

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»

Лепешкин А. В.

Михайлин А. А.

Пхакадзе С. Д.

Зыков В. А.

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

по курсу “ Гидравлика, гидромашины и гидроприводы ”.

**Рекомендовано Министерством образования РФ в качестве
учебного пособия для студентов высших учебных заведений
машиностроительных специальностей.**

Ответственный редактор

Беленков Ю. А.

Москва 1998

Лепешкин А. В.

Михайлин А. А.

Пхакадзе С. Д.

Зыков В. А.

Под редакцией профессора Ю. А. Беленкова

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ. Лабораторные работы по курсу “Гидравлика, гидромашины и гидроприводы”. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей. - М. , МАМИ , 1998 - 47 с. , ил.

Рецензенты:

- кафедра «Энергомашиностроение» МГИУ, зав. кафедрой, проф., д.т.н. А.А.Шейпак
- кафедра «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» МАДИ (ТУ), проф., д.т.н. Сирицин Т.А.

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей, изучающих дисциплины “Гидравлика и гидропневмоприводы”, “Механика жидкости и газа”. Пособие включает необходимые теоретические сведения, описание методики проведения и обработки результатов по 6 лабораторным работам по основным разделам прикладной механики жидкости и газа и по одной лабораторной работе, посвященным изучению динамических (центробежного) и объемных (шестеренного) насосов.

ГИДРАВЛИКА

Лабораторная работа № 1

ДЕМОНСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИИ И ЛИНИИ ПОЛНОГО НАПОРА.

Основные сведения

Основными уравнениями, позволяющими определять параметры жидкости в напорных потоках, являются уравнение расхода и уравнение Бернулли.

Уравнение расхода, записанное для двух сечений (1 и 2) потока несжимаемой жидкости, представляет собой равенство объемных расходов Q_1 и Q_2 и имеет вид

$$V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad (1)$$

где: V_1 и V_2 - средние скорости в сечениях 1 и 2,

S_1 и S_2 - площади этих сечений.

Отсюда следует, что средние скорости в сечениях одного и того же потока относятся обратно пропорционально площадям сечений (для круглых сечений, обратно пропорционально квадратам соответствующих диаметров).

Для сжимаемой жидкости уравнение (1), строго говоря, несправедливо и должно быть заменено уравнением весового (Q_G) или массового расхода (Q_m).

Уравнение Бернулли так же пишется для двух живых сечений одного и того же потока (например, для сечений 1 и 2).

Для идеальной (невязкой) несжимаемой жидкости оно имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H \quad (2)$$

Каждый из членов уравнения Бернулли с одной стороны представляет собой некоторую высоту (напор), а с другой стороны является тем или иным видом удельной механической энергии жидкости.

Под *удельной энергией жидкости в сечении* понимается энергия, отнесенная к единице веса жидкости.

Таким образом, в уравнении (2):

Z - это нивелирная высота, определяющаяся как расстояние от центра тяжести данного сечения до произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения, или **удельная энергия положения** жидкости в сечении;

$p/(\rho g)$ - пьезометрическая высота, или **удельная энергия давления** жидкости;

$z + p/(\rho g)$ - гидростатический напор, или **удельная потенциальная энергия** жидкости в сечении;

$V^2/(2g)$ - скоростной напор (скоростная высота), или **удельная кинетическая энергия** жидкости в сечении;

$z + p/(\rho g) + V^2/(2g) = H$ - полный напор, или **полная удельная механическая энергия** жидкости в сечении данного потока, т.е. полный запас механической энергии, которым обладает единица веса жидкости в этом сечении.

Таким образом, энергетический смысл уравнения Бернулли для идеальной жидкости заключается в постоянстве полной удельной механической энергии жидкости вдоль данного потока.

Это уравнение, следовательно, выражает собой закон сохранения механической энергии в потоке движущейся идеальной жидкости. При этом различные виды удельной механической энергии жидкости могут в процессе движения преобразовываться из одного в другой, тогда как сумма их остается неизменной. Из уравнения также следует, что потенциальная энергия жидкости, в отличие от твердого тела, состоит из двух слагаемых, соотношение между которыми может изменяться.

Для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли имеет несколько иной вид в связи с неравномерностью распределения скоростей по сечениям и потерями энергии, а именно:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} \quad (3)$$

где: V - в отличие от уравнения (2), средние скорости в данном сечении;

α - коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению;

$\sum h_{1-2}$ - суммарная потеря напора или *потеря удельной механической энергии* жидкости между рассматриваемыми сечениями.

Сумма трех членов $z + p/(\rho g) + \alpha V^2/(2g) = H_{\text{ср}}$ представляет собой среднее значение полного напора или полной удельной механической энергии жидкости в данном сечении потока вязкой жидкости.

Следовательно, для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли является уравнением баланса удельной механической энергии жидкости с учетом потерь этой энергии, обусловленных вязкостью жидкости.

Местный полный напор в потоке может быть определен с помощью так называемой трубки полного напора, или трубки Пито, которая представляет собой трубку, изогнутую под прямым углом и установленную отверстием навстречу потоку (см. рис. 1). Если в том же сечении, где расположено приемное отверстие трубки Пито, установить пьезометр, то разность показаний двух трубок будет равна местному скоростному напору.

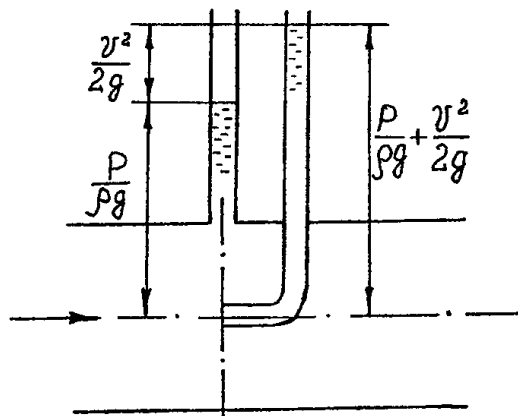


Рис. 1. Способ измерения местного скоростного напора.

Так как все члены уравнения Бернулли в то же время представляют собой высоты (напоры), то это уравнение наглядно иллюстрируется графиком (см. рис. 2), на котором показаны изменение этих высот вдоль потока.

Кривая изменения пьезометрических высот называется пьезометрической линией; ее можно рассматривать как геометрическое место уровней жидкости в пьезометрах, установленных вдоль потока.

Кривая изменения вдоль потока полного напора называется линией полного напора, под которой можно понимать геометрическое место уровней жидкости в трубках Пито, ус-

тановленных в центре соответствующих сечений вдоль потока. Для потока вязкой жидкости эта кривая в следствие потерь напора неуклонно спадает.

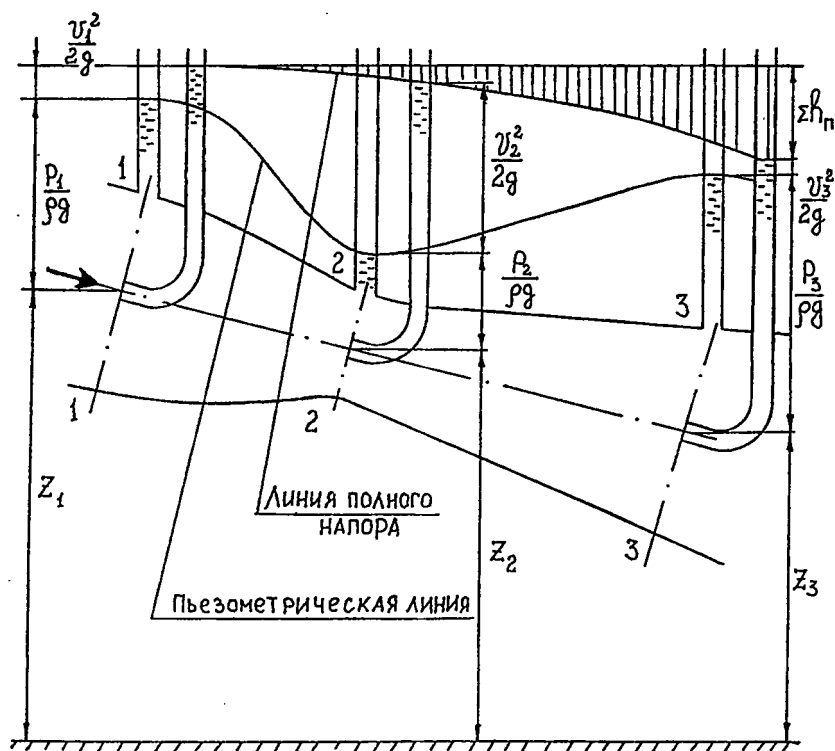


Рис. 2. График, иллюстрирующий уравнение Бернулли.

Расстояние по вертикали между линией полного напора и пьезометрической линией представляет собой местный скоростной напор в данной точке сечения.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы построить пьезометрическую линию и линию полного напора для трубы переменного сечения при разных значениях расхода, а также определить местные и средние скорости в контрольных сечениях.

Экспериментальная установка (рис. 3) включает в себя стеклянную трубу 1 переменного сечения, вода в которую поступает из водопровода через кран 2, а затем либо может быть направлена на слив, либо в мерный бак 3, снабженный водомерной стеклянной трубкой 4 со шкалой 5. Кран 2 позволяет регулировать расход воды в трубе 1.

В лабораторной работе также используется электрический секундомер 6, который выключен, если вода направлена на слив, минуя мерный бак 3 (рис. 3б), и автоматически включается, когда жидкость направляется в мерный бак 3 (рис. 3в).

В каждом из пяти контрольных сечений стеклянной трубы, площади которых известны, установлены пьезометры и трубки Пито, соединенные с вертикальными стеклянными трубками, смонтированными на общем щите со шкалой.

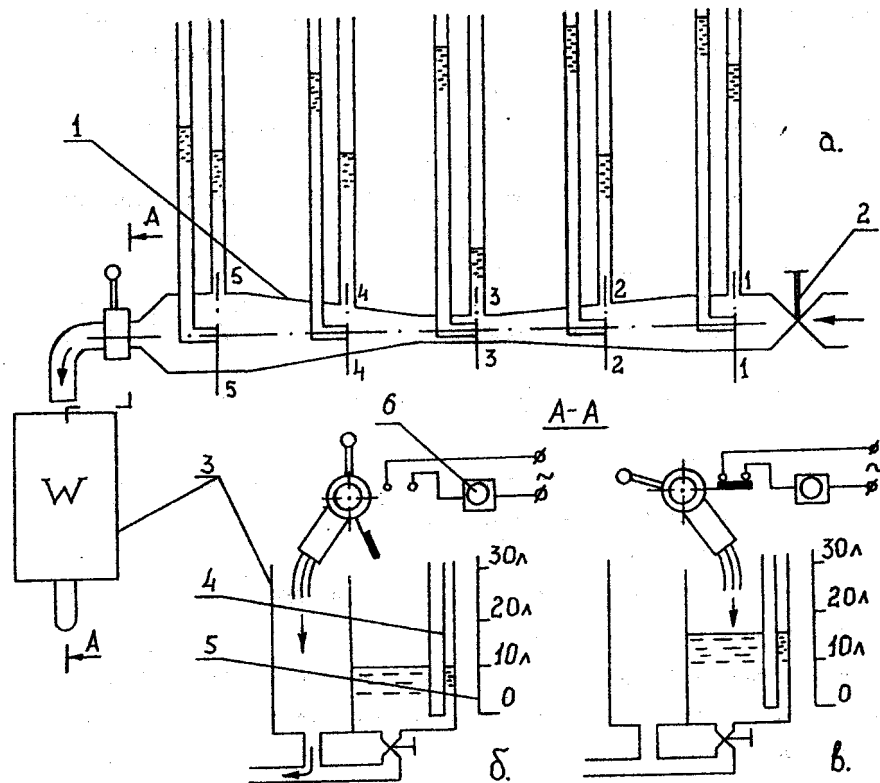


Рис. 3. Схема лабораторной установки.

Трубки полного напора показывают полный напор $H = z + p/(\rho g) + V^2/(2g)$

в данной точке сечения, а пьезометры - гидростатический напор $z + p/(\rho g)$ в тех же сечениях.

Таким образом, совокупность уровней воды в пьезометрах определяет пьезометрическую линию, а в трубках Пито - линию полного напора.

Порядок проведения работы следующий.

Краном 2 устанавливается некоторый расход воды через трубу 1 в первом опыте. При помощи электросекундомера 6 измеряется время t наполнения определенного объема W воды в мерном баке 3 и снимаются показания пьезометров и трубок Пито во всех пяти сечениях трубы 1 при данном расходе. Результаты измерений заносятся в протокол лабораторной работы.

