

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория и  
проектирование турбонасосных агрегатов» для студентов  
специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование  
авиационных и ракетных двигателей»  
очной формы обучения

Воронеж 2015

Составители: доктор техн. наук Ю.В. Демьяненко  
канд. техн. наук Д.П. Шматов  
канд. техн. наук К.В. Кружаев

УДК 621.45.038

Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов» по специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения) / ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; Сост. Ю.В. Демьяненко, Д.П. Шматов, К.В. Кружаев. Воронеж, 2015. 40 с.

Разработанные методические указания предназначены для студентов, выполняющих лабораторный практикум по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов».

Библиогр: 8 назв. Ил. 11.

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Иванов.

Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук проф. В.С. Рачук

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета.

© ФГБОУ ВПО Воронежский  
государственный технический  
университет, 2015

## ВВЕДЕНИЕ

В связи со сложностью физики рабочих процессов в узлах, агрегатах и в двигателе в целом одним из важнейших этапов его создания является испытание и экспериментальная доводка. Испытания, проводимые в порядке выполнения лабораторного практикума, позволяют на опыте проверить основные теоретические положения и привить студентам навыки обращения с отдельными агрегатами двигателя.

Необходимость выпуска настоящего методического руководства связана с разработкой нового универсального испытательного стенда кафедры. Подробное техническое описание стенда и правила его эксплуатации приведены в специальном пособии.

В настоящем методическом руководстве дано описание четырех лабораторных работ, предусмотренных рабочей программой курса «Теория, расчет и проектирование ТНА», а именно – первая и вторая лабораторные работы предусматривают снятие нормальных энергетических и кавитационных характеристик шнеко-центробежного насоса; третья работа – исследование характеристик турбины; четвертая работа – исследование характеристик трубы Вентури; пятая работа – исследование.

Для того чтобы результаты испытаний были достоверными и отвечали условиям работы испытуемого агрегата, испытания должны быть проведены с соблюдением определенных правил.

В процессе испытаний получают характеристику агрегата, под которой понимают зависимость величин, характеризующих работу агрегата, от какого-либо изменяемого параметра. Весь комплекс работ, связанных с получением характеристик испытуемого объекта, называют «опытом». Работа агрегата на каждом устанавливаемом значении изменяемого параметра называют «режимом». На каждом режиме работы по показаниям измерительных приборов производится одна или несколько записей опытных величин; каждую запись называют «замером». Замеры по измерительным приборам необходимо производить одновременно.

Перед проведением испытаний необходимо тщательно осмотреть испытуемый объект, измерительные приборы и агрегаты стенда и убедиться в их готовности к работе.

С целью одновременной записи параметров при замере используется ЭВМ с информационно-измерительной системой, для дублирования наблюдатели распределяются по измерительным приборам таким образом, чтобы время, затрачиваемое ими для проведения замера было примерно одинаковым и составляло не более 10 с.

Испытания начинаются с запуска установки. Момент запуска необходимо фиксировать в протоколе испытаний. После запуска установка выводится на опытный режим и выдерживается на нем некоторое время, в течение которого наблюдают за заданными параметрами, и, если последние остаются неизменными, считается, что агрегат работает устойчиво и «выведен» на режим.

Если же в период выдержки имеет место отклонение от заданного режима, необходимо подрегулировать работу установки и повторить выдержку.

Когда достигнуто установившееся состояние работы установки на заданном режиме, руководитель испытаний подаёт команду «внимание». По данному сигналу все наблюдатели готовятся к считыванию параметров своих приборов. Затем, одновременно с нажатием кнопки записи на ЭВМ, подаётся команда «замер», по которой все наблюдатели одновременно снимают показания вверенных им приборов.

После первого отсчёта даётся небольшая выдержка и команда «внимание» и «замер» повторяются. Показания приборов вторично записываются в протокол испытаний. После чего агрегат переводится на следующий режим работы путем изменения переменного параметра. После вывода агрегата на новый режим вся процедура испытаний повторяется, т.е. проверяется устойчивость

работы на новом режиме, выполняется дважды команды «внимание» и «замер». В каждом опыте необходимо для получения полноценной характеристики не менее 7 - 10 режимов, а на каждом режиме – не менее 2 замеров.

Каждый наблюдатель ведёт собственную запись, при этом каждому режиму присваивается номер, которым отмечается каждый «замер». По окончании испытаний, записи отдельных наблюдателей вносятся в сводный протокол испытаний установленной формы и сверяются с записями полученными на ЭВМ. До начала испытаний в сводном протоколе отмечаются: задание опыта, количество режимов, основные сведения об испытуемом объекте, барометрическое давление, точка росы, сведения об измерительных приборах.

