задвижка 2 открывается.

4. Включаются в работу двигатели, открываются полностью задвижки 1, 2, 3, удаляется воздух из насоса и трубопроводов.

5. Проливаются соединительные трубки манометров, мановакуумметров и дифференциального манометра. Соединяются манометр и мановакуумметр с атмосферой, проверяется установка нулей шкал.

Испытания начинают при полностью закрытой задвижке 2, когда расход $Q = 0$. Задвижки 1 и 3 во время опытов держат постоянно открытыми. При таком положении получают первую точку наблюдений, для которой снимают показания мановакуумметра, манометра и заполняют частоту вращения вала двигателя насоса 1. Можно снимать показания мановакуумметра и манометра насоса 2, так как в точке объединения трубопроводов напоры насосов будут одинаковыми. Затем задвижку 2 приоткрывают и, после установления режима производят следующее определение Q по дифманометру или водосливу и тарировочной кривой, снимают показания остальных приборов.

Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, выполняют 5–8 опытов.

Опытные данные заносятся в табл. 7.1.

Обработка результатов.

Величины $h_{МВ}$, h_M , H подсчитываются таким же образом, как и в работе 6. Обработанные данные записываются в журнал лабораторных работ (табл. 7.1).

Т а б л и ц а 7.1. Результаты измерений и вычислений

№ п.п	Наименование	Единица измерения	Номер опыта							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Мановакуумметр $p_{МВ}$	кПа								
2	Манометр p_M	кПа								
3	Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4	Величина $h_{МВ}$	м								
5	Величина h_M	м								
6	Напор H	м								
7	Подача Q	м ³ /ч								

После заполнения таблицы на миллиметровую бумагу, где построена суммарная характеристика $H-(Q_1 + Q_2)$ двух отдельно работающих насосов, наносят данные таблицы и получают опытную суммарную характеристику $H-Q_{1+2}$ двух насосов при их параллельной работе.

Максимальный суммарный расход двух насосов, работающих на отдельные трубопроводы, будет больше максимального расхода двух насосов, работающих параллельно на один трубопровод. Эта разница ΔQ определяется графическим путем (см. рис. 7.2) и называется дефицитом в подаче при параллельной работе двух центробежных насосов на один трубопровод.

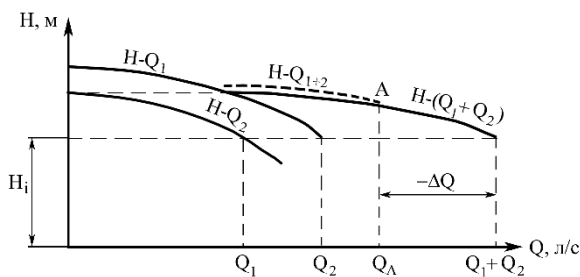


Рис. 7.2. Суммарная характеристика для двух центробежных насосов, работающих параллельно

Возникает такая разница вследствие того, что расход $Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2$ при напоре H_i , развиваемом насосом, по данному напорному трубопроводу пройти не может, так как в нем возникают потери больше, чем напор насоса H_i . Поэтому фактический расход $Q_{\text{ф}}$, при котором потери напора и напор насоса равны, будет меньше на величину ΔQ .

Контрольные вопросы

1. Можно ли, не прибегая к лабораторным испытаниям, определить дефицит подачи, имея частные характеристики насосов?
2. Что такое дефицит подачи, какова причина его возникновения и как его уменьшить?
3. Изменится ли величина дефицита подачи, если повторить опыт, но с измененной на обратную высотой всасывания?
4. Как установить максимальное число насосов, объединяемых для параллельной работы на один трубопровод?

5. Изменится ли величина дефицита подачи, возникающего при работе двух параллельно соединенных насосов, если провести испытания через длительный срок эксплуатации?

6. Можно ли, (если можно, то каким образом), получить суммарную характеристику при частоте n_1 , если частные характеристики даны при частоте n_2 оборотов в минуту?