Затем, изменением степени открытия крана 2, устанавливается новое значение расхода во втором опыте и проводятся те же измерения.

Обработка результатов эксперимента и их анализ

По результатам измерений подсчитываются следующие величины:

- расход воды - $Q = W / t$;
- скоростной напор - $h_v = V^2 / (2g) = H - [z + p / (\rho g)]$;
- местная скорость - $V_m = \sqrt{2gh_v}$;
- средняя скорость в сечении - $V_{cp} = Q / S$;
- потеря напора от 1-го до i -го сечения - $\sum h_{1-i} = H_1 - H_i$.

На основании внесенных в протокол показаний трубок Пито H и пьезометров $z + p / (\rho g)$ выполняется построение линии полного напора и пьезометрической линии в каждом из проведенных опытов. Пример графического построения приведен на рис. 4.

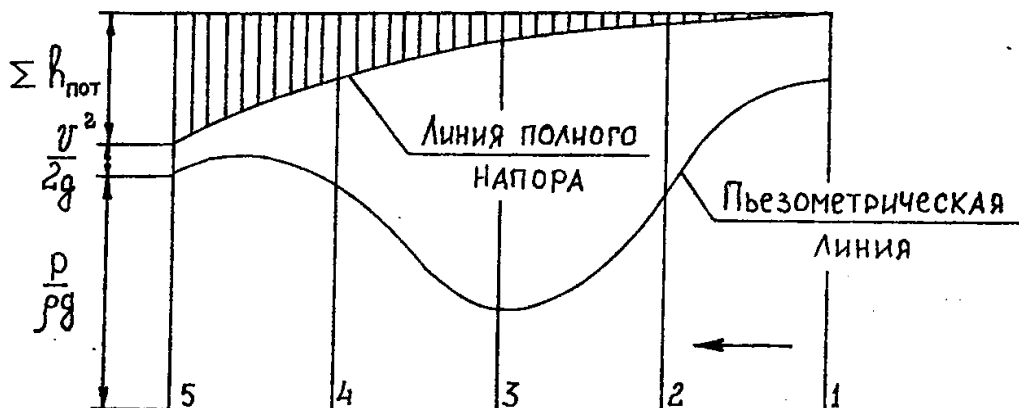


Рис. 4. Пример графика, построенного по результатам эксперимента.

Линия полного напора изображается в виде монотонно снижающейся кривой, что обусловлено наличием потерь напора (потерь энергии). При этом нетрудно заметить, что в расширяющейся части трубы потери больше, чем на участке сужения.

Пьезометрическая линия имеет провал, который объясняется увеличением скорости и падением давления в месте сужения трубы и последующим уменьшением скорости и возрастанием давления в расширяющейся части трубы. Минимальное значение гидростатиче-

ского напора $z + p/(\rho g)$ получается в том сечении трубы, где имеется минимальная площадь сечения и, следовательно, максимальная скорость потока.

Вертикальные отрезки между пьезометрической линией и линией полного напора представляют собой местные скоростные напоры $V^2/(2g)$.

При увеличении расхода обе кривые смещаются вверх и видоизменяются: спад кривой полного напора делается больше вследствие увеличения потерь напора, а провал пьезометрической линии увеличивается вследствие увеличения скоростных напоров (пропорционально квадрату расхода). Гидростатический напор в узком сечении трубы при увеличении расхода уменьшается в большей степени в связи с увеличением скоростного напора и падением давления, что и подтверждает уравнение Бернулли.

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ

Основные сведения

Возможны два режима течения жидкости в трубах: ламинарный и турбулентный.

Ламинарный режим течения, или просто *ламинарное течение* - это слоистое течение без перемешивания жидкости и без пульсации (колебаний) скоростей и давлений.

В частном случае - при ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного проходного сечения - все линии тока (траектории частиц) параллельны оси трубы и, следовательно, прямолинейны. В общем же случае ламинарного течения - форма линий тока определяется конфигурацией стенок, ограничивающих поток.

Турбулентное течение - это течение, сопровождающееся перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. При турбулентном течении движение отдельных частиц является беспорядочным, а их траектории имеют разнообразный вид. Наряду с основным продольным движением частицы жидкости имеют и поперечные перемещения, что и вызывает перемешивание жидкости.

Переход от одного режима течения к другому происходит при определенном соотношении между скоростью течения V , диаметром трубы d и кинематической вязкостью жидкости ν . Это безразмерное соотношение, называемое критическим числом Рейнольдса, определяется по формуле

$$\text{Re}_{\text{кр}} = V_{\text{кр}} d / \nu \quad (4)$$

где: $V_{кр}$ - критическая скорость, соответствующая критическому числу Рейнольдса при данных d и ν .

Численное значение критического числа Рейнольдса для круглых труб не зависит от диаметра трубы и вязкости и примерно равно $Re_{кр} \cong 2300$.

Этот критерий, характеризующий смену режима течения, имеет универсальное значение для всех жидкостей и даже газов.

Число Рейнольдса может быть подсчитано не только по критической, но и по фактической средней скорости V течения жидкости в данном сечении трубы

$$Re = Vd/\nu. \quad (5)$$

В этом случае оно будет называться фактическим числом Рейнольдса в данном сечении потока.

Условием существования ламинарного режима течения является неравенство:

$$Re < Re_{кр}, \text{ то есть } Re < 2300.$$

Это означает, что ламинарный режим имеет место при малых (относительно 2300) числах Рейнольдса, что обычно бывает при малых скоростях, малых диаметрах или больших вязкостях.

При Re , находящемся в диапазоне от 2300 до 4000, имеет место переходная область между ламинарным и турбулентным режимами, или не вполне развитый турбулентный режим.

При $Re > 4000$ режим течения обычно турбулентный.

Физический смысл числа Рейнольдса заключается в том, что это число есть величина пропорциональная отношению сил инерции к силам трения, вызываемым вязкостью. Имеются в виду силы, действующие в потоке жидкости на те или иные ее объемы.

Число Рейнольдса имеет большое значение в гидравлике, так как является основным критерием гидродинамического подобия напорных потоков, т.е. подобия потоков несжимаемой жидкости, которое складывается из геометрического, кинематического и динамического подобия.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы просмотреть режимы течения жидкости в прозрачной стеклянной трубе и определить соответствующие им числа Рейнольдса.

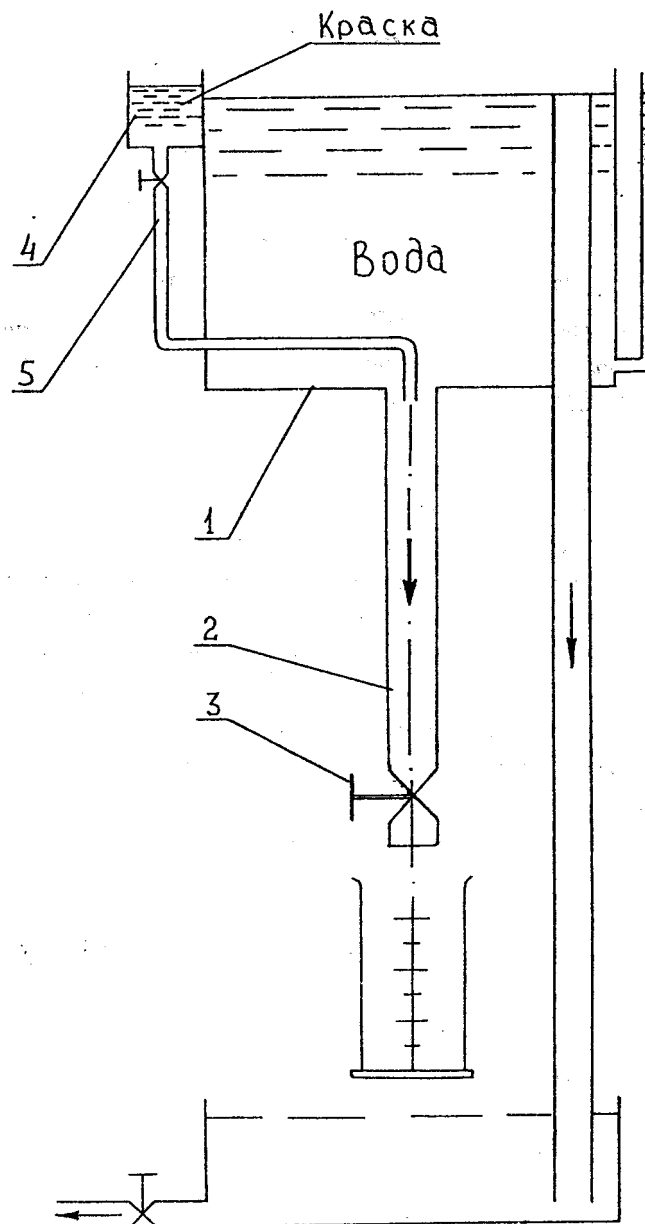


Рис. 5. Схема лабораторной установки.

Работа проводится на приборе, схема которого представлена на рис. 5. Он состоит из резервуара с водой 1, от которого отходит стеклянная труба 2 с краном 3 на конце, и сосуд 4 с водным раствором краски, которая может по трубке 5 вводиться тонкой струйкой внутрь потока воды в стеклянной трубе 2.

Сначала устанавливается малая скорость потока воды в трубе, при которой вводимая в воду струйка краски не перемешивается с водой и сохраняется отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы. Режим течения при этом является ламинарным.

Затем открытием крана 3 скорость воды увеличивается и устанавливается такое течение, при котором делается заметным начало перемешивания струи и, следовательно, разрушение ламинарной структуры потока. Это означает переход от ламинарного режима течения к турбулентному.

Наконец, крану 3 дается полное открытие, скорость в трубе получается наибольшей, и наблюдается интенсивное перемешивание краски с водой, т.е. устанавливается турбулентный режим течения.

В каждом из перечисленных трех случаев производится измерение объема воды W с помощью мерного сосуда и времени его наполнения по секундомеру t . Кроме этого перед началом опыта измеряется температура воды в баке, в соответствии с которой выбирается значение ее кинематической вязкости ν .

Обработка результатов эксперимента

Обработка результатов эксперимента сводится к определению следующих величин:

- расхода воды - $Q = W / t$;
- скорости жидкости в трубе - $V = Q / S$;
- числа Рейнольдса - $Re = Vd / \nu$,

где ν - кинематическая вязкость воды при данной температуре.

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА НА ТРЕНИЕ ПО ДЛИНЕ В ПРЯМЫХ ТРУБАХ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ

Основные сведения

Так называемые гидравлические потери, т.е. потери полного напора или полной удельной механической энергии, обусловленные вязкостью жидкости, делятся на два вида: потери на трение по длине и местные потери.

Потери на трение по длине, рассматриваемые в данной работе, в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного проходного сечения и обусловлены внутренним трением в жидкости. В этом случае скорость несжимаемой жидкости, как это следует из уравнения расхода, остается постоянной во всех сечениях потока вдоль трубы постоянного диаметра. Следовательно уменьшение полной удельной энергии жидкости происходит за счет уменьшения гидростатического напора (удельной потенциальной энергии) вдоль потока.

Как показывают опыты потери на трение по длине h_{mp} пропорциональны относительной длине трубы l/d и приблизительно пропорциональны квадрату средней скорости

V (при турбулентном режиме). Поэтому в гидравлике принято эти потери определять по формуле Дарси, которая имеет вид

$$h_{m\ p} = \lambda \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (6)$$

где λ - безразмерный коэффициент пропорциональности, получивший название коэффициент сопротивления на трение по длине, или коэффициент Дарси.

При ламинарном режиме течения потеря напора на трение по длине трубы пропорциональна скорости (и расходу) в первой степени и определяется законом Пуазейля, который имеет вид:

$$h_{m\ p} = \frac{32\nu l V}{gd^2} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}. \quad (7)$$

Если же этот закон привести к виду формулы Дарси, то будем иметь

$$h_{m\ p} = \lambda_{\text{л}} \frac{l V^2}{d 2g}, \quad \text{где } \lambda_{\text{л}} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (8)$$

Пользуясь формулой Дарси при ламинарном режиме, не следует забывать, что потеря напора $h_{m\ p}$ в этом случае пропорциональна скорости V в первой степени. Квадрат же скорости в формуле (8) получен умножением и делением выражения (7) на V . Коэффициент $\lambda_{\text{л}}$ при ламинарном режиме течения обратно пропорционален числу Рейнольдса, которое, в свою очередь, пропорционально скорости V .

