

ФЕДЕРАЛЬНАЯ АВИАЦИОННАЯ СЛУЖБА РФ  
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра аэродинамики, конструкции и прочности  
летательных аппаратов  
Л.Г. Клёмина.

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

по курсу гидравлики

Часть II

Для студентов III курса  
специальности 13.03  
всех форм обучения

Москва 2007

## Лабораторная работа № 1

### Исследование влияния наддува баков и разрежения на характер

Покоящаяся жидкость находится под действием поверхностных сил, т.е. сил, пропорциональных площадям поверхностей, на которые они действуют, и массовых сил, пропорциональных массе – силы тяжести и силы инерции. Последняя появляется в случае, если жидкость, двигаясь вместе с сосудом, находится в покое относительно стенок сосуда.

В результате действия этих сил в жидкости возникает сжимающее напряжение, которое называется гидростатическим давлением. Если разделить сжимающую силу на величину площади, на которую она действует, то получим среднее гидростатическое давление, т.е. напряжение.

$$P_{cp} = \frac{F}{S} = \frac{\Delta F}{\Delta S}$$

В пределах при стремлении  $\Delta S$  к нулю получим гидростатическое давление в точке

$$P = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} = \frac{dF}{dS}$$

Давление измеряется в паскалях ( $H / м^2$ ) и технических атмосферах ( $атм \cdot кг / см^2$ ).

Для покоящейся жидкости справедливо основное уравнение гидростатики.

$$Z + \frac{P}{\gamma} = const \quad (1)$$

Или

$$\gamma Z + P = const$$

Где  $Z$  – геометрический напор или высота,

$\gamma$  - объёмный вес,

$P/\gamma$  - пьезометрический напор или высота.

Пьезометрическая высота – это та высота, на которую поднимается жидкость в стеклянной трубке, называемой пьезометром, подсоединённой к какому-либо сечению трубопровода или к сосуду, жидкость в котором находится под давлением.

Жидкость поднимается в пьезометре до тех пор, пока вес столба жидкости в ней не создаст давление, равное давлению в трубопроводе или резервуаре, и жидкость, имеющая больший объёмный вес, создаст это давление более низким столбом и наоборот, т.е. пьезометрическая высота  $h$  прямо пропорциональна давлению и обратно пропорциональна объёмному весу.

Уравнение гидростатики справедливо для всех точек покоящейся жидкости. Записанное для двух точек, оно примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$$

Отсюда

$$P_1 = P_2 + \gamma(Z_1 - Z_2) = P_2 \pm \gamma h \quad (2)$$

Т.е. давление в какой либо точке жидкости равно давлению в любой другой точке плюс-минус произведение объёмного веса на глубину погружения этой точки относительно другой (если вторая точка лежит ниже то в выражении (2) будет знак плюс, а если выше, то минус).

Уравнение (2) для двух точек, вторая из которых лежит на свободной поверхности с давлением над ней, равным атмосферному  $P_a$ , имеет вид

$$P_2 = P_a + \gamma h \quad (3)$$

Как известно, избыточным давлением называется давление, равное абсолютному минус атмосферное

$$P_{изб} = P_{абс} - P_a .$$

Основное уравнение гидростатики может быть записано и для абсолютных и для избыточных давлений. Выражение (3) для избыточных давлений запишется в виде:

$$P_{2.изб} = \gamma h \quad (4)$$

отсюда

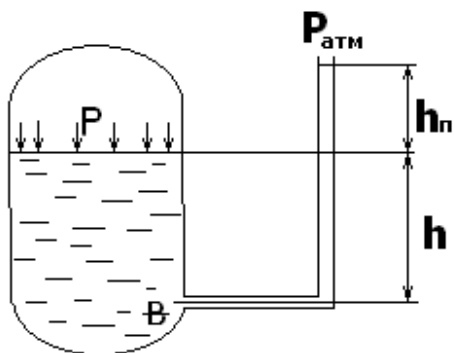
$$h = \frac{P_{изб}}{\gamma} \quad (5)$$

Т.е. пьезометрическая высота  $P_{2.изб} / \gamma$  представляет собой глубину погружения точки 2 относительно свободной поверхности, на которую действует атмосферное давление. Можно показать, что  $h' = P_{2.абс} / \gamma$  представляет собой расстояние от точки до свободной поверхности, давление над которой равно нулю [1].

Предположим, что на свободную поверхность жидкости давит поршень, изменяющий давление на этой поверхности на величину  $\Delta P$  или действует давление наддува баков. При этом согласно уравнению (3) давление в любой точке жидкости будет равно:

$$P_2 = (P_a + \Delta P) + \gamma h , \quad (6)$$

т.е. давление, действующее на граничную поверхность или какую-либо точку покоящейся жидкости, передаётся всем её частицам в одинаковой мере. Это положение называется законом Паскаля.



**Рис.1**

На рисунке 1 представлен гидравлический бак, давление, над свободной поверхностью жидкости которого равно  $P$ . Его можно измерить с помощью пьезометра. Определим давление в точке В, идя сверху вниз со стороны бака.

$$P_B = P + \gamma h \quad (7)$$

Если к этой точке подойти со стороны трубки, то будем иметь:

$$P_B = P_a + \gamma(h_{II} + h),$$

отсюда

$$P + \gamma h = P_a + \gamma(h_{II} + h)$$

и

$$h_{II} = P_{изб} / \gamma \quad (8)$$

Пьезометр это чуткий прибор, однако, он пригоден только для замера небольших давлений (до 0,5 атм.), так как при больших давлениях трубку нужно делать слишком длинной. Чтобы прибор был компактным, применяют жидкостной манометр, в котором используется жидкость большого удельного веса, например, ртуть. Обычно он имеет вид U – образной трубки.

Пьезометры применяются в лабораториях. Для измерения больших давлений на практике применяют пружинные или мембранные манометры, стрелка которых перемещается вследствие деформации полой изогнутой пружины или мембраны. Эта деформация возникает благодаря воздействию измеряемого давления на чувствительный элемент.

В лабораторной работе предлагается исследовать влияние избыточного давления (давления наддува гидробака), создаваемого в баках для предотвращения кавитации перед поступлением жидкости в насос, а так - же для предотвращения возникновения вакуума в системе.

Работа производится на стенде, схема которого представлена на рис. 2. Здесь в баке 1 над свободной поверхностью оды создаётся избыточное давление воздушным насосом 2 и измеряется оно с помощью пьезометров 3, 4 и 5. в пьезометрах 3 и 5 находится вода, а в пьезометре 4 – рабочая жидкость гидравлических систем АМГ-10.

Пьезометры 3, 4 и 5 позволяют определить избыточное давление в замкнутой воздушной камере бака 1. с помощью пьезометра 7, подсоединённого к нижней точке бака 1, зная избыточное давление над свободной поверхностью и показания пьезометра 7, т.е.  $\gamma h$ , можно найти абсолютное давление в нижней точке бака 1.

Стенд позволяет создавать вакуум над свободной поверхностью в баке 1 с помощью водоструйного насоса 8, в котором имеется стеклянная трубка с сужающимся сечением.

При сужении потока по уравнению расходов, записанных для двух сечений,

$$Q_1=Q_2; \quad V_1S_1=V_2S_2 \quad (9)$$

видно, что при сужении (дресселировании) потока скорость жидкости увеличивается, а из уравнения Бернулли для этих же сечений для горизонтального потока:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (10)$$

Следует, что при увеличении скорости ( $V_1 < V_2$ ) давление падает, т.е. если,  $V_1 < V_2$  для сохранения знака равенства  $P_1 > P_2$ . Выразив в равенстве (10) скорости через  $Q$  по уравнению (9), можно видеть, что чем больше расход  $Q$ , тем больше степень разряжения в узкой части стеклянной трубки водоструйного насоса. Соответственно изменяя расход воды через струйный насос можно изменять степень разряжения в насосе и в воздушной полости бака 1, т.к. она соединена с водоструйным насосом.