Испытания, заканчиваются обработкой протокола, которая заключается в получении расчётным путём по полученным опытными данным параметров, которые не могли быть получены путем непосредственных испытаний и в получении графических зависимостей опытных и расчётных величин по изменяемому выбранному параметру.

Обработку протокола необходимо начинать только лишь после тщательного просмотра опытных данных. Весьма удобным представляется производить обработку протокола испытаний на

ЭВМ путём составления микропрограмм, что позволяет избежать ошибок, сопутствующих однообразным арифметическим расчётам.

Поскольку шкалы измерительных приборов проградуированы в различных системах единиц, обработку протокола результатов испытаний следует начинать с перевода показаний приборов в систему СИ. С этой целью в Приложении дана переводная таблица.

После обработки результатов испытаний рекомендуется проводить предварительный анализ полученных результатов с целью выявления грубых ошибок.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

### ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШНЕКО- ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы – изучение методики снятия нормальных энергетических характеристик шнеко-центробежного насоса.

Содержание работы – по результатам обработки экспериментальных данных построить поле энергетических характеристик испытуемого насоса для трех значений числа оборотов ротора насоса и нанести на поле характеристик линии постоянных значений КПД.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Изменение тяги двигателя достигается путём изменения расхода компонентов за счет регулирования числа оборотов турбонасосного агрегата. Мощность насоса ( $N_H$ ), его напор ( $H$ ) и расход ( $Q$ ) связаны между собой следующей зависимостью:

$$N_H = \frac{QH}{\eta_H} \cdot \rho,$$

где  $\eta_H$  – КПД насоса;

$\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости.

Из этого выражения следует, что изменение расхода жидкости влечет за собой изменение всех других параметров насоса. Отсюда вытекает необходимость знать действительные энергетические характеристики насоса, под которыми понимают зависимость напора, мощности и КПД насоса от расхода перекачиваемой жидкости при постоянных значениях числа оборотов ротора и давлении на входе в насос.

Теоретическая напорная характеристика насоса с учетом гипотезы бесконечно большого числа бесконечно тонких лопастей и в предположении отсутствия предварительной закрутки потока на входе в насос определится уравнением Эйлера, согласно которому

$$H_{T\infty} = u_2 \cdot c_{2u\infty},$$

где  $u_2$  — окружная скорость вращения рабочего колеса;

$c_{2u\infty}$  — «закрутка» потока на выходе из рабочего колеса.

С учётом основных кинематических соотношений, вытекающих из треугольника скоростей для выходного сечения центробежного рабочего колеса, это уравнение легко может быть преобразовано к следующему виду:

$$H_{T\infty} = u_2^2 \cdot \frac{u_2 \cdot Q'}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg}(\beta_{2,n})},$$

где  $Q'$  — расход жидкости через рабочее колесо;

$D_2$  — наружный диаметр рабочего колеса;

$b_2$  – ширина рабочего колеса в меридиональном сечении на выходе из него;

$\beta_{2,n}$  – угол установки лопасти в выходном сечении.

Легко видеть, что при  $u_2 = const$  уравнение будет представлять собой уравнение прямой в координатах  $H_{2\infty} = f(Q')$ . Для насосов с лопастями, загнутыми против направления вращения, напорная характеристика будет представлять собой прямую линию, отсекающую по оси ординат отрезок равный  $u_2^2$ , по оси абсцисс соответственно  $u_2 b_2 \pi D_2 \operatorname{tg}(\beta_{2,n})$ .