При турбулентном режиме течения в первом грубом приближении коэффициент $\lambda_{\text{т}}$ можно считать для данной трубы постоянным, а потерю напора $h_{m\ p}$ - пропорциональной квадрату скорости.

Однако, при более точном подходе, выявляется некоторая зависимость $\lambda_{\text{т}}$ от скорости течения V , диаметра трубы d и вязкости жидкости ν , т.е. от основного критерия гидродинамического подобия - числа Рейнольдса $\text{Re} = Vd/\nu$. Кроме того, на значение $\lambda_{\text{т}}$ при определенных условиях течения влияет относительная шероховатость внутренней поверхности трубы, равная отношению средней высоты бугорков шероховатости Δ к диаметру трубы d .

Таким образом, в общем случае

$$\lambda_T = \varphi(\text{Re}, \Delta/d)$$

Однако, влияние величин Re и Δ/d на λ_T в различных по степени турбулизации потоках разное.

При турбулентном режиме течения различают следующие три области сопротивления:

- *первая область* - **область гидравлически гладких труб** - в ней коэффициент λ_T от шероховатости не зависит, а определяется лишь числом Рейнольдса.

В этой области при расчете λ_T может быть использована известная формула Блазиуса, которая имеет вид

$$\lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad (9)$$

Отсутствие влияния шероховатости на сопротивление в первой области сопротивления физически объясняется тем, что при турбулентном режиме течения жидкости в трубе у ее стенки имеет место тонкий ламинарный слой, в котором течение происходит с малой скоростью без перемешивания. В первой области сопротивления толщина этого слоя больше средней высоты бугорков шероховатости. Бугорки скрыты внутри ламинарного слоя, обтекание их жидкостью происходит безотрывно и поэтому шероховатость на сопротивление влияния не оказывает.

Подставив формулу Блазиуса (9) в формулу Дарси (6) с учетом выражения для числа Рейнольдса (5), легко показать, что в первой области сопротивления потеря напора на трение $h_{\text{тр}}$ пропорциональна скорости V , а, следовательно, и расходу Q в степени 1,75.

- *вторая область* - характеризуется тем, что коэффициент λ_T зависит одновременно как от числа Рейнольдса Re , так и от относительной шероховатости Δ/d .

Наиболее удобной в этом случае формулой, выражающей эту функциональную зависимость при турбулентном режиме течения, является формула Альтшуля, имеющая следующий вид:

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0.25} \quad (10)$$

Ламинарный слой у стенки трубы при этом имеет толщину, соизмеримую с высотой бугорков шероховатости, поэтому последние оказывают соответствующее влияние на сопротивление.

Потеря напора $h_{mр}$ в этой области пропорциональна скорости в степени m , причем показатель степени m находится в интервале от 1,75 до 2,0.

- *третья область* - область больших Re и Δ/d , где коэффициент λ_T не зависит от числа Re , а определяется лишь относительной шероховатостью Δ/d .

Формула, определяющая величину коэффициента λ_T при этом получается из формулы Альтшуля (10), принимая в ней $Re \rightarrow \infty$.

Толщина ламинарного слоя в этой области сопротивления исчезающе мала и бугорки шероховатости обтекаются турбулентным потоком, вызывая появление в потоке дополнительных вихрей, а, следовательно, и дополнительные потери энергии при движении жидкости.

Независимость коэффициента λ_T от числа Рейнольдса в третьей области гидравлического сопротивления определяет пропорциональность потерь $h_{mр}$ точно квадрату скорости, а, следовательно, и квадрату расхода. Поэтому эту область сопротивления часто называют **областью квадратичного сопротивления** или областью **автомодельности**.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы при разных значениях расхода Q измерить потерю напора на трение $h_{mр}$ по длине в прямой трубе постоянного диаметра, построить зависимость $h_{mр}$ от Q , затем подсчитать значения коэффициента Дарси λ и числа Рейнольдса Re и построить экспериментальную и расчетную зависимости λ от Re .

Экспериментальная установка (рис. 6) состоит из испытуемого трубопровода 1, расход в котором изменяется вентилем 2. Замер потери напора на трение $h_{mр}$ производится на прямом участке трубы длиной l и диаметром d . Потеря напора $h_{mр}$ определяется на основании показаний пьезометров 3 и 4 при малых расходах или по манометру 5 и пьезометру 4 при больших расходах.

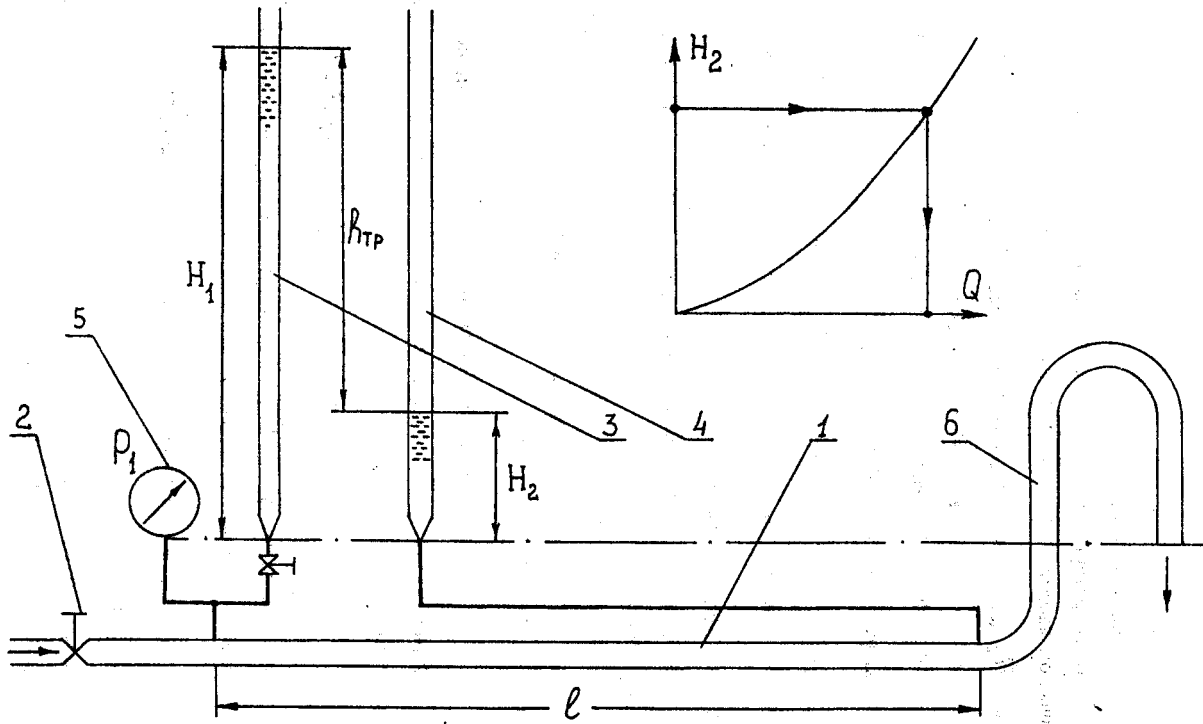


Рис. 6. Схема лабораторной установки.

Для измерения расхода воды используется тройное колено 6, представляющее собой местное гидравлическое сопротивление. Как известно, каждое местное гидравлическое сопротивление, будучи протарированным, может служить расходомером. В результате предварительной тарировки тройного колена 6 получена экспериментальная зависимость потери напора H_2 в нем от расхода Q , характер которой показан на рис. 6. При малых расходах эта зависимость близка к линейной, но при возрастании Q она приближается к параболе 2-й степени.

В лаборатории имеется этот график, выполненный на миллиметровой бумаге в увеличенном масштабе. Пользуясь им, как показано стрелками на рис. 6, можно по значениям H_2 достаточно точно определять расход Q .

Порядок проведения работы следующий.

Регулировочным вентилем 2 устанавливают расход жидкости в трубе. При каждом значении расхода фиксируются и вносятся в протокол показания пьезометров H_1 и H_2 .

Когда пьезометрическая высота H_1 приблизится к предельному значению, которое может измерить пьезометр 3, его отключают и в протокол вместо H_1 начинают вносить показания манометра 5 p_1 .

Таким образом, проводится 6 - 8 опытов, начиная от минимального расхода и кончая максимальным.

Ввиду того, что шероховатость внутренней поверхности испытуемого трубопровода мала, а величины чисел Рейнольдса в опытах невелики, трубопровод может рассматриваться как гидравлически гладкий.

Обработка результатов эксперимента и их анализ

Обработка результатов эксперимента заключается в подсчете следующих величин:

- потери напора на трение по длине -

$$h_{mp} = H_1 - H_2 \quad \text{или} \quad h_{mp} = p_1 / (\rho g) - H_2 ;$$

- расхода воды в трубе Q , определяется на основании показаний пьезометра H_2 по тарировочному графику (см. рис. 6);

- средней по сечению скорости воды в трубе - $V = 4Q / (\pi d^2)$;

- числа Рейнольдса - $Re = Vd / \nu$;

- опытного значения коэффициента сопротивления на трение по длине, или коэффициента Дарси. Из формулы Дарси (6)

$$\lambda = \frac{2gh_{mp}d}{lV^2} ;$$

- расчетного значения коэффициента Дарси, в зависимости от режима течения

$$\lambda_L = \frac{64}{Re}, \text{ если } Re \leq Re_{кр} \quad \text{или} \quad \lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}, \text{ если } Re > Re_{кр}.$$

Далее строятся два графика. На первый наносится зависимость потери напора на трение h_{mp} от расхода воды Q . Эта зависимость при ламинарном режиме течения должна получиться линейной, а при турбулентном - в виде кривой, близкой к параболе 2-й степени (см. рис. 7).

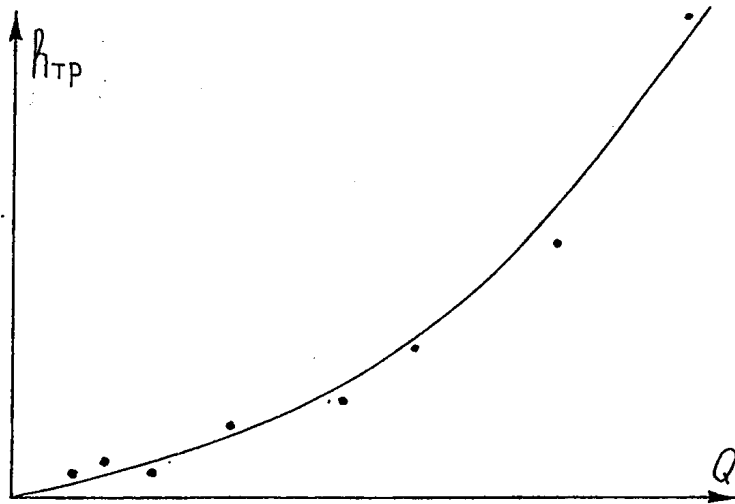


Рис. 7. Пример зависимости потерь напора на трение от расхода, построенной по результатам эксперимента.

Второй график представляет собой зависимость расчетного значения коэффициента λ от числа Рейнольдса Re . На этот же график наносятся точки, соответствующие опытным значениям коэффициента λ . Пример такого графика приведен на рис. 8.

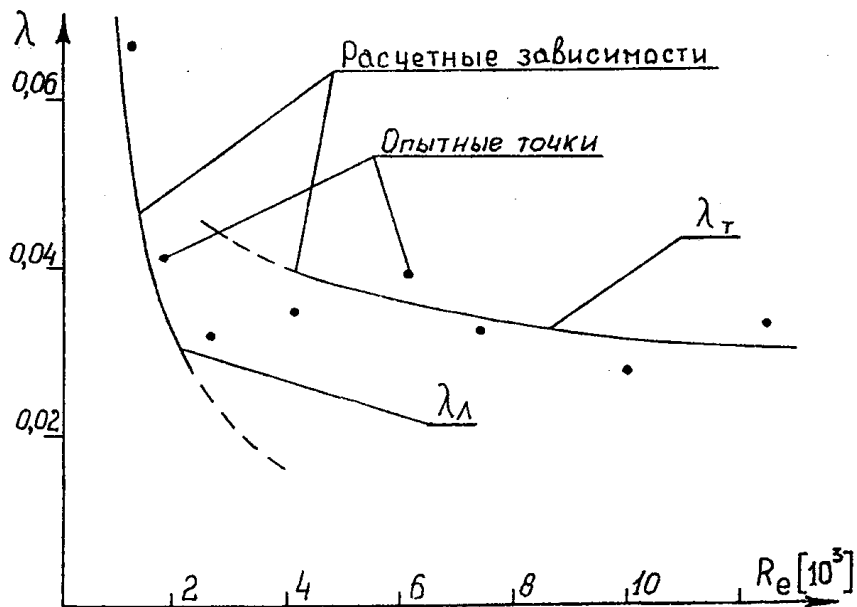


Рис. 8. Пример зависимости коэффициента Дарси от числа Рейнольдса, построенной по результатам эксперимента.