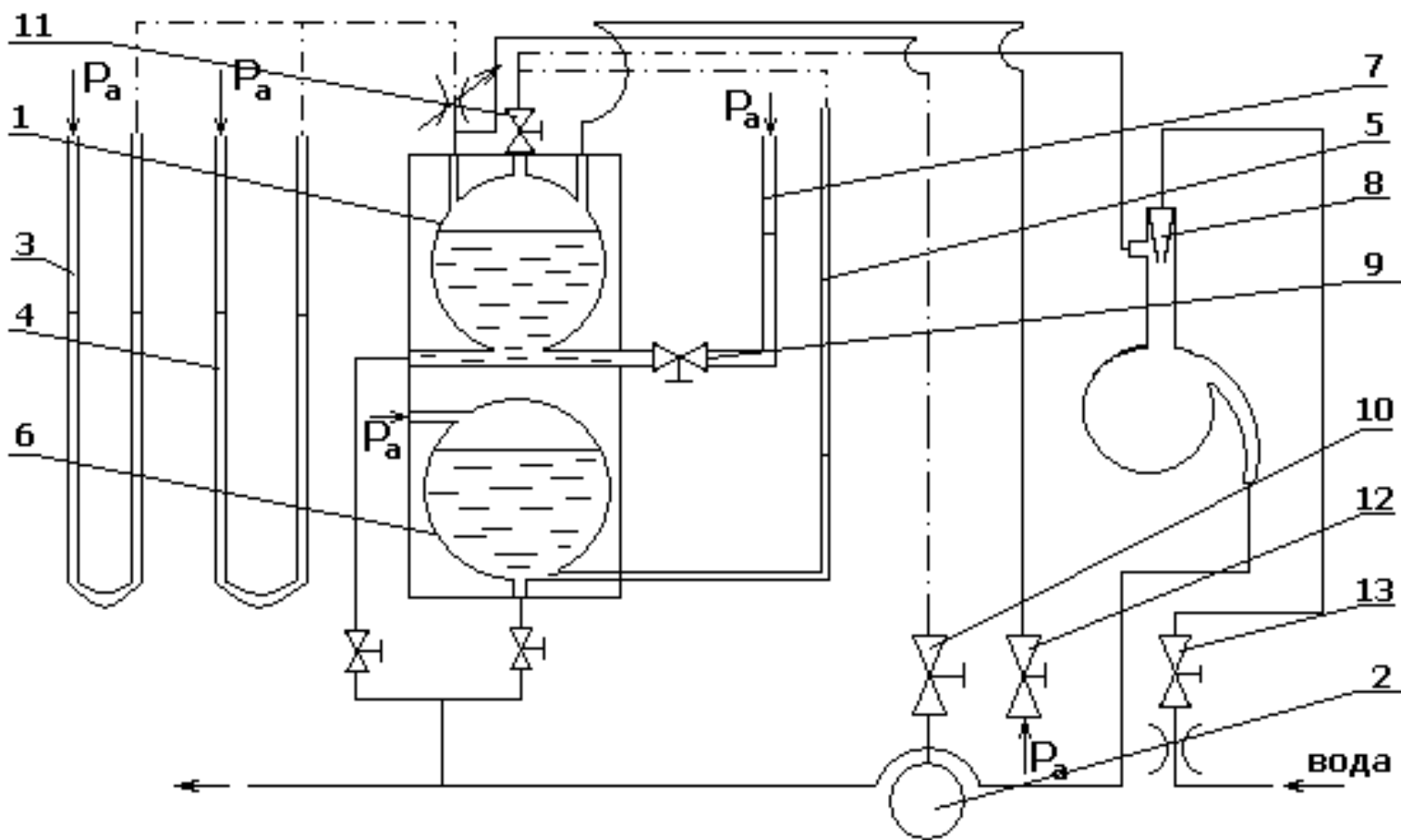


Рис. 2

## *Порядок проведения экспериментов и оформления результатов.*

1. Измерение избыточного давления в воздушной области бака 1 (давление наддува) и определение объёмного веса жидкости АМГ – 10.

а) открыть краны 9 и 10; краны 11, 12 и 13 должны быть закрыты (символ 0 на передней панели означает – закрыт -, а 1 – открыт ). Рукоятки кранов 13, 12, 9 и 10 выведены на переднюю панель внизу стенда в указанном порядке слева направо, а кран 11 находится в центре передней панели;

б) создать избыточное давление в баке 1 с помощью насоса 2, после чего кран 10 закрыть;

в) произвести замеры по пьезометрам 3, 4 и 7 после того, как горизонты жидкости в пьезометрах установятся;

г) создать вновь избыточное давление в баке 1 и произвести измерения;

д) повторить эксперимент ещё раз;

е) данные измерений занести в таблицу 1;

ж) определить избыточное давление в баке по формуле (5) в соответствии с показателями параметров пьезометров 3 и 7; (объёмный вес воды  $\gamma_v = 9810 \text{ Н/м}^3$ ;

з) определить объёмный вес жидкости АМГ – 10  $\gamma_{ж}$  по каждому из замеров, пользуясь показаниями пьезометра 4, и найти его среднее значение.

2. Измерение вакуума в воздушной области бака (1).

а) соединить замкнутую воздушную область бака (1) с атмосферой открыв кран 12;

б) взять начало отсчёта по обратному пьезометру 5;

в) закрыть кран 12 и открыть кран 11;

г) запустить водоструйный насос 8 поворотом рукоятки крана 13;

д) произвести замеры по шкалам пьезометров 3 и 5;

е) повторить эксперимент ещё два раза, изменяя расход через водоструйный насос краном 13;

ж) определить отрицательное избыточное давление (вакуум) и занести результаты измерений в таблицу 1;

з) сравнить величины вакуума, измеренного пьезометрами 3 и 5;

и) вычислить по формуле (2) абсолютное давление в нижней точке бака 1, приняв глубину погружения этой точки  $h = 90 \text{ мм}$ .

Таблица 1.

Показания пьезометров, $h$ м				Давление над свободной поверхностью бака	Объёмный вес жидкости АМГ-10	Давление в нижней точке бака
3	4	5	6	$PН/м^2(Па)$	$\gamma_{жс}(Н/м^3)$	$PН/м^2(Па)$

## Лабораторная работа № 2.

Исследование параметров потока в канале переменного сечения.

В движущейся жидкости на взятый объём действуют поверхностные силы (силы давления) и массовые силы. Если ввести силу инерции по принципу Даламбера и взять проекции этих сил на оси X, Y и Z, то в итоге получаются дифференциальные уравнения движения жидкости Эйлера [1]

$$\left. \begin{aligned} j_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{dV_x}{dt} \\ j_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{dV_y}{dt} \\ j_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{dV_z}{dt} \end{aligned} \right\} .$$

Дифференциал этих уравнений называется уравнением Бернулли.

$$Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2q} = const .$$

Это первая форма уравнения. Как видно, она отличается от основного уравнения гидростатики наличием члена  $V^2/2q$ , называемого скоростным напором. С энергетической точки зрения третий член уравнения, как и два первых, представляет собой удельную энергию, приходящуюся на единицу веса, но не потенциальную, а кинетическую. В этом не трудно убедиться, если полную кинетическую энергию  $mV^2/2$  разделить на вес  $G=mq$

$$\frac{mV^2}{2 \cdot mq} = \frac{V^2}{2q} .$$

Третий член, как и два первых, имеет размерность длины [М].

Если все члены последнего уравнения умножить на  $q$ , помня, что  $\rho q = \gamma$ , получится вторая форма уравнения Бернулли:

$$qz + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = const ,$$

в которой все члены представляют собой удельные энергии, приходящиеся на единицу массы: первые два члена – потенциальные энергии, а третий – кинетическая. Это не трудно доказать, если полную кинетическую энергию разделить на массу.



Существует третья форма уравнения Бернулли, её можно получить, умножив уравнение первой формы на  $\gamma$ .

$$\gamma z + P + \frac{\rho V^2}{2} = \text{const.}$$

В ней все энергии удельные, приходящиеся на единицу объёма. Поскольку здесь второй член не имеет делителей, все члены этого уравнения имеют размерность давления (Па, ат).

Итак, существуют три формы уравнения Бернулли. Наличие трёх форм этого уравнения обусловлено следующими факторами.

Так как все члены первой формы имеют размерность длины, её удобно использовать для расчёта гидротехнических сооружений. При этом величина  $Z$  может являться, например, расстоянием от дна водохранилища до водовода, через который вода двигается к генератору гидроэлектростанции, а величина  $P/\gamma$  - расстоянием от этого водовода до свободной поверхности воды. Геометрический смысл последнего члена этой формы будет понятен далее. Его называют скоростной высотой или напором. Первая форма традиционно используется в общетехнической гидравлике. Поскольку гидравлика самолётных систем выросла из общетехнической гидравлики, то эта форма используется в расчёте систем воздушных судов.

Масса – основная физическая величина, поэтому вторая форма с точки зрения физики более корректна и, как правило, именно она приводится в учебниках физики.

В гидравлических системах летательных аппаратов наибольший удельный вес имеет энергия давления и нужно непосредственно видеть её значение, т.е. не делить давление на  $\rho$  или  $\gamma$ , поэтому последняя форма используется при расчёте гидравлических систем воздушных судов.

Уравнение Бернулли записывается для взятых сечений потока жидкости. Для сечений 1-1 и 2-2 в первой форме оно имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = \dots,$$

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли утверждает, что если рассматривается идеальная жидкость, то сумма энергий в одном сечении равна сумме энергий в другом сечении. В зависимости от условий один вид энергий может переходить в другой, но сумма энергий должна быть постоянной, т.е. уравнение Бернулли представляет собой уравнение баланса энергий. Если, например, поперечное сечение потока сужается, то при постоянстве расхода скорость должна увеличиваться, а из уравнения Бернулли следует, что давление при этом падает и наоборот. Таким образом, в этом случае энергия давления переходит в кинетическую энергию, но сумма остаётся постоянной. Если же давление жидкости происходит вниз, то

чем больше разница ( $Z_1 - Z_2$ ), т.е. чем больше высота, с которой жидкость движется вниз, тем больше должна быть скорость  $V_2$ . Таким образом, здесь потенциальная энергия положения переходит в кинетическую, а сумма энергий постоянна (при постоянстве давлений).