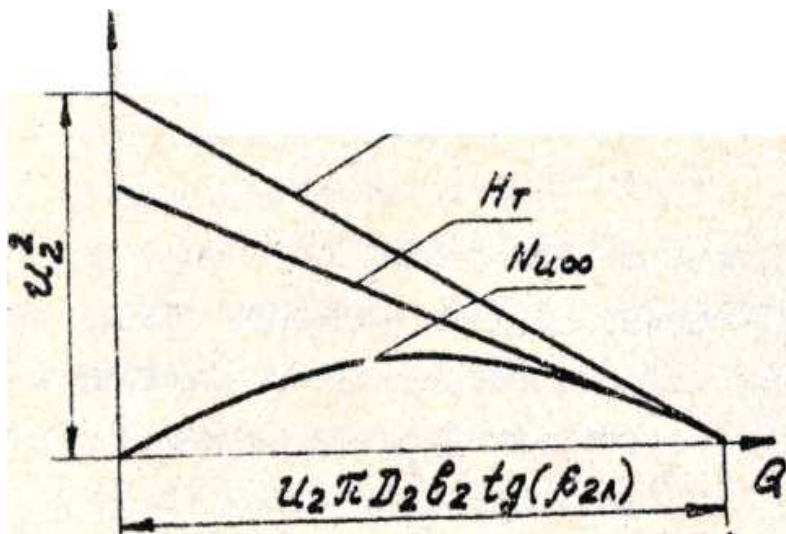


Рис. 1.1

Тогда  $N_{u\infty} = H_{T\infty} \cdot Q' \cdot \rho$ . И кривая  $N_{u\infty} = H_{T\infty} \cdot Q' \cdot \rho$  будет представлять собой параболу (см. рис.1.1).

Теоретический напор составит  $H_T = k_z \cdot H_{T\infty}$ ,

где  $k_z$  – коэффициент конечного числа лопастей ( $0 < k_z < 1$ ).

Опыты показывают, что  $k_z$  можно считать величиной постоянной в диапазоне расходов, которые характерны для насосов двигателей летательных аппаратов. Следовательно характеристика  $H_T = f(Q')$  будет иметь вид, представленный на рис. 1.1.

Действительный напор насоса ( $H$ ) будет меньше теоретического на величину потерь, значение которых в свою очередь зависит от расхода. Если рабочее колесо насоса рассчитано верно, то минимум потерь должен соответствовать расчетного значению расхода. До сих пор мы говорили о расходе жидкости через рабочее колесо насоса ( $Q'$ ), нас же интересует влияние на мощность, напор и КПД насоса расход жидкости, поступающей в напорную магистраль, величина которого зависит от утечек жидкости через уплотнения и разгрузочные отверстия. Следует помнить, что величина утечек, в свою очередь, зависит также от расхода жидкости. Однако определяющее влияние на вид характеристики  $H = f(Q)$  имеет зависимость  $H_T = f(Q')$  и

величина гидравлических потерь. Поэтому характеристика  $H = f(Q)$  имеет вид представленный на рис 1.2.

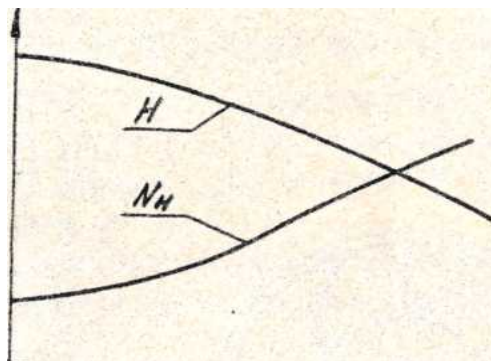


Рис. 1.2

Совершенство насоса характеризуется значением его КПД. Зная величину напора и КПД, можно легко определить потребляемую мощность насоса (рис 1.2). Полный КПД насоса принято представлять через его частные КПД, характеризующие отдельные виды потерь в насосе, а именно:

$$\eta_H = \eta_{\bar{A}} \cdot \eta_P \cdot \eta_g \cdot \eta_{i \text{ до}},$$

где  $\eta_{\bar{A}}$  – гидравлический КПД,  $\eta_P$  – расходный КПД,

$\eta_g$  – дисковый КПД,  $\eta_{i \text{ до}}$  – механический КПД.

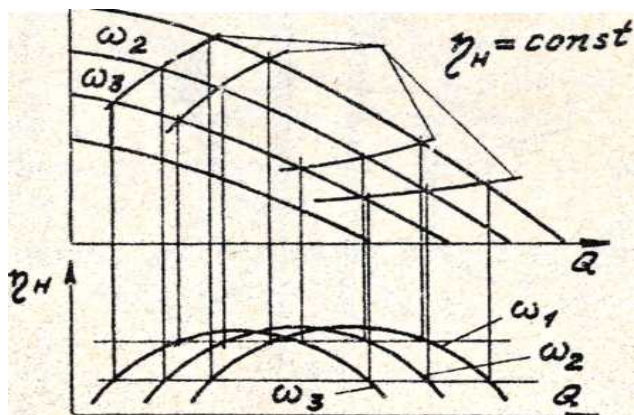


Рис. 1.3

В задачу лабораторной работы входит определение зависимости  $\eta_H = f(Q)$  при различных числах оборотов ( $n$ ). Построив кривые  $\eta_H = f(Q)$  для различных значений числа оборотов, строят кривые  $\eta_H = const$  на напорных кривых, как это показано на рис. 1.3.