7. Что будет с опытной суммарной характеристикой, если повторить опыт при условии, что в нижнем бьефе создано избыточное давление в 0,5 атм?

8. Как решить вопрос о возможности и целесообразности параллельного соединения на один трубопровод двух насосов различной марки?

Лабораторная работа 8. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСОВ

Последовательное соединение насосов применяется для увеличения напора. При этом первый насос подает жидкость во всасывающий патрубок второго насоса, а последний – в напорный трубопровод. При коротких линиях это соединение аналогично двухступенчатому насосу. Для того чтобы увеличить напор насосной установки, насосы можно объединить либо по схеме *a*, либо по схеме *б* (рис. 8.1).

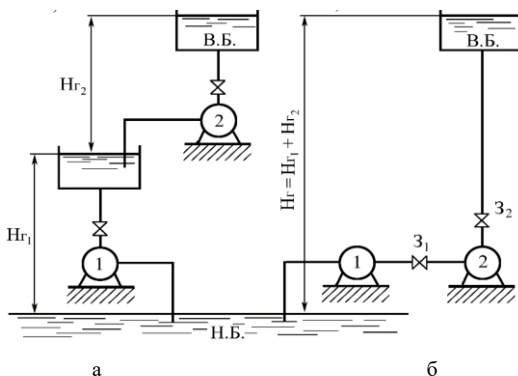


Рис. 8.1. Схемы последовательной работы двух центробежных насосов:
a – каждого на свой напорный трубопровод;
б – на общий трубопровод

Задачи исследования:

1) по результатам предыдущих испытаний построить суммарную (расчетную) напорную характеристику для последовательного соединения двух насосов лабораторной установки;

2) провести испытания указанных насосов при их последовательном соединении, построить характеристики: общую (опытную) напорную и мощностную (для одного насоса);

3) сравнить расчетную и опытную напорные характеристики, дать заключение о возможности работы насосов при последовательном соединении без перегрузки двигателей.

Лабораторная установка. Те же, что и в предыдущей работе, насосы H_1 , H_2 соединяются последовательно (см. рис. 8.1). Кроме измерений давлений на входе и выходе насосов, расхода в напорном трубопроводе, частоты вращения рабочего колеса проводятся измерения мощности на валу насоса.

Проведение опытов.

Перед началом испытаний нужно построить на миллиметровой бумаге частные напорные характеристики H_1-Q насоса 1 и H_2-Q насоса 2. Затем путем суммирования напоров при одинаковых расходах строят суммарную характеристику по напору $(H_1+H_2)-Q$ двух насосов, работающих отдельно.

Для построения частной характеристики H_1-Q насоса 1 используется лабораторная работа 6, а координаты характеристики H_2-Q насоса 2 снимаются с рис. 7.2 рабочего журнала лабораторной работы 7.

1. Проверяется наличие и исправность измерительных приборов.

2. Насосы 1 и 2 подсоединяются последовательно, т. е. по схеме б (см. рис. 8.1).

3. Насос 1 заливается водой, закрываются задвижки Z_1 и Z_2 .

4. Включается в работу двигатель первого насоса, и полностью открывается задвижка Z_1 , при этом заполняется водой насос 2.

5. Включается в работу двигатель второго насоса. Полностью открывается задвижка Z_2 для удаления воздуха из насоса и трубопроводов. Проливаются соединительные трубки манометров, мановакуумметров. Испытание начинается при полностью закрытой задвижке Z_2 , когда расход $Q = 0$. Задвижку Z_1 во время опытов держат постоянно полностью открытой. При таком положении получают первую точку наблюдений, для которой снимают показания мановакуумметров, манометров, ваттметра (большее из двух) и частоту вращения вала того насоса, где большее показание ваттметра.

Затем задвижка Z_2 приоткрывается и после установления режима производят определение расхода по расходомеру или водосливу и тарировочной кривой, снимаются показания остальных приборов. Аналогичным образом, постепенно открывая задвижку до полного открытия, выполняют 5–8 опытов. Опытные данные заносятся в табл. 8.1.