Поскольку при сужении потока скорость увеличивается, а давление падает, то, если, падая, оно станет равным давлению парообразования, то возникнет кавитация, т.е. из жидкости начнёт выделяться растворённый в ней воздух и пары самой жидкости. Эти выделения нарушат сплошность потока и нормальные условия работы системы. Если после узкого сечения поток расширяется, то скорость уменьшается, а выделившиеся пузырьки захлопываются (снова растворяются в жидкости), что является причиной множества микроударов и, как следствие, в некоторых случаях, разрушения поверхностей деталей.

В практике нельзя допустить, чтобы давление, в каком либо месте, стало равно давлению парообразования. Для предотвращения этого проводятся специальные расчёты.

Реальная жидкость обладает вязкостью, из-за чего при движении часть энергии потока теряется, превращаясь в тепло, т.е. в последнем уравнении Бернулли сумма энергий в первом сечении будет больше, чем во втором. Для того, чтобы это учесть, в правую часть уравнения вводится ещё один член  $h_{II}$ , называемый потерянными напором:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{II} .$$

Это уравнение для элементарной струйки реальной жидкости. Какая же энергия из трёх теряется: удельная энергия положения  $Z$ , давление  $P/\gamma$  или кинетическая энергия  $V^2/2g$  ?

Энергия положения  $Z$  определяется волей конструктора и с вязкостью не связана, следовательно, теряться она не может. Для того, чтобы показать, что в напорном потоке не теряется кинетическая энергия, рассмотрим движение жидкости по горизонтальному трубопроводу постоянного сечения с постоянным расходом. В этом случае для двух взятых сечений расходы равны  $Q_1 = Q_2$  ( $V_1 S_1 = V_2 S_2$ ), т.е. при постоянстве сечения  $V_1 = V_2$  и кинетическая энергия не теряется. Следовательно, в напорном потоке теряется энергия давления – давление падает при движении от одного сечения к другому.

Потери  $h_{II}$  зависят от скорости движения, поэтому они измеряются в долях скорости напора.

$$h_{II} = \xi \frac{V^2}{2q},$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлических сопротивлений.

В третьей формуле уравнения Бернулли, поскольку теряется энергия давления, последним членом уравнения должно быть потерянное давление  $\Delta P$  :

$$\gamma Z_1 + P_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = \gamma Z_2 + P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta P$$

$$\text{Здесь } \Delta P = \xi \frac{\rho V_2^2}{2}$$

Последние два уравнения получены для струйки жидкости, в пределах малого живого сечения, скорость которого практически не меняется. Профиль поля скоростей потока, неравномерно распределённый. На стенке скорость потока равна нулю, а на оси трубопровода, увеличивается до максимальной.

То есть значение скорости в каждой точке живого сечения будет иным, что вызывает трудности при расчётах.

Если известен расход и площадь поперечного сечения трубопровода, нетрудно найти среднюю скорость потока, фиктивную скорость, одинаковую для всех точек сечения. В инженерных расчётах принято использовать именно её, поэтому при записи уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости под скоростью  $V$  подразумевается средняя скорость. Но

кинетическая энергия, в том числе удельная  $V^2 / 2q$ , подсчитанная по средней скорости, не равна действительной, поэтому в уравнении Бернулли для потока вязкой жидкости перед скоростным напором появляется коэффициент Кориолиса  $\alpha$ , равный отношению истинной кинетической энергии к кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости [3]

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2q} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2q} + h_{II} .$$

Коэффициент  $\alpha$  зависит от режима течения. Режим, при котором жидкость течёт параллельными, перемешивающимися слоями, называется ламинарным. Для него коэффициент  $\alpha$  равен двум. Для турбулентного режима, при котором частица жидкости, перемещаясь вдоль трубопровода, находится также в вихревом беспорядочном движении

$$\alpha = 1,02 \div 1,21$$

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, записанное в третьей форме, имеет следующий вид

$$\gamma Z_1 + P_1 + \alpha_1 \frac{\rho V_1^2}{2} = \gamma Z_2 + P_2 + \alpha_2 \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta P$$

При пренебрежении энергией положения и кинетической энергией последнее уравнение превращается в уравнение давлений

$$P_1 = P_2 + \Delta P$$

Из этих двух уравнений видно, что при движении жидкости по трубопроводам и сопротивлениям давление падает.

В первой форме уравнения Бернулли каждый член имеет геометрический смысл:

$Z_1$  и  $Z_2$  - геометрическая высота (напор)- расстояние от какой-либо произвольной горизонтальной плоскости сравнения до оси взятого сечения (рис.3) :  $P_1/\gamma$  и  $P_2/\gamma$  - пьезометрические высоты (напоры), т.е. высоты, на которые поднимается жидкость в стеклянных трубках, пьезометрах I (рис.3), подсоединённых к сечениям трубопровода, в которых необходимо измерить давления:  $V_1^2/2g$  и  $V_2^2/2g$  - скоростной напор (высота) - разница показаний, снятых по трубкам полного гидродинамического давления (напора) 2 (рис.3) и пьезометрам, также подсоединённых к сечениям трубопровода. Трубкой полного напора называется полная трубка 2, конец которой отогнут и направлен против течения (рис.3)

Сумма трёх членов уравнения Бернулли в первой форме с энергетической точки зрения представляет собой полную удельную энергию потока в рассматриваемом сечении, приходящуюся на единицу веса, а с геометрической точки зрения сумма высот даёт полный гидродинамический напор - высоту. Суммы этих высот для разных сечений образуют линию полного гидродинамического напора 3, а соединённые уровни жидкости в пьезометрах дают пьезометрическую линию 4.

В лабораторной работе предлагается получить линию полного напора и пьезометрическую линию для установившегося расхода в канале переменного сечения (рис. 3), а также проследить за изменением скоростного напора при изменении в канале сечения и расхода.

В процессе работы можно убедиться, что при изменении расхода с  $Q_1$  на  $Q_2$  (увеличении) при неизменном давлении (напоре) в начальном сечении полная удельная энергия и её составляющие изменяются: при увеличенном расходе  $Q_2$  полная удельная энергия уменьшается в связи с увеличением потерь энергии, удельная кинетическая энергия увеличивается (в связи с увеличением скорости), а удельная потенциальная энергия давления уменьшается (за счёт увеличения удельной кинетической энергии). Таким образом, при увеличении скорости в сечении давление уменьшается, а при уменьшении - увеличивается.

При переходе от сечения к сечению по направлению движения, при  $Q_1 = const$ , полная удельная энергия уменьшается в связи с её потерей по длине канала при движении вязкой жидкости. Если поперечное (живое) сечение постоянно, удельная потенциальная энергия уменьшается соответственно падению полной удельной энергии (линия полной энергии и пьезометрическая линия в этом случае параллельны).

При уменьшении площади поперечного (живого) сечения происходит увеличение кинетической энергии и уменьшение за счёт этого удельной потенциальной энергии давления.

При другой величине расхода  $Q_2$  составляющие энергии изменяются, поэтому происходит изменение положения линии полной энергии и пьезометрической линии. С увеличением расхода эти линии имеют более крутое падение по направлению движения жидкости, из-за увеличения потерь энергии.

Эксперимент проводится на установке (рис.3), в которой имеется: бак 5, являющийся напорным резервуаром, труба переменного сечения 6, закреплённая наклонно. На ней в пяти сечениях размещены по две трубки (левая - пьезометр I; правая - трубка полного напора 2). Вдоль трубок имеются шкалы для определения величин напоров и двигаются каретки, в которые продеваются нити и фиксируются положения линии 4 установкой их по уровню воды в трубках.

Для иллюстрации изменения геометрической высоты в начальном и конечном сечениях трубы имеются линейки 7, при этом плоскостью сравнения является плоскость крышки сварного бака 8, из которого с помощью электроприводного насоса 9 вода подаётся в напорный резервуар 5. Создание в канале переменного сечения установившегося движения жидкости достигается поддержанием постоянной высоты в напорном резервуаре устройством слива избыточной жидкости 10. Регулирование скорости в канале осуществляется краном 2, имеющим лимб.