Вследствие погрешностей при эксперименте возможен некоторый разброс опытных точек.

*Лабораторная работа № 4***ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
ПРИ НОРМАЛЬНЫХ И КАВИТАЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЯХ****Основные сведения**

Гидравлические потери (потери полного напора, или удельной энергии) могут быть двух видов: потери на трение по длине и местные потери.

В данной работе рассматриваются местные потери напора, обусловленные так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями. Последние представляют собой местные изменения формы и размера русла, вызывающие деформацию потока и связанные с нею дополнительные вихри.

Простейшими местными сопротивлениями являются расширение, сужение и поворот русла (трубы). Более сложные сопротивления представляют собой комбинации перечисленных простейших.

В данной работе проводятся испытания местного гидравлического сопротивления, в качестве которого используется так называемая трубка Вентури (рис. 9). Она состоит из сопла плавно сужающего поток и диффузора постепенно его расширяющего.

Местные потери напора чаще всего пропорциональны квадрату расхода, поэтому их величину принято определять пропорционально скоростному напору по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (12)$$

где: V - средняя по сечению скорость в трубопроводе, в котором установлено данное местное сопротивление, если же трубопровод меняет свое проходное сечение, то скорость необходимо взять в трубопроводе с меньшей площадью сечения;

ζ - безразмерный коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом потерь или коэффициентом сопротивления.

Коэффициент ζ определяется в основном формой местного сопротивления и для данного сопротивления в большинстве случаев является величиной примерно постоянной. Однако в тех случаях, когда в местном гидравлическом сопротивлении поток сужается, как, например, в трубке Вентури, коэффициент сопротивления может оказаться зависящим от абсолютного давления жидкости в суженном сечении.

Дело в том, что в месте сужения скорость потока увеличивается, а давление уменьшается, и, если абсолютное давление P_{abc} в этом месте приблизится к давлению насыщен-

ных паров $P_{нп}$ или делается равным этому давлению, то возникает явление, называемое кавитацией.

Кавитация - это явление, связанное с местным нарушением сплошности течения, сопровождающееся образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Другими словами, при кавитации происходит интенсивное парообразование (кипение) жидкости и выделение из нее ранее растворенных газов.

В расширяющейся части потока (в диффузоре) скорость уменьшается, а давление возрастает, выделившиеся пары конденсируются, а газы постепенно снова растворяются в жидкости.

Кавитация сопровождается характерным шумом и вибрацией установки, а при длительном существовании этого режима - постепенным разрушением (эрозией) металлических стенок. Объясняется это тем, что в местах конденсации пузырьков пара на стенках возникают точечные повышения давления до двух и более тысяч атмосфер, то есть происходят как бы удары по стенке острым инструментом. Эрозия металлических стенок при кавитации происходит не там, где выделяются пузырьки пара, а там, где они конденсируются.

Для удобства наблюдения явления кавитации трубка Вентури в лабораторной установке выполнена из прозрачного материала.

При небольшом открытии регулировочного крана перед трубкой и, следовательно, при малых значениях расхода и скорости жидкости, падение давления в узком месте трубки незначительно, поток вполне прозрачен и кавитация отсутствует. При постепенном открывании крана происходит увеличение скорости в трубке и падение абсолютного давления в узком месте $P_{абс}$.

При некотором значении этого давления в узком месте трубки появляется отчетливо видимая зона кавитации, обусловленная сначала выделением газов, а затем и паров жидкости.

Условием возникновения кавитации приближенно можно считать равенство

$$P_{абс} = P_{нп}$$

Однако, например, для холодной водопроводной воды, содержащей большое количество растворенного воздуха, кавитация начинается раньше, т.е. при давлении $P_{абс}$, которое несколько больше давления насыщенных паров $P_{нп}$.

Возникновение кавитации в том или ином местном сопротивлении, например, в трубке Вентури, влечет за собой резкое возрастание сопротивления движению жидкости и,

следовательно, значительное увеличение коэффициента сопротивления ζ данного устройства.

Объясняется это тем, что превращение части жидкости в пар и выделение газов приводит к тому, что в месте кавитации средняя плотность движущейся среды ρ_{cp} значительно уменьшается. Это означает, что при том же весовом расходе, равном

$$G = VS\rho_{cp}g,$$

и той же площади сечения S , скорость движения частиц жидкости в потоке V резко увеличивается, а гидравлические потери возрастают, как уже известно, пропорционально квадрату скорости.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы при разных расходах воды измерить потерю напора (или давления) в трубке Вентури и величину вакуума в ее узком сечении, затем определить значения коэффициента сопротивления ζ трубки Вентури и построить зависимость этого коэффициента от абсолютного давления в узком сечении.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 9.

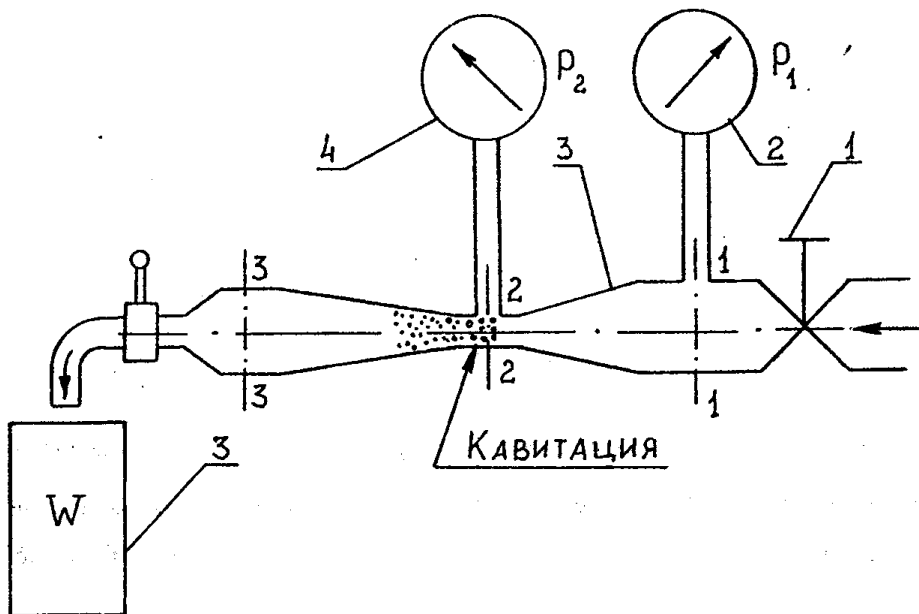


Рис. 9. Схема лабораторной установки.

Вода из водопровода подается по трубе диаметром d_1 через регулировочный кран 1 к испытуемой трубке Вентури, давление перед которой измеряется при помощи пружинного манометра 2.

Выполненная из стекла трубка Вентури 3 имеет узкое сечение (горловину) диаметром d_2 . В этом сечении давление измеряется при помощи присоединенного пружинного вакуумметра 4.

Из трубки Вентури вода вытекает в атмосферу, причем диаметр выходного сечения d_3 равен диаметру трубы d_1 . Для измерения расхода воды служат те же мерный бак 3 и электросекундомер 6, которые использовались для этой цели в лабораторной работе № 1 (см. рис. 3б и 3в).

Порядок проведения работы следующий.

Вначале измеряется величина атмосферного давления по барометру h_a .

Далее для ряда значений расхода (разных степеней открытия крана 1, начиная от минимального) производится замер следующих величин:

- время t налива определенного объема W по секундомеру;
- давление на входе в трубку Вентури по показаниям пружинного манометра P_1 ;
- вакуум в горловине трубки Вентури по показанию пружинного вакуумметра $P_{2\text{вак}}$.

Замеры проводятся как при нормальных (бескавитационных) течениях в трубке Вентури, имеющих место при относительно малых расходах, так и при наличии кавитации, возникающей в горловине при достаточно больших расходах.

При проведении опытов следует обратить внимание на то, что после того, как в горловине возникла кавитация, дальнейшее увеличение расхода Q и давления P_1 уже не вызывает возрастания величины вакуума $P_{2\text{вак}}$, которая остается постоянной, примерно соответствующей давлению $P_{\text{нп}}$ насыщенных паров воды при данной температуре.

Обработка результатов эксперимента и их анализ

Для определения коэффициента сопротивления трубки Вентури ζ запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 3-3 (рис.9). Полагая $Z_1 = Z_3$ и $\alpha_1 = \alpha_3 = 1$ (режим течения турбулентный), будем иметь

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + h_m \quad (13)$$

где h_m - потеря напора в трубке Вентури, равная $h_m = \zeta V_1 / (2g)$.

Не трудно видеть, что в уравнении (13) величины скоростных напоров одинаковы, так как $V_1 = V_3$ (из-за $d_1 = d_3$), а давление p_3 может быть принято равной нулю, так как вода вытекает в атмосферу (избыточная система отсчета давлений). Тогда, уравнение (13) может быть приведено к виду

$$\frac{p_1}{\rho g} = \zeta \frac{V_1^2}{2g}, \text{ откуда } \zeta = \frac{2p_1}{\rho V_1^2}.$$

Скорость V_1 , входящая в формулу, определяется по расходу и площади проходного сечения трубы диаметром d_1

$$V_1 = 4Q / (\pi d^2),$$

где Q - находится, как и в первой работе, по объему W воды в мерном баке и времени

$$t \text{ наполнения этого объема - } Q = W/t.$$

В результате выполнения работы должен быть построен график зависимости коэффициента сопротивления трубки Вентури ζ от абсолютного давления в ее горловине p_{2abc} , которое определяется как разность:

$$p_{2abc} = p_a - p_{2вак},$$

где $p_a = h_a \rho_{рт} g$ - атмосферное давление.

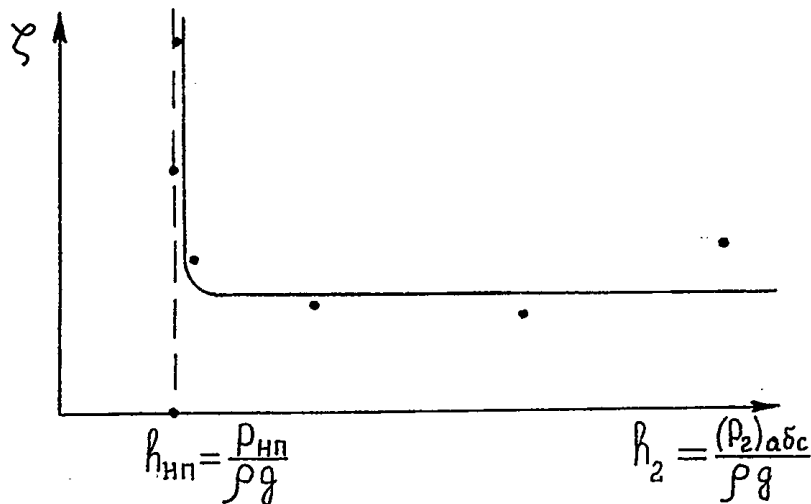


Рис. 10. Пример зависимости коэффициента потерь в трубке Вентури от абсолютного давления в горловине, полученная по результатам эксперимента.

Примерный вид зависимости ζ от p_{2abc} показан на рис. 10. При увеличении расхода воды через трубку Вентури растет вакуум в горловине трубки (сеч. 2-2) и, следовательно, уменьшается абсолютное давление p_{2abc} . Поэтому порядок проведения опытов соответствует перемещению по кривой справа налево, а затем снизу вверх.

Практически горизонтальный участок кривой соответствует нормальному (бескавитационному) течению воды через трубку Вентури и указывает на постоянство коэффициента сопротивления ζ . Это означает квадратичный режим сопротивления, обычно имеющий место при турбулентном течении через местные сопротивления при абсолютных давлениях в потоке, существенно больших давлениях насыщенных паров. Крутой подъем кривой ζ при абсолютных давлениях p_{2abc} , близких к давлению насыщенных паров, объясняется возникновением и развитием кавитации.