На практике широко используется построение универсальных напорных характеристик, представляющих собой

зависимость 
$$\frac{H}{\omega^2} = \frac{Q}{\omega}.$$

### МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Снимаем три характеристики насоса, каждую при своем постоянном значении числа оборотов ротора насоса. Для снятия

каждой из характеристик устанавливаем 7-10 режимов по расходу, при этом давление жидкости на входе поддерживаем постоянным регулировкой наддува бака.

Величину расхода жидкости измеряем расходомером турбинного типа, а крутящий момент на валу насоса – весовым методом.

### Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкцию стенда и правила его эксплуатации.

2 Произвести запуск стенда, вывести его на исходный установившийся опытный режим и измерить следующие параметры:

$p_{\hat{a}\hat{o}}$  – давление на входе в насос ( $\frac{\hat{e}\tilde{a}\tilde{c}}{c\hat{i}^2}$ );

$p_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}}$  – давление на выходе из насоса ( $\frac{\hat{e}\tilde{a}\tilde{c}}{c\hat{i}^2}$ );

$F$  – показание мотор-весов ( $\hat{e}\tilde{a}\tilde{c}$ );

$n$  – число оборотов ротора насоса ( $\frac{\hat{i}\hat{a}}{\hat{i}\hat{e}\hat{i}}$ );

$f$  – показание расходомера (Гц).

3 Изменить режим работы насоса по расходу, повторить измерения по п. 2.

4 Изменить режим работы насоса по числу оборотов, повторить измерения по п. 2 и п. 3.

5 Записи отдельных наблюдателей занести в сводный протокол установленной формы.

6 Произвести пересчет измеренных: параметров в систему СИ.

7 По тарировочному уравнению расходомера турбинного типа определить значения расхода.

8 По известным значениям расхода и площадям проходного сечения всасывающего и напорного трубопроводов в местах измерения давлений на входе ( $p_{\hat{a}x}$ ) и выходе ( $p_{\hat{a}u_x}$ ) из насоса определить значения скоростей ( $c_{\hat{a}x}$  и  $c_{\hat{a}u_x}$ ) протекания жидкости.

9 Определить значение напора насоса по формуле

$$H = \frac{p_{\hat{a}u_x} - p_{\hat{a}x}}{\rho} + \frac{c_{\hat{a}u_x}^2 - c_{\hat{a}x}^2}{2}.$$

10 Определить значения крутящего момента

$$M_{\hat{e}\delta} = F \cdot L.$$

11 Определить мощность, потребляемую насосом, согласно выражению

$$N_H = M_{\hat{e}\delta} \cdot \omega,$$

где  $\omega$  – частота вращения ротора.

12 Определить мощность, передающую насосом жидкости:

$$N_{\mathcal{E}} = Q \cdot H \cdot \rho.$$

13 Определить полный КПД насоса:

$$\eta_H = \frac{N_{AE}}{N_H}.$$

#### Оборудование

1 Универсальный лабораторный насосный стенд замкнутого типа.

2 Звуковой генератор ЗГ-10.

3 Осциллограф СИ1.

#### Указание по технике безопасности

Изучить инструкцию по технике безопасности работы на стенде.

#### Содержание отчета и его форма

Отчет по лабораторной работе должен содержать основные сведения и формулы, необходимые для обработки результатов эксперимента. Результаты измерений и вычислений вносятся в протокол установленной формы. По результатам расчетов строится серия кривых  $H = f(Q)$ , соответствующих определенным значениям чисел оборотов, и кривые  $\eta_H = f(Q)$ . Точки с одинаковыми значениями  $\eta_H$  сносятся на кривые  $H = f(Q)$  для построения зависимостей  $\eta_H = const$ , как это показано на рис. 1.3.

## ЛИТЕРАТУРА

1 Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.:Машиностроение, 1979.

2 Овсянников Б.В., Штехер М.С. Руководство к лабораторным работам по курсу «Теория и расчет агрегатов питания».-М.:МАИ, 1970.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

### КАВИТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ШНЕКО- ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы – изучение методики снятия кавитационной характеристики шнеко-центробежного насоса.