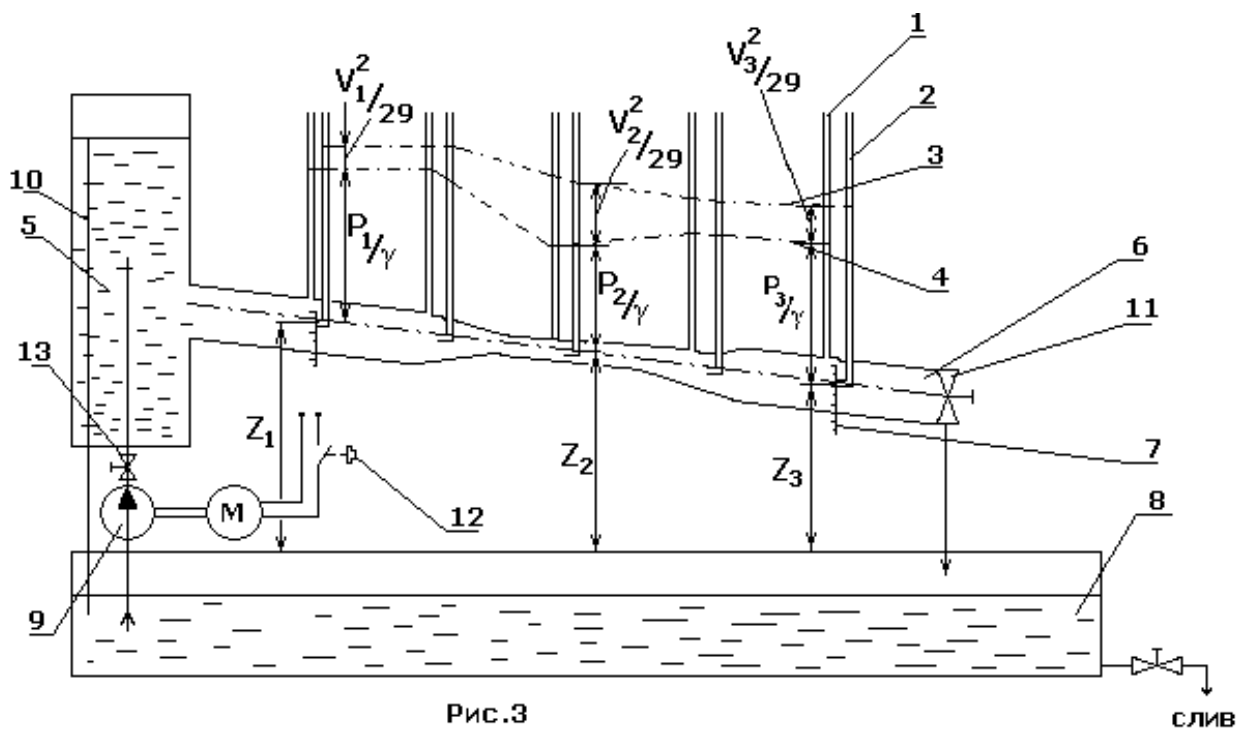


Рис.3

Порядок проведения эксперимента и оформления отчёта.

1. Заполнить водой бак 5:
  - 1) закрыть кран 2;
  - 2) включить насос 9 кнопкой 12;
  - 3) заполнить напорный отсек бака 5 до уровня, при котором вода сливается в карман бака.
  
2. Установить режим течения воды в канале переменного сечения 6:
  - 1) плавно приоткрыть кран 2, установить его на какое-либо деление лимба;
  - 2) отрегулировать постоянный перелив воды пока не установится желательный режим опыта (режим рекомендуется выбрать таким, чтобы скоростной напор в узком сечении трубы 6 находился в пределах 5- 15 см);
  - 3) следить за тем, чтобы в рабочем отсеке резервуара 5 обеспечивался перелив в сливную трубу и тем самым поддерживался стабильный напор проведения опыта.
  
3. Получить линию полного гидродинамического напора и пьезометрическую линию:
  - 1) установить верхние каретки с нитью по уровню воды в трубках полного напора, получив тем самым линию полного гидродинамического давления ;
  - 2) установить нижние каретки с нитью по уровню воды в пьезометрах ;

- 3) занести данные в таблицу 2;
- 4) плавно открыть (закрыть) кран 2 , установив его на новое деление лимба, для получения другого режима эксперимента;
- 5) установить каретки в новое положение и занести данные в таблицу.

Таблица 2

№ сечений		1	2	3	4	5
высота	№ опыта					
$\frac{P}{\gamma}$	1					
	2					
$\frac{V^2}{2q}$	1					
	2					

4. Оттарировать по расходу лимб крана 2:

- 1) установить кран 2 на новое деление лимба;
- 2) замерить скоростной напор в каком-либо сечении ;
- 3) продолжить эксперимент, устанавливая лимб на новые деления с учётом проведённых ранее опытов;
- 4) занести данные экспериментов в таблицу 3

Таблица 3

№ сечений	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V^2/2q$										
$Q$										

Порядок оформления

- 1) Изобразить канал переменного сечения с пьезометрами и трубками полного напора с учётом  $\Delta Z = Z_1 - Z_2$
- 2) Построить на рисунке линии полного напора и пьезометрические линии для первых двух опытов;
- 3) Сделать выводы;
- 4) Вычислить расход жидкости и заполнить таблицу 3.
- 5) Размеры канала переменного сечения:  
 Наибольшие: ширина – 10 мм,  
                   высота – 30мм,  
 Наименьшие: ширина – 10мм,  
                   высота – 10мм.

## Лабораторная работа № 3

### Определение критического числа Рейнольдса и их значения для ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости.

Течение жидкости может быть слоистым и беспорядочным. Первый режим называется ламинарным (*lamina* - слоистый), а второй – турбулентным (*turbulentus* – беспорядочный).

Эти два режима можно наблюдать на лабораторной установке, схема которой изображена на рис.4. Здесь из напорного бака 1 жидкость движется по стеклянной трубе 2 диаметром 20 мм. Скорость движения жидкости, в трубопровод 2 введена трубка 4, в которую из бачка 5 вводится подкрашенная жидкость. Расход подкрашенной жидкости регулируется краном 6.

Из трубы 2 вода сливается в мерный бак 7, вода из которого выливается при открытии крана 8.

В напорный бак 1 жидкость подаётся по трубе 9 через кран 10. Постоянный напор в баке 1 (уровень 0) поддерживается организацией слива через трубу 2. Температура воды в баке 1 измеряется термометром 12. Рукоятки кранов 10, 8 и 3 выведены на переднюю панель установки в указанном порядке слева направо.

Если расход установить достаточно малым, то подкрашенная жидкость, двигаясь, образует прямолинейную струйку, несмешивающуюся панель установки в указанном порядке слева направо.

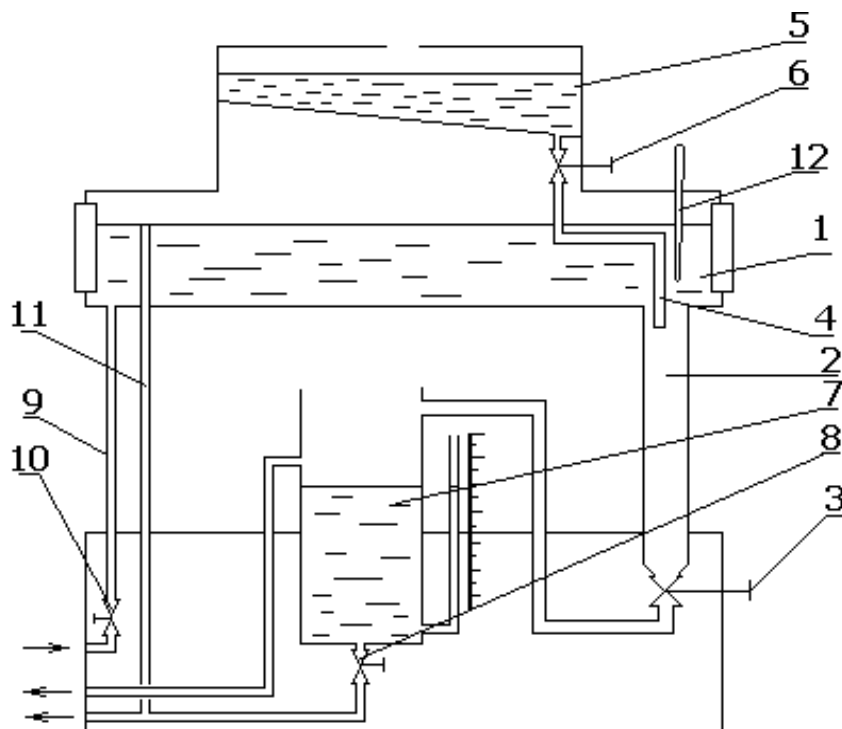
Если расход установить достаточно малым, то подкрашенная жидкость, двигаясь, образует прямолинейную струйку, несмешивающуюся с остальной жидкостью. Это указывает на то, что при данном ламинарном режиме жидкость течёт упорядоченно, слоями. При увеличении скорости течения струйка в определённый момент становится извилистой и в дальнейшем совсем размывается. Колебание струйки говорит о наличии пульсаций скорости, приводящих к перемешиванию жидкости между слоями в турбулентном режиме течения. Траектории и линии при этом имеют самые различные формы.