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ И НАСАДКИ

Общие сведения

Расход жидкости при истечении через отверстия и насадки определяется формулой, которая выводится из уравнения Бернулли и имеет вид

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH} ,$$

где: S_o - площадь проходного сечения отверстия (или насадка);

H - расчетный напор, который в общем случае равен разности нивелирных высот

Δz плюс разность пьезометрических высот $\Delta p / (\rho g)$, т.е.

$$H = \Delta z + \Delta p / (\rho g) ;$$

μ - коэффициент расхода, равный произведению коэффициента сжатия струи ϵ на коэффициент скорости φ , т.е.

$$\mu = \epsilon \varphi .$$

Физический смысл коэффициента расхода μ - это отношение действительного расхода жидкости к расходу той же жидкости при отсутствии сжатия струи ($\varepsilon = 1$) и сопротивления ($\varphi = 1$):

$$\mu = \frac{Q}{S_o \sqrt{2gH}} .$$

Численное значение коэффициента расхода μ зависит прежде всего от геометрических параметров отверстия или насадка, а также от числа Рейнольдса. В некоторых случаях значение μ резко меняется при изменении напора в связи с изменением режима истечения. Наиболее характерные случаи истечения схематически показаны на рис. 11а, 11б, 11в и 11г. Там же приведены примерные значения коэффициента расхода μ , соответствующие достаточно большим числам Рейнольдса.

Приведем основные сведения по указанным случаям истечения.

а) Круглое отверстие в тонкой стенке (или отверстие с острой кромкой). Для этого случая характерно значительное сжатие струи и малое сопротивление. Низкое значение коэффициента расхода обусловлено сжатием струи.

б) Внешний цилиндрический насадок (сверление в толстой стенке), первый (безотрывный) режим истечения. Внутри насадка струя сужается, а затем расширяется, и из насадка вытекает полным сечением, следовательно, $\varepsilon = 1$ и $\mu = \varphi$. Кольцевое пространство вокруг струи заполнено вихрем. Вследствие сужения и последующего расширения струи, внутри насадка при истечении в атмосферу возникает вакуум ($P_{abc} < P_a$). Чем больше напор H , под действием которого происходит истечение, тем меньше абсолютное давление P_{abc} в суженном сечении струи. При критическом напоре $H_{кр}$ это давление P_{abc} делается примерно равным нулю, и режим истечения меняется.

в) Внешний цилиндрический насадок при втором (отрывном) режиме истечения. Струя после сужения не расширяется, а перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с внутренней его поверхностью. Второй режим истечения ничем не отличается от истечения через отверстия в тонкой стенке, и коэффициент μ имеет то же значение, что и для отверстия.

г) Внешний цилиндрический насадок с коническим входом. Такую форму обычно имеют жиклеры карбюраторов. Устройство конуса на входе существенно улучшает гидравлические свойства насадка: уменьшаются или исчезают завихрения при входе в цилиндри-

ческую часть, уменьшается сопротивление, повышается коэффициент расхода по сравнению с цилиндрическим насадком без конического входа.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в опытным определении коэффициента расхода μ для четырех указанных выше характерных случаев истечения.

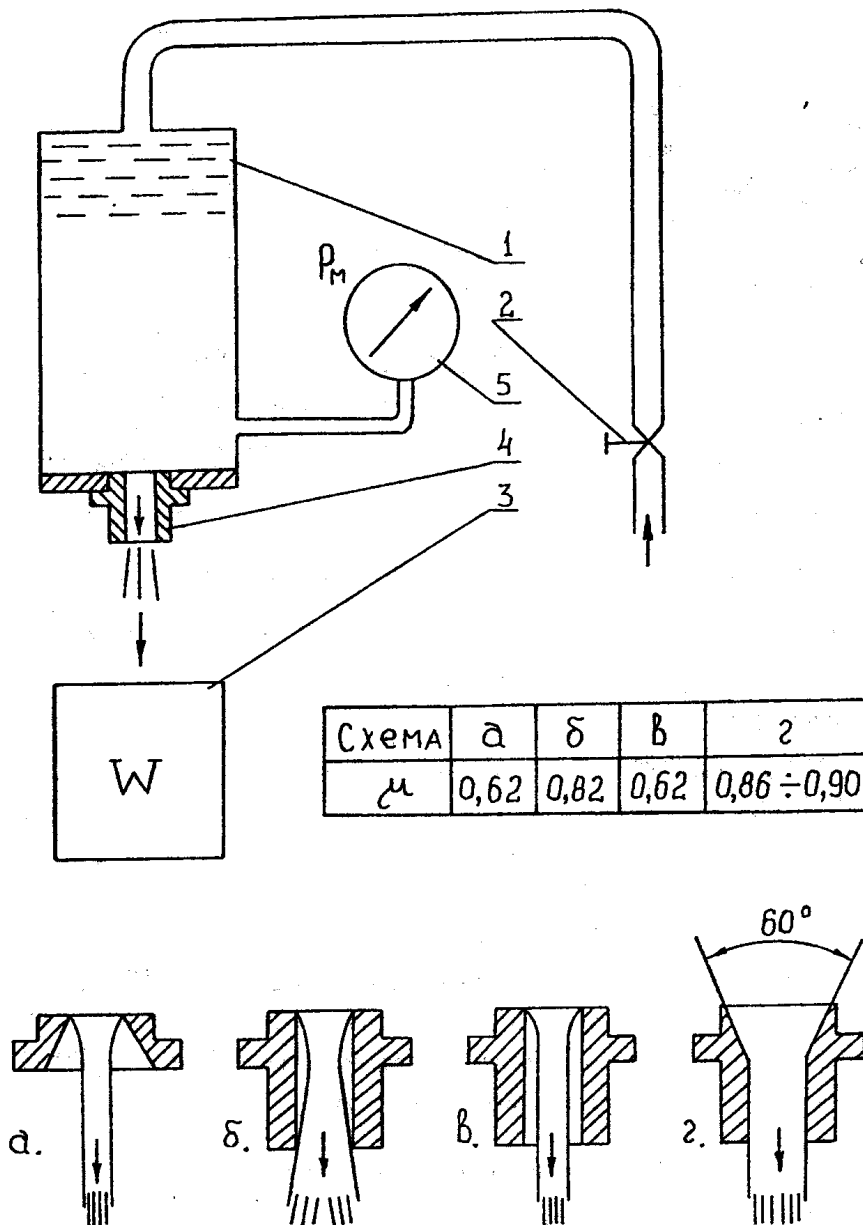


Рис. 11. Схема лабораторной установки.

Экспериментальная установка (рис. 11) состоит из баллона 1, к которому вода подводится из водопровода через регулировочный вентиль 2. В нижнюю торцевую стенку баллона ввинчивают испытуемый насадок 4.

Давление в баллоне 1 P_M измеряется манометром 5.

Для измерения расхода Q используются мерный бак 3 и секундомер.

Обработка результатов эксперимента

Обработка результатов эксперимента заключается в подсчете следующих величин:

- расчетного напора - $H = p_M / (\rho g)$;

- расхода через насадок (отверстие) - $Q = W / t$;

- коэффициента расхода - $\mu = \frac{Q}{S_o \sqrt{2gH}}$.

Полученные значения коэффициента μ сравнивают с его значениями, приведенными в таблице на рис. 11.

Лабораторная работа № 6

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБОПРОВОДЕ

Общие сведения

Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в трубопроводе при внезапном изменении скорости течения жидкости.

Чаще всего гидравлический удар возникает в случае резкого торможения потока жидкости, например, вследствие быстрого закрытия крана или клапана. В начальный момент при этом возникает значительное, скачкообразное возрастание давления на величину $\Delta p_{y\partial}$, кинетическая энергия потока переходит в работу упругих деформаций жидкости и стенок трубы - жидкость сжимается, а стенки трубы растягиваются.

Проф. Н.Е. Жуковский вывел формулу для определения величины ударного давления $\Delta p_{y\partial}$, приравняв кинетическую энергию всего потока жидкости в трубе до внезапной ее остановки сумме двух работ - работе сжатия жидкости и работе растяжения стенок трубы.

Формула Жуковского имеет следующий вид (для случая полного торможения потока):

$$\Delta p_{y\partial} = \rho V_o a, \quad (14)$$

где: ρ - плотность жидкости;

V_o - начальная скорость потока, которая внезапно уменьшилась до нуля;

a - скорость распространения ударного давления (ударной волны) по трубопроводу.

Эта скорость a по Жуковскому определяется по следующей формуле:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho d}{\delta E}}}, \quad (15)$$

где: K - объемный модуль упругости жидкости;

E - линейный модуль упругости материала стенок трубы;

d - внутренний диаметр трубы;

δ - толщина стенок трубы.

Для абсолютно жесткого трубопровода вторая дробь под радикалом в формуле (15) обращается в ноль, а скорость ударной волны оказывается равной скорости распространения звука в жидкости, т.е.

$$a = \sqrt{K/\rho} = a_{зв}.$$

Таким образом, малая сжимаемость капельных жидкостей и малая упругость металлических труб и является причиной возникновения большого, но конечного ударного давления $\Delta p_{y\delta}$. В гибких шлангах (рукавах), а также в газопроводах, гидравлический удар ничтожно мал благодаря большой упругости стенок и среды.

Приведенная выше формула Жуковского (14) справедлива при достаточно быстром закрытии крана, или, точнее говоря, когда время закрытия

$$t_{зак} < t_o = 2l/a,$$

где t_o - фаза гидравлического удара - это время, необходимое для пробега ударной волны от крана до начала трубопровода длиной l и обратно.

При $t_{зак} > t_o$ ударное давление $\Delta p_{y\delta}$ получается меньше, чем по формуле (14), так как в момент подхода фронта отраженной ударной волны к запорному устройству, оно, будучи не полностью закрытым, пропустит через себя некоторое количество жидкости, смягчив этим удар.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы измерить ударное давление $\Delta p_{уд}$ при гидравлическом ударе в трубопроводе при разных значениях скорости течения воды в трубе V_o , построить зависимость $\Delta p_{уд}$ от V_o и сравнить ее с теоретической, подсчитанной по формуле Жуковского.

Схема экспериментальной установки для исследования гидравлического удара показана на рис. 12.

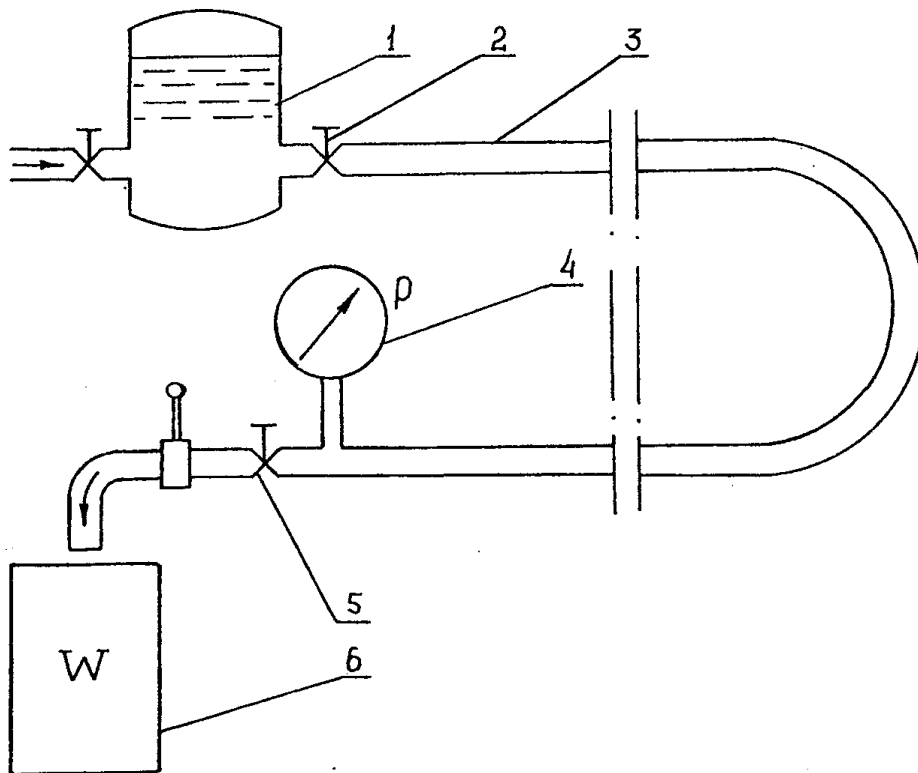


Рис. 12. Схема лабораторной установки.

Вода из водопровода поступает сначала в напорный бак 1, содержащий объем сжатого воздуха, а затем через регулировочный кран 2 - в испытуемый трубопровод 3. Назначение бака 1 состоит в том, чтобы исключить возможность распространения гидравлического удара, возникающего в испытуемом трубопроводе, на всю водопроводную сеть.