Т а б л и ц а 8.1. Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер опыта							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Мановакуумметр p_{MB1}	кПа								
2	Манометр p_{M1}	кПа								
3	Мановакуумметр p_{MB2}	кПа								
4	Манометр p_{M2}	кПа								
5	Величина h_{MB1}	м								
6	Величина h_{MB2}	м								
7	Величина h_{M1}	м								
8	Величина h_{M2}	м								
9	Водослив, расходомер	м ³ /ч								
10	Ваттметр N	кВт								
11	Суммарный напор H	м								
12	Подача Q	м ³ /с								
13	Потребляемая мощность N_e	кВт								

Обработка результатов.

Величины N , h_{MB} , h_M и др. (см. табл. 8.1) подсчитываются так же, как в работе 6. Поскольку насосы работают последовательно, суммарный напор сложится из напоров двух насосов.

В установках между двумя насосами имеется участок соединительного трубопровода с задвижкой. Такой соединительный трубопровод создает значительные сопротивления при больших расходах, вызывает большие потери напора. Эти потери определяются как разность показателей манометра насоса 1 и мановакуумметра насоса 2, т. е.

$$h_{тр} = h_{M1} - h_{MB2} \quad (8.1)$$

Суммарный напор, создаваемый двумя последовательно соединенными насосами, будет определяться по формуле

$$H = h_{M2} - h_{MB1} + z + h_{тр}. \quad (8.2)$$

Пересчет всех величин производится на постоянную частоту вращения. Пересчитанные данные Q_n , H_n в виде характеристики $H_{1+2}-Q$ наносятся на ту же миллиметровую бумагу, на которой уже построена суммарная характеристика $(H_1+H_2)-Q$ (рис. 8.2).

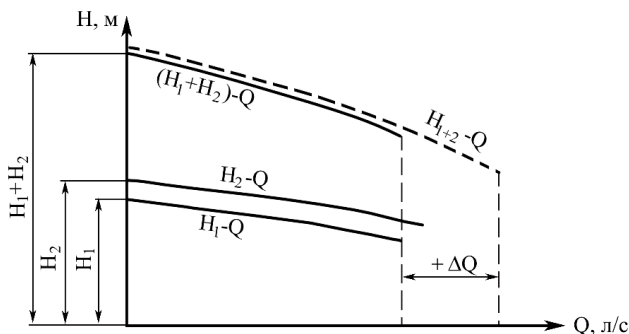


Рис. 8.2. Суммарные характеристики при последовательной работе двух центробежных насосов

Из сравнения двух суммарных кривых видно, что опытная кривая H_{1+2} длиннее, т. е. насосы, соединенные последовательно, могут подать больший расход, чем они подавали при том же напорном трубопроводе, работая по отдельности.

Такое положение объясняется тем, что удвоенный напор установки должен потратиться на преодоление также удвоенного сопротивления трубопровода, которое может возрасти только за счет увеличившегося расхода. Однако увеличение подачи насосов влечет за собой и увеличение мощности, получаемой насосом от электродвигателя. Поэтому для выяснения степени перегрузки электродвигателя необходимо сравнить максимальную потребляемую мощность $N_{еп}$ с максимальным паспортным значением $[N_e]$. Если соблюдается условие $N_{еп} \leq [N_e]$, то двигатели насосов не перегружены.

Контрольные вопросы

1. Как избежать избытка подачи при последовательной работе двух насосов на один трубопровод и как следствие этого перегрузки электродвигателя ?

2. Изменится ли опытная суммарная характеристика, если повторить опыт, но с измененной на обратную высотой всасывания?

3. Какова причина возникновения избытка подачи при работе двух насосов на один трубопровод?

4. Есть ли предел количества насосов, соединяемых для последовательной работы на один трубопровод? Если есть, то как его установить?

5. Что произойдет с избытком подачи, если повторить опыт, но с другими электродвигателями, имеющими несколько меньшую частоту вращения?

6. Что произойдет с опытной суммарной кривой, если повторить опыт, но при условии, что в нижнем бьефе создано пониженное давление в 0,5 атм?