Описываемая картина течения наблюдалась в 19 веке английским физиком Осборном Рейнольдсом. Проанализировав данные, полученные во время эксперимента на установке, подобной той, которая представлена на рис.4, он пришёл к выводу, что:



1) потери напора при ламинарном режиме течения пропорциональны

скорости в первой степени:



2) потери напора при турбулентном режиме пропорциональны

скорости в степени 1.75–2;

3) режим течения жидкости зависит от диаметра трубопровода  $d$ , скорости течения  $V$  и

кинематического коэффициента вязкости  $\nu$ . Более точно можно

Рис.4

сказать, что характер течения определяется безразмерным комплексом, позднее в честь этого учёного названным числом Рейнольдса.

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

Физически число Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции в потоке к силам вязкости. При преобладании сил вязкости режим будет ламинарным. Если же силы инерции становятся больше сил вязкости, то устанавливается турбулентное течение.

Переход от ламинарного режима течения к турбулентному происходит при числе Рейнольдса, равном 2330. При числе  $Re < 2330$  течение будет устойчивым ламинарным, а в обычных условиях при  $Re = 4500$  – устойчивым турбулентным. Однако в лабораторных условиях ламинарный режим течения можно затянуть до  $Re = 13000 \div 40000$ , если предпринять какие-либо меры, предотвращения возмущение потока.

Зона перехода от одного вида течения к другому неустойчива. На неё оказывают влияние те или иные случайные факторы, такие, как шероховатость стенок, вибрации, колебания скорости и т.п.

Следует отметить, что переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при скорости течения несколько большей, чем скорость, при которой происходит обратный переход от турбулентного режима к ламинарному. Скорость, при которой ламинарный режим переходит в турбулентный, называется нижней критической скоростью, а

соответствующее этой скорости число Рейнольдса называется нижним критическим.

Лабораторная работа даёт возможности наблюдать ламинарный и турбулентный режимы течения и определить для них числа Рейнольдса, в том числе и критические.

Порядок проведения работы:

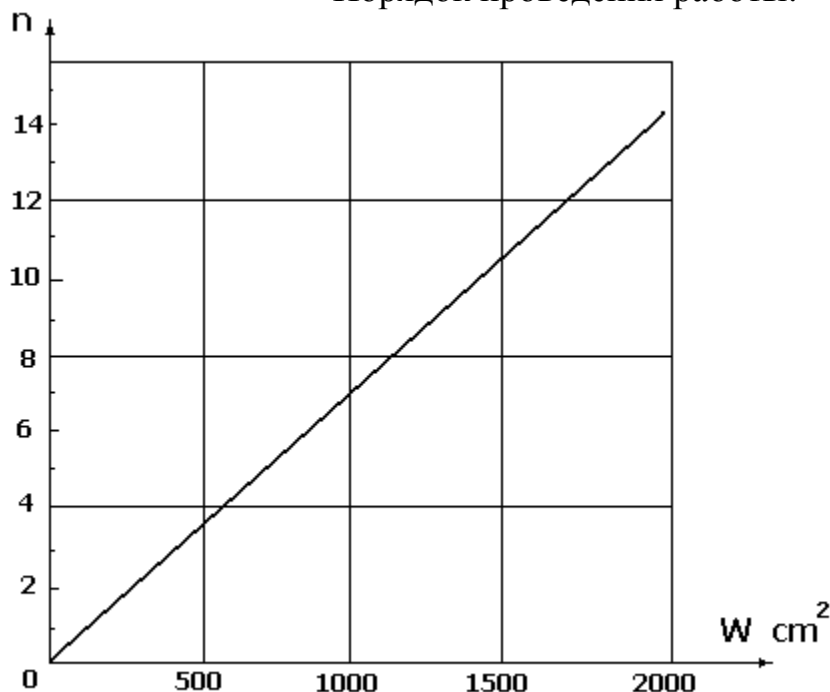


Рис.5

1. Заполнить напорный бак водой, открыв кран 1- поворотом против часовой стрелки;
2. Открыть кран 8;
3. Приоткрыть кран 3 таким образом, чтобы вода в трубе 2 двигалась с небольшой скоростью;
4. Открыть кран 6 и отрегулировать поступление краски в трубу 2 таким образом, чтобы скорости воды и краски были примерно одинаковы;

5. Измерить температуру воды термометром 12;
6. Закрыть кран 8;
7. Произвести отсчёт по шкале указателя уровня бака 7 с одновременным включением секундомера
8. Определить объём поступившей в бак воды  $W$  см. за время  $T$  сек., пользуясь тарировочным графиком (рис. 5)  
Здесь  $n$ - число делений
9. Открыть кран 8;
10. Установить новый, несколько больший расход воды, медленно открывая кран 3;
11. Закрыть кран 8 и произвести замеры;
12. Провести вышеописанные измерения с возрастающим расходом таким образом, чтобы было два замера при ламинарном режиме течения, Замер при переходе от ламинарного к турбулентному и два замера при турбулентном режиме;
13. Уменьшить расход жидкости, добившись перехода от турбулентного режима к ламинарному, и произвести замеры;
14. Внести данные измерений в соответствующие графы таблицы 4.

Таблица 4

№	Температура воды $t^{\circ}\text{C}$	Кинематический коэффициент вязкости.	Объем воды поступившей в бак.	Время наполнения бака	Расход воды	Средняя скорость	Число Рейнольдса	Характер движения
	$t^{\circ}\text{C}$	$\nu(\text{м}^2/\text{с})$	$W\text{м}^3$	$T[\text{с}]$	$Q[\text{м}^3/\text{с}]$	$V[\text{м}/\text{с}]$	Re	

### Обработка опытных данных

1. Определить кинематический коэффициент вязкости воды, пользуясь эмпирической формулой Пуазейля

$$\nu = \frac{0,0187}{1 + 0,0337t^{\circ} + 0,000221(t^{\circ})^2} \left[ \frac{\text{см}^2}{\text{с}} \right] \quad (11)$$

где  $t$  - температура воды  $^{\circ}\text{C}$ ;

2. Вычислить расход воды по формуле  $Q=W/T$  и внести данные в таблицу 4;

3. Определить среднюю скорость  $V=4Q/\pi d^2$

4. Вычислить число Рейнольдса  $Re=Vd/\nu$

и занести полученные результаты в таблицу;

5. Сравнить верхние и нижние критические скорости и числа Рейнольдса и сделать выводы.

### Лабораторная работа № 4

Экспериментальное определение потерь напора по длине и коэффициента сопротивления при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости.

Движение реальной жидкости в трубопроводах сопровождается потерями напора, пропорциональными длине трубопровода. Причиной этих потерь является вязкость.

Из уравнения Бернулли следует, что теряется энергия давления, т.к., с одной стороны, потенциальная энергия положения определяется геометрией трубопровода и не может быть потерянной. С другой стороны, кинетическая энергия также не должна теряться, т.к. в противном случае, например, в

трубопроводе с постоянным сечением и расходом, скорость движения должна изменяться по длине, чего не может быть в силу неразрывности потока и практической несжимаемости жидкости.

Но потери пропорциональны скорости, поэтому их принято выражать в долях скоростного напора

$$h_l = \xi \frac{V^2}{2q}, \Delta P_l = \xi \frac{\rho V^2}{2}.$$

Здесь  $\xi$  - коэффициент гидравлических сопротивлений.

Из формулы Пуазейля, полученной для ламинарного режима течения,

$$Q = \frac{i \gamma \pi d^4}{128 \mu}$$

не трудно получить

$$h_l = \frac{32 \mu l V_{cp}}{\gamma d^2} \quad (12)$$

т.е. при ламинарном движении потери на вязкостное трение между слоями жидкости пропорциональны скорости в первой степени. Произведя замену  $\mu = \nu \gamma / q$  и представив  $\nu$  через  $Re, \nu = Vd / Re$ , из (12), получим:

$$h_l = \frac{32 \mu l V_{cp}}{\gamma d^2} = \frac{32 V \nu}{q d^2} = \frac{32 l V^2}{Re d^2} = \frac{64 l V^2}{Re d^2 q} = \lambda \frac{l V^2}{d^2 q}; \text{ или } \Delta P = \lambda \frac{l \rho V^2}{d^2}. \quad (13)$$

Коэффициент  $\lambda = \frac{64}{Re}$  называется коэффициентом трения.

Следует иметь в виду, что несмотря на то, что в этом выражении имеется скоростной напор, т.е. скорость во второй степени, для ламинарного режима потери пропорциональна скорости в первой степени, т.к. коэффициент  $\lambda$  содержит в знаменателе также скорость

$$V \left( Re = \frac{Vd}{\nu} \right)$$

Приведённые зависимости выведены для ламинарного режима течения. Формула (13) применима и для турбулентного режима, однако коэффициент  $\lambda$  для турбулентного течения определяется по экспериментальным данным.

Для чисел Рейнольда до  $Re = 100000$  опытные точки хорошо описываются зависимостью.