В конце опытного трубопровода перед краном установлен специальный манометр 4, предназначенный для фиксации мгновенного максимального значения ударного давления, и кран 5, при быстром закрытии которого возникает гидравлический удар в трубопроводе. Из трубопровода вода через сливной патрубок направляется в мерный бак 6, кото-

рый вместе с электросекундомером позволяет измерять расход уже известным объемным способом.

Порядок проведения работы следующий.

С помощью регулировочного крана 2 устанавливается тот или иной расход, например, максимальный, и производится его измерение, а стрелка-фиксатор манометра 4 устанавливается на нуль. Затем кран 5 быстро закрывается. Возникающий при этом гидравлический удар отчетливо слышен и виден по манометру, который фиксирует величину $\Delta p_{y\delta}$. Последняя вносится в протокол работы.

Обработка результатов эксперимента

Обработка результатов эксперимента сводится к подсчету следующих величин:

- расхода воды в трубопроводе - $Q = W / t$;
- скорости течения жидкости в трубопроводе - $V_o = 4Q / (\pi d^2)$.

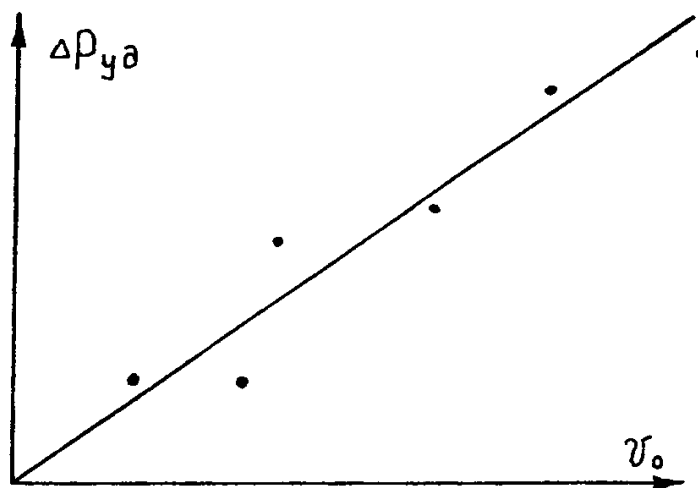


Рис. 13. Пример зависимости величины ударного давления в трубопроводе от начальной скорости жидкости, полученной по результатам эксперимента.

Далее строится график зависимости $\Delta p_{y\delta}$ от V_o (рис. 13) по результатам опытов и по формуле Жуковского (14) с учетом выражения (15). При достаточно тщательном проведении работы опытные точки должны попасть на теоретическую прямую, которая строится по двум точкам при $V_o = 0$ и $V_o = V_{\max}$.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

НАСОСЫ (общие сведения)

Насосом называется гидравлическая машина, в которой механическая энергия, потребляемая машиной, преобразуется в энергию потока жидкости, подаваемого в гидросистему. Эта энергия может быть использована для подъема жидкости на требуемую высоту, перемещение ее по трубопроводам и т.п.

Основные параметры насосов

Напор насоса H_n - это приращение полной удельной механической энергии жидкости в насосе.

Учитывая, что полная удельная энергия согласно уравнению Бернулли складывается из трех слагаемых, можно записать

$$H_n = \left(z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \alpha_n \frac{V_n^2}{2g} \right) - \left(z_v + \frac{p_v}{\rho g} + \alpha_v \frac{V_v^2}{2g} \right), \quad (16)$$

где: индекс "н" - у параметров в сечении на выходе насоса (напорный трубопровод);

индекс "в" - у параметров в сечении на входе в насос (всасывающий трубопровод).

Основным слагаемым в формуле (16), определяющим H_n , является разность пьезометрических высот $(p_n - p_v)/(\rho g)$, т.к. разность $z_n - z_v$ ничтожно мала, а разностью скоростных напоров при одинаковых значениях диаметров всасывающего и напорного трубопроводов можно пренебречь. Если же диаметры проходных сечений всасывающего и напорного трубопроводов насоса различны по величине, то в низконапорных насосах при определении H_n следует учесть разность скоростных напоров в виде поправки, пропорциональной квадрату подачи насоса CQ_n^2 .

Подача насоса Q_n - это количество жидкости (объем), подаваемое насосом в напорный трубопровод в единицу времени.

Полезная мощность насоса N_n - это мощность, приобретенная жидкостью в насосе, или энергия, сообщаемая насосом жидкости в единицу времени

$$N_n = Q_n \rho g H_n. \quad (17)$$

Потребляемая насосом мощность $N_{\text{номр}}$ - это мощность, которая равна мощности, развиваемой приводным двигателем

$$N_{\text{номр}} = N_{\text{дв}} = M \omega = M \pi n / 30, \quad (18)$$

где: M - момент на валу двигателя (насоса);

ω , n - угловая скорость и частота вращения вала двигателя (насоса).

К.п.д. насоса η - это величина, учитывающая потери энергии в насосе, равная отношению полезной мощности, развиваемой насосом, к потребляемой им

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\text{номр}}} = \frac{Q_n \rho g H_n}{M \omega}. \quad (19)$$

В насосе различают три вида потерь:

- 1) гидравлические - это потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости внутри насоса;
- 2) объемные - это потери, связанные с уменьшением действительной подачи насоса, обусловленные утечками, перетечками и циркуляцией жидкости через зазоры внутри насоса;
- 3) механические - это потери на преодоление сил трения, возникающих в подшипниках, уплотнениях и т.п.

Для учета этих потерь используются соответственно гидравлический к.п.д. (η_z), объемный к.п.д. (η_o) и механический к.п.д. (η_m).

Полный к.п.д. насоса при этом равен:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_o \cdot \eta_m.$$

Кроме перечисленных параметров для полного представления о свойствах того или иного насоса нужно иметь так называемую рабочую характеристику, которая включает в себя следующие зависимости

$$H_n = f(Q_n); \quad \eta = f(Q_n); \quad N_n = f(Q_n); \quad \eta = f(H_n),$$

построенные при номинальной частоте вращения его вала.

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Общие сведения

Центробежный насос относится к лопастным насосам, принцип действия которых заключается в динамическом воздействии лопаток рабочего колеса насоса на жидкость в проточной его части.

Конструктивная схема центробежного насоса представлена на рис. 14, а его рабочая характеристика на рис. 15.

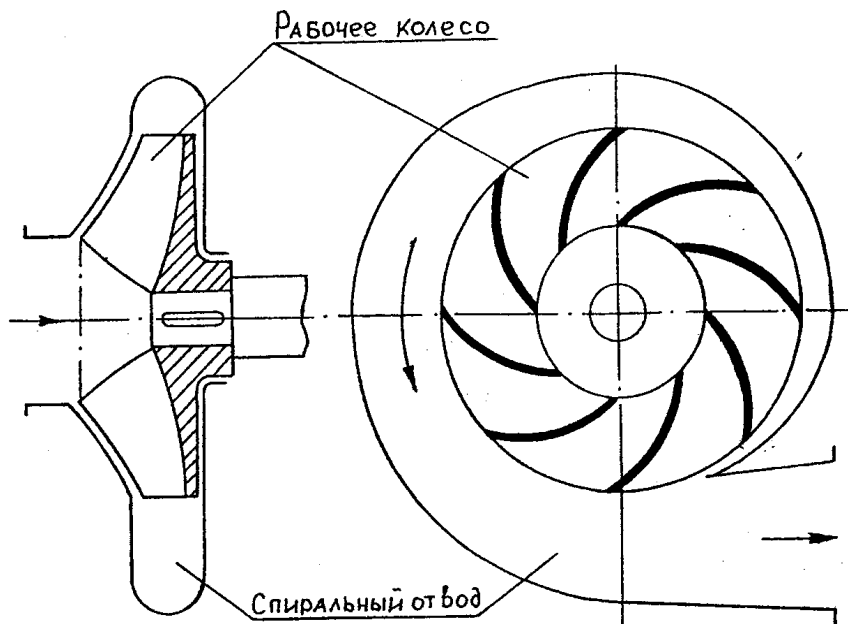


Рис. 14. Конструктивная схема центробежного насоса.

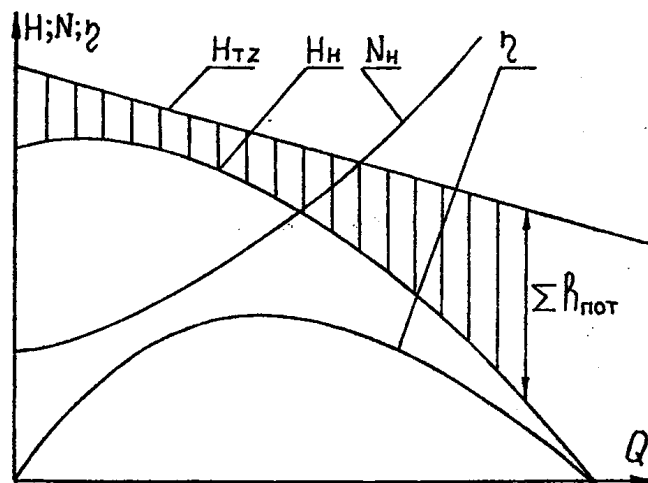


Рис. 15. Рабочая характеристика центробежного насоса.

Теоретическая зависимость напора H_{TZ} , создаваемого насосом при конечном числе лопаток, от его подачи Q_n представляет собой прямую наклонную линию (см. рис. 15).

Действительный напор H_n меньше теоретического H_{TZ} на величину суммарных потерь напора в насосе, т.е.

$$H_n = H_{TZ} - \sum h.$$

В соответствии с формулой (19) полный к.п.д. насоса η обращается в нуль дважды: при $Q_n = 0$ и при $H_n = 0$. Максимальное значение полный к.п.д. насоса η принимает при оптимальной подаче.

Рабочая характеристика данного центробежного насоса в принципе может быть получена расчетным путем для определенного числа оборотов вала насоса в минуту. Однако, этот путь очень сложен и не обеспечивает должной точности. Поэтому на практике обычно используется экспериментальный способ снятия рабочей характеристики, который заключается в проведении испытания насоса при постоянной частоте вращения его вала и переменном сопротивлении трубопровода, с которым соединен насос. При этом изменение сопротивления трубопровода осуществляется за счет изменения степени открытия какого-либо дросселя (крана, задвижки или другого запорно-регулирующего устройства).

Если необходимо знать рабочую характеристику центробежного насоса при некоторой частоте вращения вала насоса n_2 , отличной от частоты n_1 , при которой характеристика задана, то для этого используют специальные формулы пересчета, полученные на основании теории подобия режимов работы центробежного насоса (подобие скоростных треугольников в рабочем колесе и примерное постоянство к.п.д. насоса). Эти формулы, определяющие подачу, напор и полезную мощность насоса имеют вид:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (20)$$

Из этих формул следует, что с изменением частоты вращения вала центробежного насоса n , при сохранении принципа подобия в его режиме работы, подача насоса Q_n изменяется прямопропорционально числу оборотов, напор H_n - пропорционально квадрату числа оборотов, а полезная мощность N_n (приблизительно можно считать и потребляе-

мая мощность $N_{\text{номр}}$) - пропорционально кубу числа оборотов. К.п.д. насоса η при этом остается примерно постоянным.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в получении рабочей характеристики центробежного насоса в виде зависимостей $H_n = f(Q_n)$, $\eta = f(Q_n)$ и $N_{\text{дв}} = f(Q_n)$ при постоянной частоте вращения вала насоса ($n = \text{const}$).

Схема лабораторной установки приведена на рис. 16.