7. Можно ли (если можно, то каким образом) получить при последовательной работе двух насосов на один трубопровод не избыток подачи, а ее недостаток ?

8. Чему будет равен КПД установки, состоящей из двух последовательно соединенных насосов, если каждый из них имеет КПД, равный 40 % ?

9. В журнале лабораторных работ на осях Q - H нарисуйте три различные частные характеристики и постройте суммарную.

10. В журнале лабораторных работ на осях Q - H нарисуйте две пересекающиеся частные характеристики, сложив их, получите суммарную и укажите, как определить на графике избыток подачи.

Лабораторная работа 9. КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Кавитация – это нарушение сплошности жидкости, которое происходит в тех участках потока, где давление, понижаясь, достигает некоторого критического значения. Этот процесс сопровождается образованием большого числа пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, выделившимися из водного раствора. Находясь в области пониженного давления, пузырьки увеличиваются и превращаются в большие пузыри-каверны. Затем эти пузыри уносятся потоком в область с давлением выше критического, где разрушаются практически бесследно вследствие конденсации заполняющего их пара. Таким образом в потоке создается довольно

четко ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

В лопастных насосах явление кавитации может происходить из-за понижения давления в жидкости, находящейся внутри рабочего колеса и корпуса насоса. При эксплуатации установки понижение давления может произойти в следующих случаях:

- 1) вследствие большой высоты всасывания насоса;
- 2) пониженного барометрического давления на поверхности воды в водоисточнике;
- 3) повышения температуры перекачиваемой жидкости;
- 4) увеличения сопротивления во всасывающем трубопроводе из-за его заниженного диаметра или прикрытия задвижки.

Наибольшее влияние на развитие кавитационных явлений оказывает завышенная высота всасывания.

Допустимая геометрическая высота всасывания – это величина, определяющая предельное положение насоса относительно минимального уровня в нижнем бьефе, при котором еще не наступает кавитация. Устанавливаются насосы с геометрической высотой всасывания равной или меньше допустимой геометрической, т. е. $h_v \leq h_v^{\text{доп}}$.

Задачи исследований:

- 1) продемонстрировать на лабораторной установке внешние признаки возникновения кавитации при работе центробежного насоса;
- 2) снять кавитационные характеристики и построить графические зависимости напора, мощности, КПД от критического значения вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$;
- 3) определить максимально допустимые значения вакуумметрической, приведенной высот всасывания насоса и допустимой геометрической высоты всасывания.

Лабораторная установка. Опыты проводятся на лабораторной установке (см. рис. 6.1, б), описание которой было дано в работе 6. Вакуумметрическое давление на входе в насос изменяется с помощью крана, установленного на всасывающем трубопроводе.

Проведение опытов.

1. Путем закрытия кранов изолируется испытываемый насос, приведя установку к схеме, показанной на рис. 6.1, б.
2. Согласно общим правилам запускается насос, при помощи крана на напорной линии устанавливается заданная подача, при которой необходимо произвести кавитационные испытания.

3. После установки режима снимаются показания мановакуумметра, манометра, расходомера, ваттметра, тахометра и заносятся в журнал (табл. 9.1).

4. Определяется напор по упрощенной формуле

$$H_i = h_M - (\pm h_{MB}). \quad (9.1)$$

5. Небольшим прикрытием крана на всасывающей линии устанавливается новый вакуум у входа в насос. Напор при этом изменится. Для восстановления прежнего напора открывают кран на напорной линии, восстанавливают первоначальный напор H_i и снова снимают показания всех приборов. Такие операции повторяют 5–6 раз до срыва рабочего режима, т. е. когда заданный напор восстановить краном на напорном трубопроводе уже нельзя. Вблизи кавитационного режима и при кавитации следует снимать точки с малыми интервалами показаний вакуумметра.

6. Измеряются атмосферное давление (барометром) и температура жидкости (термометром).