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (14)$$

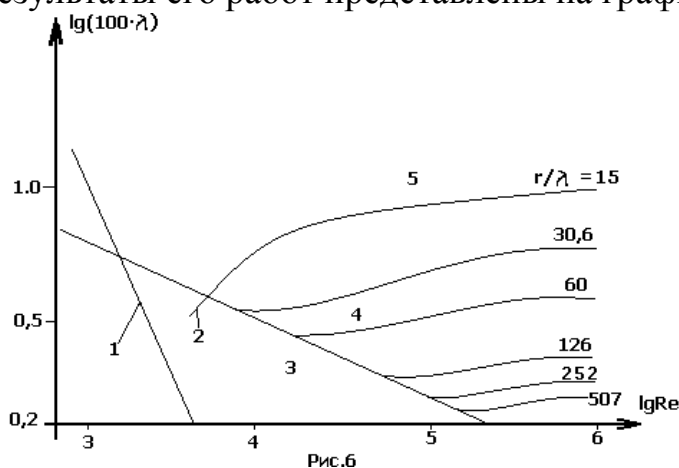
Которая была получена Блазиусом обработкой многочисленных экспериментальных данных.

Для чисел Рейнольдса  $Re = 3 \cdot 10^3 \div 3,25 \cdot 10^6$  хорошо работает формула Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2} \quad (15)$$

Зависимости (14) и (15) справедливы для гладких трубопроводов. Течение же в реальных шероховатых трубах имеет некоторые особенности.

Влияние шероховатости на коэффициент  $\lambda$  исследовал Никурадзе. Результаты его работ представлены на графике (рис.6)



Для проведения им эксперимента вначале был просеян песок через сита с различными заданными величинами ячеек и в соответствии с числом взятых сит был получен ряд фракций песка, каждая из которых имела практически одинаковые величины песчинок. Затем были взяты трубы различных

диаметров, на внутренние поверхности которых был нанесён лак, и до того как он высох, на них был нанесён песок, а затем для прочности песчинки сверху опять были покрыты лаком. Причём каждая из труб одинакового диаметра была покрыта песком из отдельно взятой фракции. Таким образом, трубам различных диаметров была придана различная искусственная шероховатость; высота шероховатостей  $\Delta$  каждой трубы были практически одинаковой. После этого трубы были поставлены на испытательный стенд и результаты нанесены на график, где по оси абсцисс откладывался  $\lg Re$ , а по оси ординат для удобства  $\lg(100 \cdot \lambda)$  т.к. среднее значение

$$\lambda \approx 0,03$$

С увеличением числа Рейнольдса экспериментальные точки вначале

ложатся на прямую 1, которая определяется выражением  $\lambda = \frac{64}{Re}$  Это первая

зона сопротивления, соответствующая ламинарному режиму течения (рис.6).  
Переход от ламинарного режима к турбулентному соответствует зоне 2.

$$\text{Здесь } \lambda = \frac{2,7}{\text{Re}^{0,53}}$$

При турбулентном режиме экспериментальные точки сначала ложатся на прямую зоны 3, описываемую формулой Блазиуса (14), следовательно, здесь  $h_l = kV^{1,75}$ . В этой зоне справедлива также формула Конакова.

В первых трёх зонах шероховатость не влияет на величину сопротивления трубопровода, т.к. толщина ламинарного подслоя ещё велика и он покрывает шероховатости. Поэтому зона 3 называется зоной гладкостенного сопротивления.

При увеличении числа Рейнольдса толщина ламинарного подслоя  $\delta$  уменьшается согласно выражению

$$\delta = 32,5 \frac{d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}$$

и шероховатости начинают выступать из ламинарного подслоя, образуя завихрения (рис. 7).

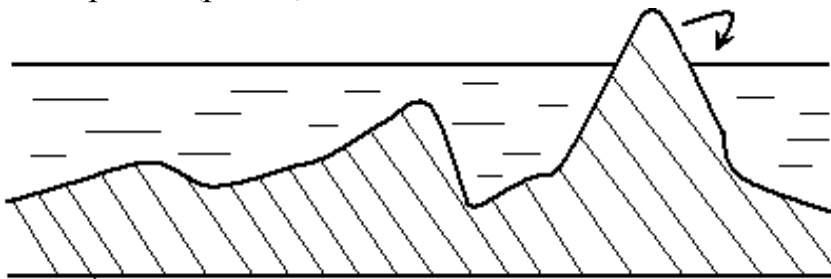


Рис. 7

Из-за этого увеличивается напряжённость турбулентного потока и величина потерь напора (давления), а в зоне IV кривые отрываются от прямой

зоны 3. Четвёртая зона называется зоной доквadrатичного сопротивления. Её границы  $10d / \Delta < \text{Re} < 125d / \Delta$

Для труб с естественной шероховатостью с ней справедливы следующие соотношения:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\Delta}{3,7d} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right]$$

$$\text{и } h_l = k \cdot V^{1,75+2}.$$

Следует отметить, что кривые, соответствующие большой относительной шероховатости  $r / \lambda$ , не ложатся на прямую, описываемую формулой Блазиуса, т.к. из зоны 2 они переходят непосредственно в зону 4.

Шероховатости полностью обнажаются в зоне 5, где величина  $\lambda$

зависит лишь от величины относительной шероховатости  $\lambda = 0,11\sqrt[4]{\Delta/d}$ , и не зависит от числа Рейнольдса, следовательно, в этой зоне

$h_l = k_1 V^2, \Delta p_l = k_2 V^2$ , поэтому она называется зоной квадратичного сопротивления или зоной автомодельности, т.к. потери определяются характером поверхности самой трубы (отношением  $\Delta/d$ ).

В трубах естественной шероховатостью бугорки имеют неодинаковую величину  $\Delta$ , из-за чего они появляются из ламинарного подслоя постепенно, а не практически сразу, как в опытах Никурадзе. Это сказывается на том, что характеристики  $\lambda = f(\text{Re})$  не имеют провала, т.е. зоны 4, а кривые гладкостенного сопротивления плавно переходят в зону квадратичного сопротивления.

Для труб с естественной шероховатостью коэффициент  $\lambda$  может быть подсчитан, например, по следующей формуле:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \lg\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{7}{\text{Re}}\right).$$

Из графика (рис.б) видно, что в потоке устанавливается тот режим, при котором потери (коэффициент  $\lambda$ ) больше. Так, например, при  $\lg \text{Re} = 2,9$  потери, соответствующие прямой 1, больше, чем потери, которые имели бы место при турбулентном режиме, а при  $\lg \text{Re} \cong 3,6$  потери больше у турбулентного режима и устанавливается именно этот режим.

Таким образом:

- 1) потери при ламинарном режиме пропорциональны скорости в первой степени;
- 2) потери в гладких трубах при турбулентном режиме пропорциональны скорости в степени в квадрате.
- 3) в шероховатых трубах в зоне автомодельности потери пропорциональны скорости в квадрате

В этой лабораторной работе предлагается определить экспериментально коэффициенты  $\lambda$  для различных скоростей движения воды в трубопроводе и сравнить их с коэффициентами, вычисленными по соответствующим формулам.

Работа проводится на установке, схема которой представлена на рис. 8. Здесь в трубу 1 длиной  $l = 1\text{ м}$  и диаметром  $d = 10\text{ мм}$  вода поступает из расходного бака 2. В нём поддерживается постоянный напор с помощью сливной трубы 3, через которую вытекает избыточная жидкость.

В расходный бак вода подаётся электроприводным насосом 4, трехфазный ток к которому поступает через выключатель питания 5. Подвод воды в расходный бак от насоса регулируется краном 6. Насос установлен внутри бака 7.

Из трубопровода 1 вода сливается в мерный бачок 8 через кран 9. Уровень жидкости в бачке контролируется по шкале 10.

Жидкость из него вытекает в бак 7 через кран II. К трубопроводу I подсоединены пьезометры 12. Маховики кранов 6, 9 и 11 размещены на передней панели стенда в указанном порядке слева направо.

Уравнение Бернулли, записанное для сечений I – I и 2 – 2 трубопровода, имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_l.$$

Для горизонтальной трубы постоянного сечения при постоянстве расхода  $z_1 = z_2$  и  $V_1 = V_2$ , поэтому:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \Delta h = h_l = \lambda_0 \frac{lV^2}{d2g}.$$

т.е. потери по длине трубы равны разнице показаний пьезометров  $\Delta h$ , и если кроме замеренного  $\Delta h$  известны длина  $l$ , диаметр трубопровода  $d$  и скорость  $V = 4Q / \pi d^2$ , то из последнего равенства нетрудно определить коэффициент трения  $\lambda_0$ .

После проведения эксперимента должен быть построен график

$\lg(100 \cdot \lambda) = f(\lg Re)$  и проведено сравнение полученных значений со

значением, вычисленными по формулам, приведённым ранее.