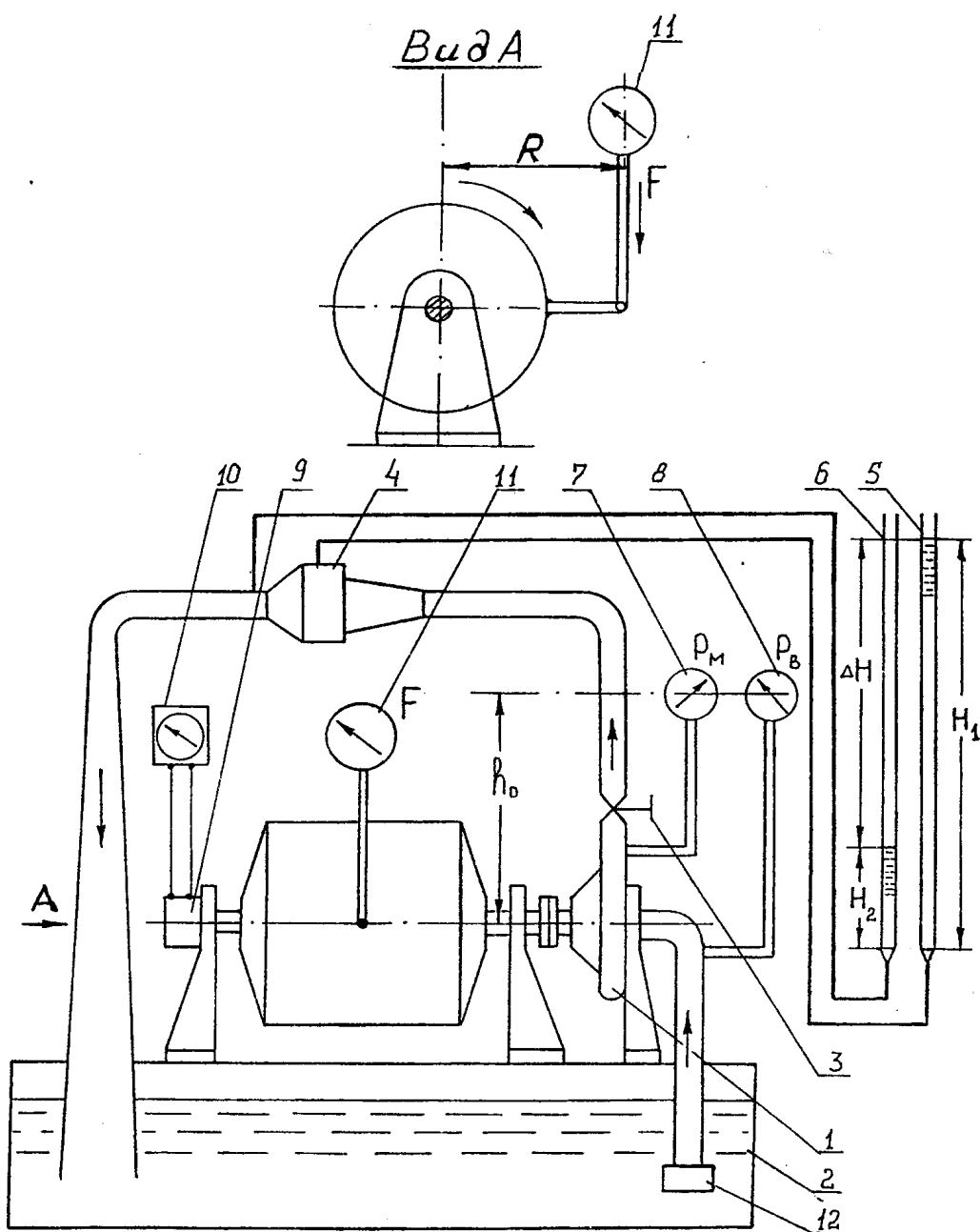


Рис. 16. Схема лабораторной установки.

Испытуемый центробежный насос 1, привод которого осуществляется от электродвигателя, включен в трубопровод, который совместно с баком 2 образует замкнутую систему перекачки воды. В систему включены кран 3 и расходомер 4, работающий по принципу трубки Вентури. Расход, измеряемый расходомером, определяется по формуле

$$Q_n = C_1 \sqrt{\Delta H}$$

где: ΔH - разность показаний пьезометров 5 и 6;

C_1 - постоянная величина для данного расходомера.

Избыточное давление p_m на выходе насоса определяется манометром 7, а величина вакуума $H_{вак}$ на входе в насос вакуумметром 8. Частота вращения n вала насоса контролируется при помощи тахогенератора 9, установленного на валу электродвигателя, сигнал от которого поступает на амперметр 10.

При определении напора, создаваемого насосом, следует учесть разность скоростных напоров в напорном и всасывающем трубопроводах, равную $(V_n^2 - V_в^2)/(2g)$. При этом принято, что в обоих трубопроводах режим течения турбулентный, а, следовательно, коэффициенты Кориолиса $\alpha_n = \alpha_в = 1$.

Необходимость учета этой разности обусловлена тем, что диаметры проходных сечений всасывающего и напорного трубопроводов для испытуемого насоса разные.

Для измерения крутящего момента M на валу насоса статор приводящего электродвигателя вывешен на подшипниках и соединен с динамометром 11, контролирующим силу F на рычаге с плечом R . Таким образом, зная силу F , определяется реактивный момент, возникающий на статоре электродвигателя, который численно равен крутящему моменту M на валу насоса

$$M = FR$$

Перед проведением работы нужно усвоить правило пуска центробежного насоса, которое заключается в следующем. Прежде всего насос и всасывающая труба заполняются жидкостью (от вытекания она удерживается обратным клапаном 12). Затем производится пуск насоса при закрытом кране 3, что обеспечивает минимальную потребляемую мощность насоса.

После этого кран постепенно открывается. При этом расход изменяется от $Q_n = 0$ (при полностью закрытом кране) до $Q_n = Q_{max}$ (при полностью открытом). При каждом

фиксированном положении регулировочного крана 3 снимаются показания манометра 7 (P_m), вакуумметра 8 ($H_{\text{вак}}$), динамометра 12 (F) и пьезометров 5 и 6 (H_1 и H_2).

В процессе испытаний проводят замеры для 6 - 8 фиксированных значений расхода Q_n , задаваемых при помощи крана 3.

Обработка результатов эксперимента

Подача насоса определяется формулой

$$Q_n = C_1 \sqrt{H_1 - H_2}$$

где C_1 - постоянная расходомера.

Напор H_n , создаваемый насосом, определяется уравнением (16), в котором следует учесть, что давление P_m измерено при помощи манометра в избыточной системе, а величина вакуума $H_{\text{вак}}$ - при помощи вакуумметра в вакуумной (расчет необходимо вести в избыточной системе отсчета давлений).

Кроме этого, как уже говорилось, должна быть учтена разность скоростных напоров на выходе и входе насоса в виде поправки $C_2 Q_n^2$,

где C_2 - постоянный коэффициент для данного насоса, равный

$$C_2 = \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_в^4} \right),$$

d_n , $d_в$ - диаметры проходных сечений напорного и всасывающего трубопроводов соответственно.

Таким образом, расчетная формула имеет вид:

$$H_n = P_m / (\rho g) + H_{\text{вак}} + C_2 Q_n^2.$$

Полезная мощность насоса N_n определяется по формуле (17), а потребляемая $N_{\text{потр}}$ - по формуле (18).

После вычисления полного к.п.д. η по формуле (19) строятся зависимости:

$$H_n = f(Q_n), \quad \eta = f(Q_n) \quad \text{и} \quad N_{\text{ос}} = f(Q_n).$$

Примерный вид этих зависимостей представлен на рис. 15.

Лабораторная работа № 8

**ИСПЫТАНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА
С ПЕРЕЛИВНЫМ КЛАПАНОМ**

Основные сведения

Шестеренный насос относится к типу объемных насосов.

Принцип действия всех объемных насосов заключается в вытеснении жидкости из рабочих камер вытеснителями (например, поршнями, пластинами и т.д.).

Объемные насосы делятся на два класса: поршневые и роторные, различие между которыми заключается в характере процесса вытеснения.

В поршневых насосах вытеснение производится из неподвижных рабочих камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

В роторных насосах вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

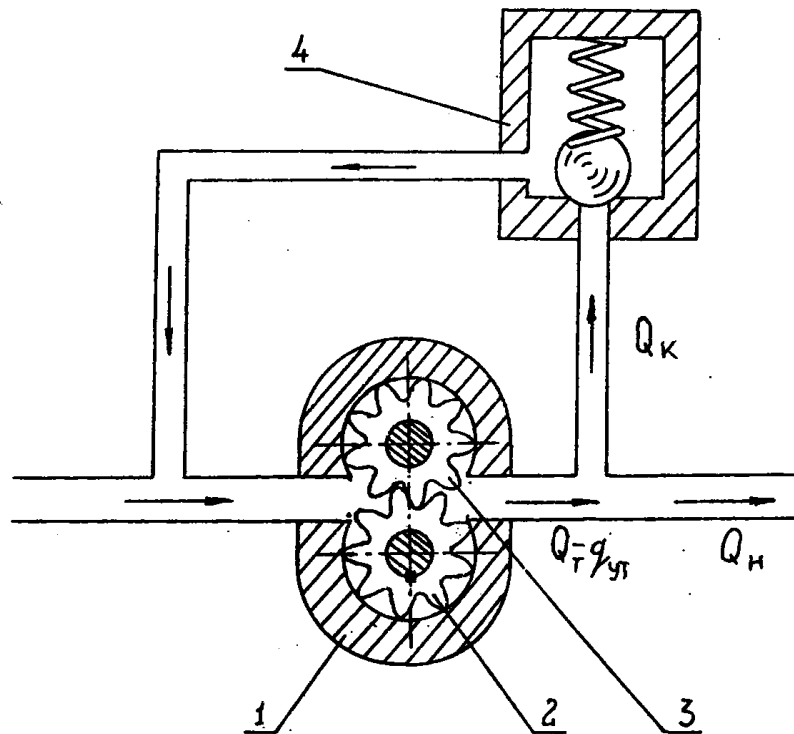


Рис. 17. Полуконструктивная схема насосной установки.

Шестеренный насос является одной из разновидностей роторных насосов. Как и любой другой роторный насос, шестеренный насос состоит из следующих основных частей

(рис. 17): статора 1 (корпуса насоса), ротора 2 (ведущей шестерни) и вытеснителя 3 (ведомой шестерни). Рабочими камерами насоса являются впадины между зубьями шестерен, которые заполняются жидкостью при выходе зубьев шестерен из зацепления. Эта жидкость при вращении зубчатых колес переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где вытесняется из впадин шестерен соответствующими зубьями.

Теоретическая (идеальная) подача любого объемного насоса определяется по формуле

$$Q_T = V_n n / 60, \quad (20)$$

где n - частота вращения вала насоса;

V_n - рабочий объем насоса или объем жидкости, подаваемый насосом в гидросистему за один оборот его вала без учета объемных потерь.

Величину V_n для шестеренного насоса с достаточной степенью точности можно определить по формуле

$$V_n = \pi D h b$$

где: D - диаметр делительной окружности шестерни;

h - высота зуба шестерни;

b - ширина шестерни.

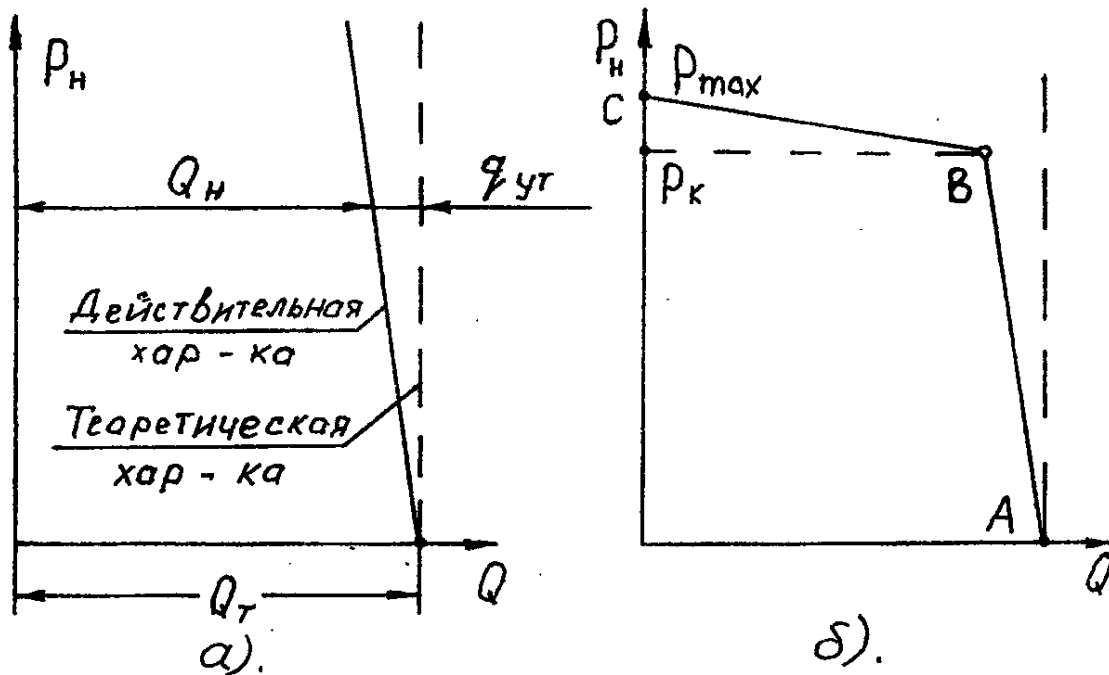


Рис. 18. Рабочая характеристика объемного насоса (а) и насосной установки (б).