Т а б л и ц а 9.1. Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Номер опыта							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	Мановакуумметр p_{MB}	кПа								
2	Манометр p_M	кПа								
3	Водослив, расходомер	м ³ /ч								
4	Ваттметр N	кВт								
5	Величина $h_{MBв}$	м								
6	Вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}$	м								
7	Величина h_M	м								
8	Напор H									
9	Подача Q	м ³ /ч								
10	Потребляемая мощность N_e	кВт								

Обработка результатов.

1. Определяется вакуумметрическая высота всасывания в точке присоединения вакуумметра (табл. 9.1):

$$h_{MB} = \frac{p_{MB}}{pg}, \quad (9.2)$$

где p_{MB} – показания мановакуумметра.

2. Вычисляется вакуумметрическая высота всасывания по оси насоса

$$H_{\text{вак}} = h_{\text{МВ}} - y, \quad (9.3)$$

где y – расстояние от оси насоса до точки присоединения мановакуумметра.

3. Напор насоса H , потребляемая мощность N_e подсчитывается так же, как и в предыдущих работах.

4. Давление паров жидкости для измеренной температуры воды $h_{\text{п. ж}}$ при $t_{\text{в}} \leq 20^\circ$ принимается равным 0,24 м. (табл. 3 приложения)

5. Атмосферное давление H_6 берется по барометру и выражается в метрах водяного столба.

6. По полученным величинам Q , H , N_e , и $H_{\text{вак}}$ строится график (рис. 9.1).

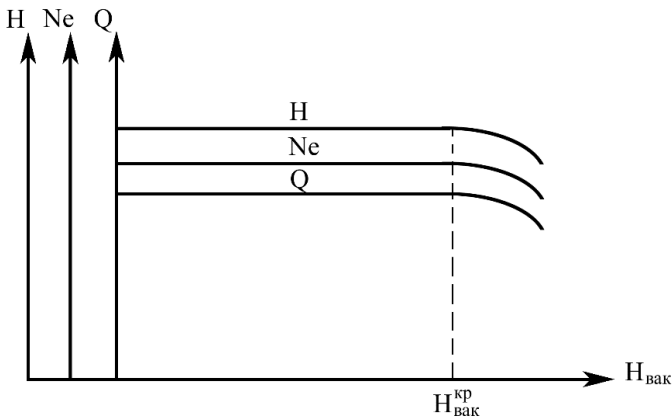


Рис. 9.1. Графики результатов кавитационных испытаний

Из рис. 9.1 видно, что напор, расход и мощность сначала были постоянными, но при наступлении кавитации эти параметры резко уменьшились. По началу падения этих кривых определяется критическое значение вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$.

7. Определяют значение допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, которая принимается на 1,2–1 % меньше $H_{\text{вак}}^{\text{кр}}$, т.е.

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = (0,98 \div 0,99) H_{\text{вак}}^{\text{кр}}. \quad (9.4)$$

8. По допустимой вакуумметрической высоте определяется допустимая приведенная высота всасывания по формуле

$$H_{в. п.}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} - h_{\text{п. ж.}} - (10 - H_6), \quad (9.5)$$

где $V_{\text{в}}$ – скорость во всасывающей трубе, м/с;

$$V_{\text{в}} = \frac{Q}{0,785d_{\text{в}}^2}. \quad (9.6)$$

9. Геометрическую допустимую высоту всасывания определяют по формуле

$$h_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{в. п.}}^{\text{доп}} - h_{\text{т. в}}, \quad (9.7)$$

где $h_{\text{т. в}}$ – потери напора во всасывающей линии насоса.

Контрольные вопросы

1. Как определить геометрическую высоту всасывания, имея данные лабораторных испытаний?

2. Можно ли по данным лабораторных испытаний получить график $H_{\text{вак}} = f(Q)$? Если нельзя, то что нужно дополнительно сделать для этого?

3. Изменится ли конечный результат этой лабораторной работы, если повторить ее, но с высотой всасывания, измененной на обратную?

4. Можно ли установить центробежный насос с высотой всасывания $h_{\text{в}} = 10$ м и $h_{\text{в}} = -10$ м, чтобы он работал без кавитации?