Порядок проведения работы

1. Заполнить напорный бак 2 водой.
2. Открыть кран 9 и установить минимальный расход воды.
3. После того, как уровень воды в пьезометрах 1 и 2 установится,

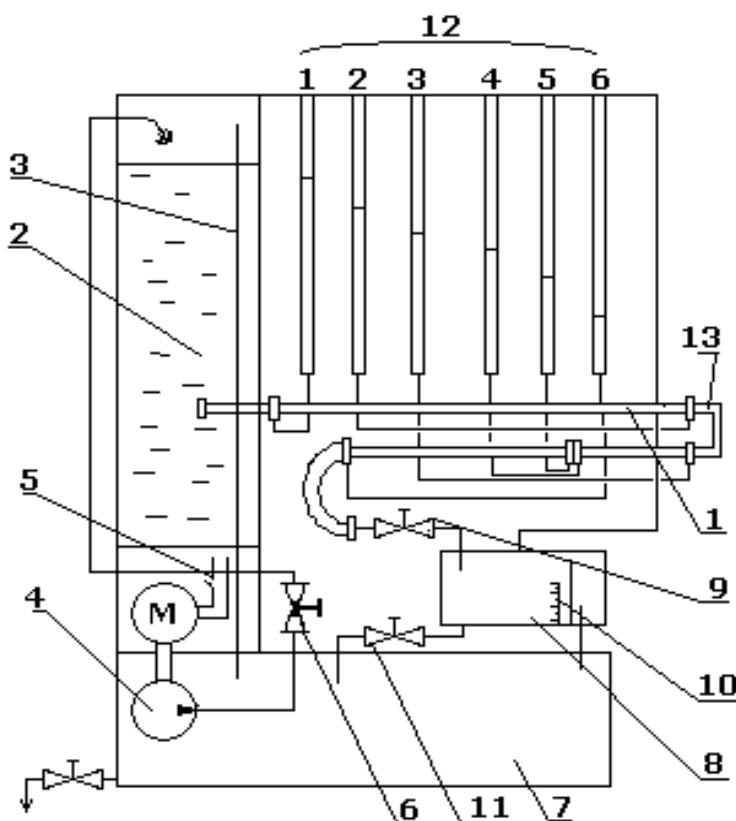


Рис. 8





## Лабораторная работы № 5

### Исследование потерь напора и коэффициента местного сопротивления при движении жидкости в трубопроводе с внезапным расширением

В гидравлических системах движение жидкости сопровождается не только потерями энергии по длине. На течение жидкости оказывает также влияние изменения поперечного сечения каналов, повороты потока и т.п. Эти местные конструктивные условия являются причиной изменения скоростей частиц жидкости, направления их движения и образования застойных, вихревых зон. В этих местах, как правило, малой длины, имеют место потери энергии (давления), называемые местными потерями.

Они складываются из достаточно небольших потерь по длине и из потерь по длине и из потерь на вихреобразование. Затрата энергии на создание вихрей с последующим переходом их кинетической энергии вращения в тепло под действием сил внутреннего трения составляет наибольшую часть местных потерь.

Аналитические выражения для определения местных потерь можно получить лишь для некоторых видов сопротивлений; в основном, величины потерь определяются опытным путём.

Как и потери по длине, местные потери измеряются в долях скоростного напора

$$h_{\Pi} = \xi_m \frac{V^2}{2g}; \Delta p_m = \xi_m \frac{\rho V^2}{2}.$$

Коэффициент местных потерь  $\xi_m$  зависит от вида сопротивления, режима течения и от шероховатости стенок. При турбулентном режиме  $\xi_m$  практически не зависит от числа Рейнольдса.

В гидравлических системах местными сопротивлениями являются краны, фильтры, клапаны разъёма, обратные, предохранительные, включения: редукторы, дозаторы, колена, угольники и т.д. Все эти сопротивления, в основном являются сложными. Их можно представить как совокупность элементарных местных сопротивлений: внезапное расширение. Сужение, плавное расширение и сужение, и поворот потока.

Внезапное расширение (рис. 9) сопровождается потерями на вихреобразование в кольцевой зоне завихрений, образующейся в углах широкой части (см.рис. 9).

Рассмотрим физическую картину возникновения вихрей. Здесь струя, срываясь по инерции с угловой внутренней кромки, входит в жидкость, находящуюся в широкой части трубы. На поверхности раздела скоростей из-за вязкости струя увлекает в движение близ лежащую жидкость: частицы в беспорядочном движении из струи переходят в рядом находящиеся слои

(I, рис. 9) и наоборот. При этом происходит обмен частицами и их кинетической энергией. В результате основной поток замедляется и расширяется, занимая постепенно весь объём; за слоем I, начинающим движение, образуется разрежение, поэтому за этим следует движение слоя 2. С другой стороны, при расширении основного потока его скорость уменьшается, а давление соответственно, увеличивается, что вызывает возвратное движение слоёв 3 у стенок. В итоге возникает вращательное движение, поддерживаемое обменом частиц и энергией с основным потоком.

Такие вихревые зоны возникают при отрыве потока от стенок, срыве с внутренней острой кромки в коленах, за дросселями, диафрагмами, задвижками, заслонками и т.п. Частным случаем внезапного расширения трубопровода (рис.9) является выход потока в бак, когда турбулентное перемешивание частиц потока с окружающей неподвижной жидкостью приводит к полному затормаживанию струи и переходу всей кинетической энергии потока в тепловую.

Потери при внезапном расширении можно найти теоретически. Для этого для объёма жидкости, заключённого между сечениями I-I и 2-2, применим теорему о количестве движения, согласно которой изменение количества движения на взятом участке за рассматриваемый промежуток времени равно импульсу внешних сил – сил давления (силами трения пренебрегая ввиду их малости).

$$\text{Импульс сил давления } (P_1 - P_2) \cdot S_2 \text{ за время } dt \text{ равен} \\ (P_1 - P_2) \cdot S_2 dt \quad (16)$$

А изменение количества движения в предположении равномерного распределения скоростей по сечению (т.е.  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$  что справедливо для турбулентного режима течения) будет равно  $m_2 V_2 - m_1 V_1$

Так как  $m_2 = \rho S_2 V_2 dt$ , а  $m_1 = \rho S_1 V_1 dt$  при условии, что  $V_1 S_1 = V_2 S_2$  и  $\rho q = \gamma$ , получим:

$$m_2 = \frac{\gamma}{q} S_2 V_2 dt, \quad m_1 = \frac{\gamma}{q} S_1 V_1 dt \\ m_2 V_2 - m_1 V_1 = \frac{\gamma}{q} V_2 (V_2 - V_1) S_2 dt \quad (17)$$

Приравняв формулы (16) и (17) будем иметь:

$$\frac{\gamma}{q} V_2 (V_2 - V_1) S_2 dt = (P_1 - P_2) S_2 dt$$

Или 
$$\frac{V_2 (V_2 - V_1)}{q} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

Это выражение можно преобразовать, учитывая, что:

$$V_2(V_2 - V_1) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{(V_1 - V_2)^2}{2}$$

Отсюда:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2q} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2q} + \frac{(V_1 - V_2)^2}{2q}$$

Уравнение Бернулли, записанное для сечений I – I и 2 – 2, имеет вид:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2q} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2q} + h_{\text{вн.р.}}$$

Из последних двух выражений следует, что  $h_{\text{вн.р.}}$  потери при внезапном расширении равны скоростному напору потерянной скорости

$$h_{\text{вн.р.}} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2q}. \quad (18)$$

Представленное выше называют теоремой Борда, который вывел последнюю формулу. С учётом уравнения расходов и общего выражения для потерь её можно представить в виде

$$h_{\text{вн.р.}} = \xi_1 \frac{V_1^2}{2q} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2q}; \Delta p_{\text{вн.р.}} = \xi_1 \frac{\rho V_1^2}{2}$$

Или

$$h_{\text{вн.р.}} = \xi_2 \frac{V_2^2}{2q} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \frac{V_2^2}{2q}; \Delta p_{\text{вн.р.}} = \xi_2 \frac{\rho V_2^2}{2}.$$

Работа проводится на той же установке, что и предыдущая работа (рис. 8)

Исследования показали, что вихревая зона неустойчива, из неё основным потоком периодически увлекаются отдельные вихри и уносятся с последующим перемешиванием. При этом скорости выравниваются; стабилизация потока. В основном, завершается на длине равной примерно десяти диаметрам трубопровода. Поэтому расстояния, на которых устанавливаются пьезометры, от местного сопротивления не могло повлиять на распределение скоростей в мерных сечениях. По этой причине пьезометр № 7 для измерения потерь при внезапном расширении отнесён от него на расстоянии более десяти диаметров.

Изменение направления движения потока сопровождается двумя застойными зонами (рис. 10) у внутренней и внешней стенок, как показано на рисунке.