Содержание работы – определить опытным путём величину давления жидкости на входе в шнеко-центробежный насос, при котором происходит кавитационный срыв его выходных параметров ( $P_{\text{вх.сдв}}$ ). По величине давления  $P_{\text{вх.сдв}}$  определить расчетным путем значения параметров, характеризующих антикавитационные качества насосного агрегата:

$C_{\text{сдв}}$  – кавитационный коэффициент быстроходности;

$\lambda_{\text{сдв}}$  – коэффициент кавитации срывного режима.

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Поскольку продолжительность работы насосного агрегата в системе питания двигательной установки является относительно небольшой, то само по себе явление кавитации, если оно не приводит к существенному изменению выходных параметров насоса (напора и расхода жидкости), можно допустить. Тем самым

снизить давление на входе в насос и, как следствие, понизить давление в топливных баках. Поэтому для насосного агрегата двигательной установки весьма важно знать то минимальное давление на входе в насос, при котором происходит кавитационный срыв работы насоса ( $p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}}$ ).

Величина этого давления может быть установлена снятием кавитационной характеристики насосного агрегата, под которой понимают зависимость напора насоса от величины входного давления при постоянных значениях расхода жидкости частоты вращения ротора, т.е. зависимость  $H = f(p_{\hat{a}x})$ .

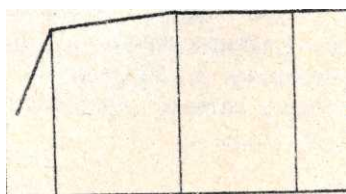


Рис. 2.1

Типичная кавитационная характеристика насоса имеет вид, представленный на рис. 2.1. На характеристике можно отметить четыре характерных режима работы насосного агрегата по величине входного давления:

1 Начало возникновения кавитационных явлений внутри проточной полости насоса.

В лопастных насосах: понижение давления жидкости в проточной полости связано с обтеканием лопастной решетки. В процессе обтекания лопастей рабочего колеса образуется область пониженного давления в области передней критической точки на нерабочей стороне лопасти, как показано на рис. 2.2.

Схема центробежного насоса с изображением области пониженного давления

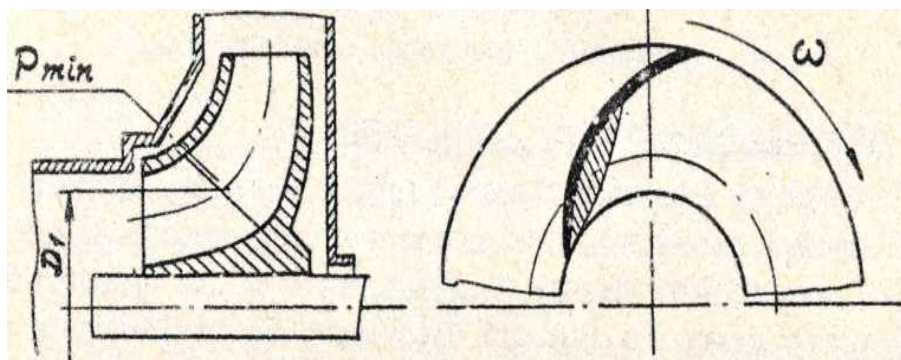


Рис. 2.2

Область минимального давления является областью зарождения кавитации. Давление на входе в насос, соответствующее моменту возникновения кавитации, принято обозначать  $P_{\text{ax.}\dot{\epsilon}\text{a}\dot{\text{a}}}$ .

2 Дальнейшее снижение входного давления первоначально не будет сказываться на выходных параметрах насосного агрегата. Наконец, при достижении значения входного давления ( $P_{\text{ax.}\dot{\epsilon}\delta}$ ), равного  $P_{\text{ax.}\dot{\epsilon}\delta}$  (так называемого первого критического режима), напор насоса с

понижением входного давления начинает медленно снижаться, что связано с развитием уже наступившего ранее явления кавитации.

3 Когда давление на входе в насос достигает значения, равного  $P_{\text{âx.cдâ}}$  (режим работы насоса, соответствующий указанному давлению, принято называть вторым критическим режимом или режимом срыва), наблюдается резкое падение выходных параметров насосного агрегата. Как уже говорилось ранее, входные давления, соответствующие промежутку между первым и вторым критическими режимами работы, могут соответствовать рабочим значениям входного давления для насосов двигательных установок в силу причин, которые были оговорены ранее.