5. Изменится ли (если да, то каким образом) допустимая геометрическая высота всасывания ($h_{\text{в}}^{\text{доп}}$), полученная в работе, если повторить опыт с горячей водой (например, $t = 50$ °С)?

6. Как изменится расход центробежного насоса, который установлен на высоте $h_{\text{в}}^{\text{доп}}$ в канале, если внезапно по нему пустить горячую воду?

7. Какова последовательность расчета отметки оси насоса, если есть его кавитационная характеристика и задан расчетный расход $Q_{\text{р}}$ (насос, например, 4 К-18)?

8. Можно ли получить то же значение $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, которое было в работе, но без задвижки на всасывающем трубопроводе? Если можно, то каким образом?

9. Изменится ли допустимая геометрическая высота всасывания $h_{\text{в}}^{\text{доп}}$, если повторить работу при условии, что в ВБ создано избыточное давление?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. И с а е в, А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов: учеб. пособие / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
2. М е д в е д е в, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Выш. шк., 1998. – 311 с.
3. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы: учебник / Т. М. Башта [и др]. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. В а с и л ь е в, Б. А. Гидравлические машины: учеб. пособие / Б. А. Васильев, Н. А. Грецов. – Москва: Агропромиздат, 1988. – 272 с.
5. Насосы и насосные станции: учеб. / В. Ф. Чебаевский [и др.]. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 416 с.
6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Значения кинематического коэффициента вязкости ν , C_T (см²/с) пресной воды в зависимости от температуры

t°	ν	t°	ν	t°	ν
1	0,017321	11	0,012740	22	0,009892
2	0,016740	12	0,012396	24	0,009186
3	0,016193	13	0,012067	26	0,008774
4	0,015676	14	0,011756	28	0,008394
5	0,015188	15	0,011433	30	0,008032
6	0,014726	16	0,011177	35	0,007251
7	0,014289	17	0,010888	40	0,006587
8	0,013873	18	0,010617	45	0,006029
9	0,013479	19	0,010356	50	0,005558
10	0,013101	20	0,010105	60	0,004779

Таблица 2. Средние значения коэффициентов при истечении через отверстия и насадки (при $Re > 10^4$)

Тип отверстия в тонкой стенке	ϵ	ϕ	μ
Малое отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	1,0	0,82	0,82
Конический сходящийся насадок (угол конусности 12–15°)	0,98	0,96	0,94
Коноидальный насадок	1,0	0,97	0,97

Таблица 3. Значения насыщенного пара воды в зависимости от температуры

$t, ^\circ$	10	12	14	16	18	20	22	24
$p_{\text{нак}} / \rho g$ мм вод. ст.	0,125	0,143	0,163	0,185	0,210	0,238	0,270	0,304

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	1
Порядок выполнения лабораторных работ	2
Лабораторная работа 1. Определение силы гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность	3
Лабораторная работа 2. Исследование и графическая иллюстрация уравнения Бернулли	6
Лабораторная работа 3. Исследование режимов движения жидкости	11
Лабораторная работа 4. Определение гидравлических коэффициентов трения	15
Лабораторная работа 5. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки при постоянном напоре	27
Лабораторная работа 6. Параметрические испытания насосной установки с центробежным насосом	31
Лабораторная работа 7. Исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов	35
Лабораторная работа 8. Исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов	39
Лабораторная работа 9. Кавитационные испытания центробежного насоса	43
Библиографический список	48
Приложение	49

У ч е б н о е и з д а н и е

Дрозд Дмитрий Андреевич
Боровиков Алексей Александрович
Волынцева Виктория Андреевна

ГИДРАВЛИКА

Методические указания по выполнению лабораторных работ

Редактор *Н. Н. Пьянусова*
Техн. редактор *Н. Л. Чкубовская*
Корректор *А. М. Павлова*

Подписано в печать . . . 2024. Формат 60 x 84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л.. Уч.-изд. л..
Тираж 50 экз. Заказ

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.