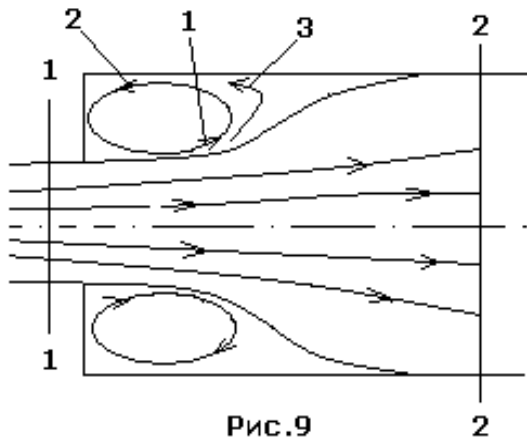


Рис.9

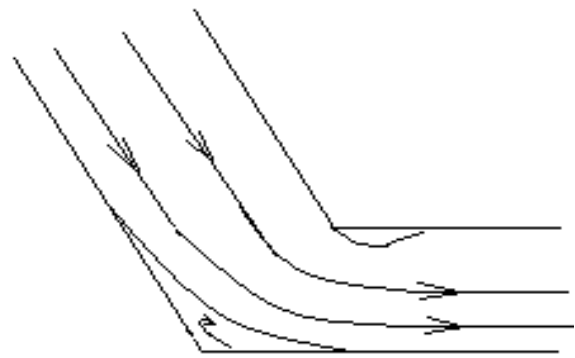


Рис.10

При этом у внутренней стенки зона больше.

Поворачиваясь, струя сначала несколько сжимается, т.е. имеет место конфузурный эффект, а затем расширяется ( диффузорный эффект).

В соответствии с этим изменяется и поле скоростей. Кроме этого, при повороте потока образуются вторичные течения, причиной которых

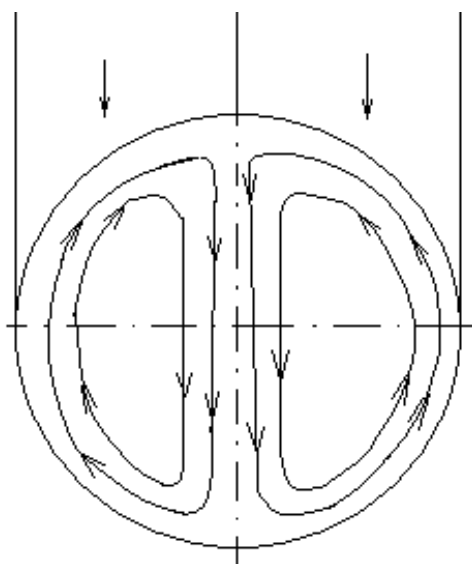


Рис.11

являются силы инерции частиц жидкости.

Эти силы больше у частиц,

Движущихся ближе к оси трубопровода, поэтому при повороте их в большей степени

относит к внешней стенке. Частицы же,

движущиеся с меньшей скоростью,

вынуждены отступить к внутренней стенке.

Таким образом , возникают кольцевые жидкости (рис. 11), наложение которых на поступательное движение даёт парный вихрь, являющийся источником дополнительных потерь.

В работе предлагается экспериментально определить коэффициент сопротивления

внезапного расширения, сравнить его с теоретическим и определить коэффициент сопротивления двойного колена 13 (рис.8).

#### Порядок проведения эксперимента

1. Наполнить бак 2 водой;
2. Открыть кран 9 и установить постоянный уровень воды в пьезометрах ( № 3, 4, 5, 6 и 7), измерить высоты жидкости в них;
3. Измерить температуру воды в баке;
4. Повторить измерения для четырёх других расходов, последовательно открывая кран 9.

Порядок обработки экспериментальных данных и оформления работы.

1. Внести результаты измерений и расчётов в таблицу 10 мм, а после расширения 21 мм. Замеры по пьезометрам 5 и 6 произвести лишь для одного расхода.

Таблица 6

№№	Примеры	Единицы измерения	Номер замера	Поворот потока	Внезапное расширение
1	2	3	4	5	6
1	Площадь поперечного сечения трубы до внезапного расширения $S_1$	$m^2$	-----		
2	Площадь поперечного сечения трубы до внезапного расширения $S_2$	$m^2$	-----		
3	Объём воды W	$m^3$	1÷5		
4	Время заполнения бака T	с	1÷5		
5	Расход воды Q	$m^3 / c$	1÷5		
6	Скорость течения V	$m / c$	1÷5		
7	Скоростной напор	$V^2/2g$	1÷5		
8	Отсчёты пьезометрам $h$ :	$m^3$	1÷5		
	2				
	3				
	4				
	5				
	6				
9	Потери энергии в местном сопротивлении	$m$	1÷5		
10	Экспериментальный коэф. сопротивления $\xi = \frac{\Delta h}{V^2/2g}$		1÷5		
11	Температура воды	$t^\circ C$	-----		
12	Кинематический коэф. вязкости $\nu$	$m^3 / c$	-----		
13			1÷5		

2. Построить график зависимости коэффициента гидравлических сопротивлений для двойного (крутого) колена и внезапного расширения от числа Рейнольдса  $Re$
3. Построить график изменения давления по длине трубы при внезапном расширении при условии, что расстояние между пьезометрами 4 и 6 – 62 мм и 4-7 – 260 мм.

Лабораторная работы № 6.  
Тарирование дроссельного расходомера.

Поток рабочей жидкости гидромеханических систем воздушных судов характеризуется такими параметрами, как скорость (расход) и давление. Нередко возникает потребность в их измерении. Измерение расхода жидкости может производиться объёмным способом, по средней скорости потока, с помощью объёмных скоростных счётчиков и дроссельных приборов.

Объёмный способ заключается в определении времени наполнения  $T$  мерного бака объёмом  $W$ . Зная эти величины, нетрудно найти расход:

$$Q = \frac{W}{T}$$

(19)

Если известна средняя скорость потока  $V_{cp}$ , то расход жидкости находится как произведение этой скорости на площадь поперечного сечения

$$Q = V_{cp} S$$

(20)

Принцип действия объёмных счётчиков заключается в суммировании числа заполнений и опустошения камер известного объёма, а скоростные счётчики фиксируют скорость вращения имеющихся в приборе крыльчаток или турбин, число оборотов которых пропорционально скорости потока, т.е. расходу. Так, например, в топливных системах расход топлива определяется с помощью турбинного расходомера, имеющего колесо с лопатками, вращение которого индуцирует э. д. с., пропорциональную расходу потока.

Наиболее простая конструкция у дроссельных расходомеров. Дросселем называется устройство, в котором сжимается, дросселируется поток путём уменьшения поперечного сечения. С целью измерения расхода дросселироваться поток может с помощью мерной шайбы диафрагмы (рис. 12), сопла (рис. 13) или трубы Вентури (рис. 14).

При сужении потока жидкости, как следует из уравнения Бернулли, скорость движения увеличивается, а давление падает. Причём разность давлений, замеренных в широком и узком сечениях, зависит от скоростей в этих сечениях, т.е. от расхода. Эту зависимость можно найти из уравнения Бернулли, записанного для широкого 1 и узкого 2 сечений (рис. 12 и 14)

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2q} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2q} + \xi \frac{V_2^2}{2q}$$

Здесь  $\xi$  - коэффициент сопротивления трубки.

Из уравнения расходов, записанного для этих сечений,

$$Q_1 = Q_2 \quad \text{то имеем} \quad V_1 = V_2 S_2 / S_1$$

Поскольку величина  $P_1 / \gamma$  представляет собой высоту подъёма жидкости в пьезометре, подсоединённом к первому сечению, а  $P_2 / \gamma$  - высота подъёма воды во втором сечении, то из записанного уравнения Бернулли разница показаний пьезометров  $\Delta h$  (рис.12, 12 и рис. 14) в сечениях 1 и 2 будет равна:

Отсюда

Так как

Где

То

Или

Если в эти выражения подставить ...помню, что..,

Таким образом, по разнице показаний пьезометров ( разнице давлений ) можно определить расход жидкости.

Величина

Является коэффициентом расхода дросселирующего устройства.

Коэффициент К не представляется возможным вычислить теоретически. Поэтому он определяется опытным путём, тарированием. В процессе тарирования получается зависимость и строится график

Трубы Вентури используются для замера расхода воздуха в системах кондиционирования гермокабин самолёта.

Мерная шайба (рис. 11) установлена, например, в системе кондиционирования самолёта Ту- 154 для замера количества воздуха, поступающего в гермокабину самолёта. Давления из сечений струи, проходящей через эти шайбы, подаются к указателю расхода воздуха, находящемуся на панели бортинженера.

Работа проводится на той же установке, что и две предыдущие (рис. 8).

Порядок проведения работы

1. С помощью крана 9 установить наименьший, а затем наибольший расход воды;
2. Определить при этом область изменения высот жидкости в пьезометрах и разбить её на четыре интервала;
3. Для установившегося наименьшего расхода найти разницу показаний пьезометров...
4. Определить время заполнения в баке выбранного объёма;
5. Повторить эксперимент для четырёх других расходов.



Порядок обработки экспериментальных данных и оформления работы

1. Выписать рабочую формулу;
2. Составить таблицу замеров и вычислений;

Таблица 7

3. Построить график зависимости

Литература

1. Клёмина Л.Г. Гидравлика самолётных систем. МИГА, 1978
2. Клёмина Л.Г. Гидравлика самолётных систем. МИГА, 1980.
3. Ружан В.М., Клёмина Л.Г. самолётных систем.
4. МГТУГА, 1996.