Теоретическая рабочая характеристика $p_n = f(Q_n)$ любого объемного (в том числе и шестеренного) насоса, построенная в соответствии с формулой (20), приведена на рис. 18а (пунктирная линия). Такой вид характеристики насоса указывает на то, что при отсутствии объемных потерь давление создаваемое насосом p_n не оказывает влияния на величину его подачи Q_T .

В реальном же случае действительная подача насоса Q_n всегда меньше теоретической Q_T на величину расхода утечек $q_{ум}$ жидкости через радиальные и торцевые зазоры в насосе

$$Q_n = Q_T - q_{ум}.$$

Так как в зазорах режим течения обычно ламинарный, то расход утечек $q_{ум}$ пропорционален перепаду давления на насосе. Поэтому действительная рабочая характеристика объемного насоса имеет вид прямой, которая наклонена под некоторым углом к вертикали (сплошная линия на рис. 18а).

Как следует из приведенных характеристик у шестеренного насоса (как и у любого объемного насоса), создаваемое им давление при росте сопротивления в напорном трубопроводе может расти практически неограниченно, что неизбежно приведет к разрушению либо трубопровода, либо насоса. Поэтому в реальных гидросистемах для ограничения давления в напорном трубопроводе в непосредственной близости от любого объемного насоса устанавливается предохранительный или переливной клапан 4 (рис. 17). Устройство, состоящее из насоса и переливного клапана, называется насосной установкой.

На рис. 18б в качестве примера приведена реальная рабочая характеристика насосной установки, включающей шестеренный насос и переливной клапан. Эта характеристика имеет вид ломанной кривой, состоящей из двух приблизительно прямолинейных участков. Участок АВ характеризует работу насосной установки при закрытом переливном клапане и поэтому является частью действительной характеристики насоса (сплошная линия на рис. 18а), а участок ВС - это результат совместной работы насоса и переливного клапана. Точка В определяет давление p_k настройки переливного клапана, при достижении которого в напорном трубопроводе клапан начинает открываться и часть подачи насоса Q_k через клапан возвращается во всасывающий трубопровод или в гидробак. На участке ВС характеристики

$$Q = Q_T - q_{ym} - Q_k,$$

где Q_k - расход через клапан.

Точка С характеризует давление P_{max} , при котором вся подача насоса возвращается через клапан на вход насоса.

Обычно у объемных насосов диаметры всасывающего и напорного трубопроводов одинаковы, а работают они чаще всего, создавая высокие давления в напорном трубопроводе (10 - 20МПа), поэтому разность скоростных напоров и величину разряжения на входе в насос p_e в формуле (16) можно не учитывать. Тогда напор насоса $H_n = p_n / (\rho g)$,

а полезная мощность $N_n = Q_n p_n$.

В объемных насосах гидравлические потери весьма малы и с достаточной степенью

точности можно считать $\eta_e \approx 1$.

Поэтому полный к.п.д. $\eta = N_n / N_{номр} = \eta_o \cdot \eta_m$.

При получении характеристик насосной установки как единого агрегата, состоящего из объемного насоса и переливного клапана, необходимо помнить, что к.п.д. этого агрегата резко уменьшается с момента начала перепуска жидкости переливным клапаном на слив и обращается в нуль, если вся подача насоса возвращается в бак через переливной клапан. При совместной работе насоса и переливного клапана объемный к.п.д. насосной установки определяется из формулы:

$$\eta_o = (Q_T - q_{ym} - Q_k) / Q_T,$$

где Q_k - расход, сливающийся через переливной клапан.

Цель работы и методика эксперимента

Цель работы заключается в том, чтобы в результате испытания шестеренного насоса, снабженного переливным клапаном, при постоянной частоте вращения его ротора построить

зависимости $p_n = f(Q_n)$, $\eta = f(p_n)$, $\eta_o = f(p_n)$.

Работа проводится на установке, изображенной на рис. 19. Схема гидросистемы на этом рисунке дана в обозначениях по ЕСКД.

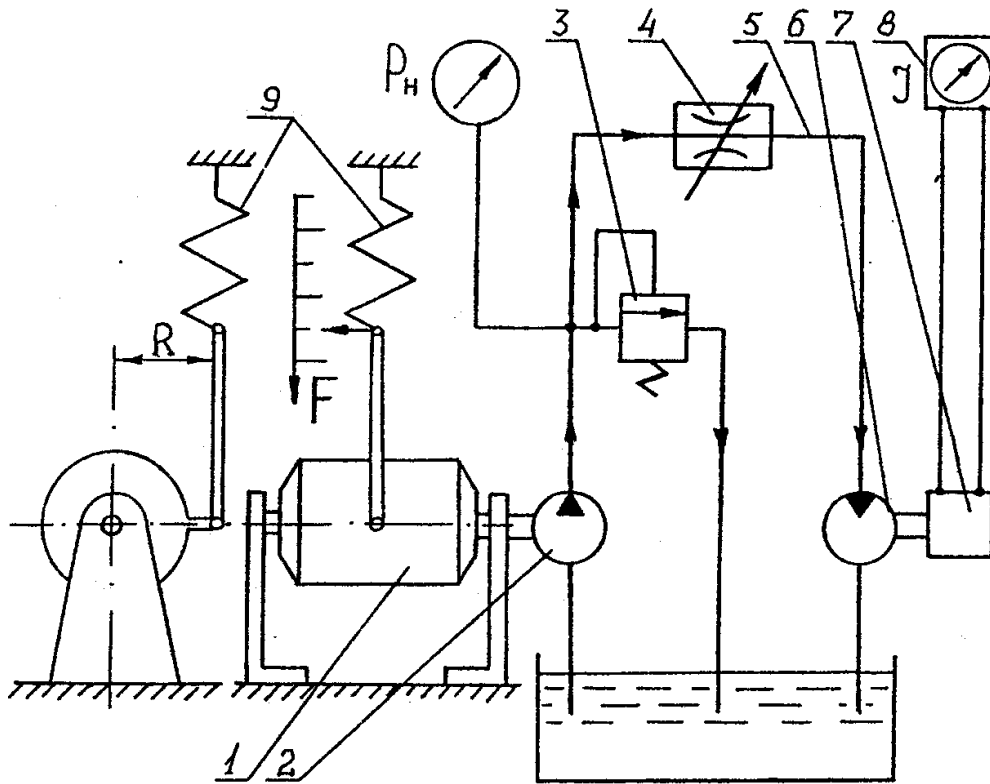


Рис. 19. Схема лабораторной установки.

Электродвигатель 1, приводит в действие шестеренный насос 2, снабженный переливным клапаном 3. Величина давления, создаваемая насосом, обусловлена необходимостью преодоления сопротивления регулируемого дросселя 4 и гидролинии 5, в которую включен аксиальный роторно-поршневой гидромотор 6. Последний при испытании насоса 2 используется в качестве расходомера (частота вращения вала гидромотора, как объемной гидромашины, без нагрузки на нем пропорциональна расходу рабочей жидкости, проходящему через гидромотор). Частота вращения вала гидромотора 6 контролируется тахогенератором 7, электрический сигнал от которого поступает на амперметр 8.

Достаточно высокая точность такого способа измерения расхода обеспечивается тем, что указанный гидромотор благодаря своей конструкции и технологии изготовления имеет очень малые внутренние утечки. Поэтому при отсутствии нагрузки на валу гидромотора его объемный к.п.д. можно считать равным единице, а частоту его вращения пропорциональной расходу.

Давление, создаваемое насосом P_n , измеряется манометром, включенным в напорную гидролинию на выходе насоса.

Измерение крутящего момента на валу насоса проводится аналогично тому, как это делалось в лабораторной работе № 7.

Частоту вращения вала насоса, приводимого от асинхронного электродвигателя, можно считать практически постоянной.

Прежде чем проводить работу, нужно твердо усвоить правило пуска любого объемного насоса (в том числе шестеренного), которое принципиально отличается от правила пуска центробежного насоса. Прежде чем включать объемный насос, нужно обязательно полностью открыть дроссель 4, т.е. свести до минимума сопротивление линии нагнетания. Затем дроссель можно постепенно закрывать, но при этом необходимо следить за показанием манометра. При запуске насоса с полностью закрытым дросселем возможен "бросок" давления и связанные с этим разрушения элементов гидросистемы.

Постепенно закрывая дроссель 4, в его фиксированных положениях, снимают показания приборов: величину давления P_n по манометру, ток J по амперметру 8, силу F по динамометру 9.

Обработка результатов эксперимента и их анализ

Обработка результатов эксперимента заключается прежде всего в подсчете следующих величин:

- действительной подачи насосной установки - $Q_n = V_{зм} n_{зм}$,

где: $V_{зм}$ - рабочий объем гидромотора;

$$n_{зм} - \text{частота вращения вала гидромотора } n_{зм} = JK_{тг};$$

$K_{тг}$ - коэффициент передачи тахогенератора;

- теоретической подачи насоса - $Q_T = V_n n_n / 60$,

где: n_n - частота вращения вала насоса;

V_n - рабочий объем насоса;

- полезной мощности насосной установки - $N_n = Q_n p_n$;

- потребляемой мощности насосом - $N_{номр} = FR \pi n_n / 30$;

- полного к.п.д. насосной установки - $\eta = N_n / N_{номр}$;

- объемного к.п.д. насосной установки - $\eta_o = Q_n / Q_T$.

По результатам расчетов строятся характеристики

$$p_n = f(Q_n), \quad \eta_o = f(p_n), \quad \eta = f(p_n)$$

для насосной установки, включающей шестеренный насос и переливной клапан.

Примерный вид этих зависимостей представлен на рис. 186 и 20.

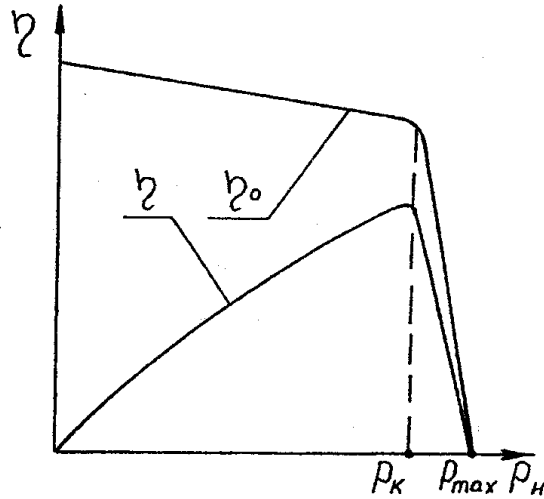


Рис. 20. Пример зависимости к.п.д. насосной установки от напорного давления.

Следует иметь в виду, что полученные зависимости при давлении в напорном трубопроводе меньшем p_k характеризуют работу насоса, а при давлении большем p_k - совместную работу насоса и переливного клапана.

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

ГИДРАВЛИКА	3
Лабораторная работа № 1 ДЕМОНСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ ЛИНИИ И ЛИНИИ ПОЛНОГО НАПОРА	3
Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ	9
Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА НА ТРЕНИЕ ПО ДЛИНЕ В ПРЯМЫХ ТРУБАХ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ	13
Лабораторная работа № 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ НОРМАЛЬНЫХ И КАВИТАЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЯХ	19
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИСТЕЧЕНИЯ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ И НАСАДКИ	26
Лабораторная работа № 6 ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБОПРОВОДЕ	29
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ	33
Лабораторная работа № 7 ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	35
Лабораторная работа № 8 ИСПЫТАНИЕ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА С ПЕРЕЛИВНЫМ КЛАПАНОМ	41

Александр Владимирович Лепешкин

Александр Александрович Михайлин

Северьян Джумберович Пхакадзе

Виктор Александрович Зыков

Под редакцией профессора Юрия Александровича Беленкова.

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРОМАШИНЫ. Лабораторные работы по курсу
“Гидравлика, гидромашины и гидроприводы”.**

Лицензия ЛР № 021209 от 17 апреля 1997 г.

Подписано в печать	18.03.98	Заказ	63-98	Тираж	200
Усл. п. л. -	2.4	Уч. - изд. л.	2.5		
Бумага	типографская	Формат	60*90/16		

МГТУ «МАМИ», Москва, 105839, Б. Семеновская ул., 38