В некоторых случаях первый и второй критические режимы работы насосного агрегата могут совпадать друг с другом. Весьма часто имеет место случай, когда не наблюдается чётко выраженного срывного режима работы, и тогда давление срыва ( $P_{\text{âx.cдâ}}$ ) считают равным тому значению входного давления, при котором напор насоса падает на некоторую вполне определённую величину, обычно на 2-3 % (см.рис.2.3). В этом случае говорят о двух- или трехпроцентном срыве.

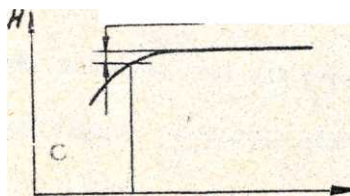


Рис. 2.3

4 В качестве четвертого характерного режима работы насосного агрегата на кавитационной характеристике отметим режим суперкавитации. Этот режим работы насоса характерен тем, что, несмотря на резко снизившиеся выходные параметры, насос работает устойчиво. Величину  $p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}} - p_i$  принято называть кавитационным запасом давления по срывному режиму и обозначать  $\Delta p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}}$  ( $p_i$  – давление насыщенных паров жидкости при данной её температуре).

В единицах полной энергии  $\Delta p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}}^* / \rho$  кавитационный

запас полной энергии определится согласно выражению

$$\frac{\Delta p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}}^*}{\rho} = \frac{p_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}}}{\rho} + \frac{c_{\hat{a}x}^2}{2} - \frac{p_i}{\rho}.$$

В конструировании насосов антикавитационные качества насоса принято характеризовать кавитационным коэффициентом быстроходности (коэффициентом С.С. Руднева):

$$c_{\text{пд\grave{a}}} = 298 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{(\Delta p_{\text{сд\grave{a}}}^* / \rho)^{0,75}},$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ ,  $n$  – число оборотов ротора насосного

агрегата;

$Q$  – объемный расход жидкости;

$\Delta h_{\text{сд\grave{a}}} = \frac{\Delta p_{\text{\grave{a}x}}^*}{\rho}$  – кавитационный запас давления по

срывному режиму;

$\rho$  – плотность жидкости.

Объект испытаний – шнеко-центробежный насос, принципиальная схема которого представлена на рис. 1.4 в описании лабораторной работы №1.

## МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Кавитационная характеристика насоса ( $H = f(p_{\text{\grave{a}x}})$ ) снимается путем изменения входного давления при постоянных значениях частоты вращения ротора ( $\omega$ ) и расхода жидкости ( $Q$ ). Постоянство расхода достигается путем уменьшения сопротивления напорной магистрали с помощью дросселя.

Первоначально устанавливается давление, соответствующее бескавитационному режиму работы насоса, а затем давление

постепенно снижается до значения, соответствующего резкому снижению напора. Обычно бывает достаточно установить 6-8 режимов по входному давлению для получения достоверной кавитационной характеристики.

Испытания соответственно повторяются для трех различных значений частоты вращения ротора насоса.

На каждой частоте вращения испытания проводятся на трех различных режимах работы по расходу.

### **ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ**

1 Изучить конструкцию стенда и правила его эксплуатации.

2 Произвести запуск стенда, вывести его на исходный установившийся режим работы и измерить следующие параметры:

$p_{\text{вх}}$  – давление на входе в насос ( $\frac{e\tilde{a}c}{c\dot{i}^2}$ );

$p_{\text{вых}}$  – давление на выходе из насоса ( $\frac{e\tilde{a}c}{c\dot{i}^2}$ );

$n$  – числа оборотов ротора насоса ( $\frac{o\acute{a}}{\dot{i} \ \dot{e}\dot{i}}$ );

$f$  – показание расходомера (Гц).

3 Изменив режим работы насоса по величине входного давления таким образом, чтобы расход жидкости остался

постоянным, повторить измерения по п. 2 и так до тех пор пока не будет достигнут срывной режим работы насосного агрегата.

4 Изменив 2 раза режим работы насоса по расходу, повторить измерения по п. 2 и п. 3.

5 Изменив 2 раза режим работы насоса по частоте вращения ротора, повторить измерения по п.2, п. 3 и п. 4.

6 Результаты измерений отдельных наблюдателей свести в сводный протокол установленной формы.

7 Произвести пересчет измеренных, параметров в систему СИ.

8 Определить абсолютное значение входного давления согласно выражению

$$P_{\text{вх.абс}} = P_{\text{вх.эц}} + B,$$

где  $B$  – барометрическое давление.

9 Определить расход жидкости по показаниям звукового генератора и тарировочному уравнению расходомера турбинного типа.

10 Определить значения скоростей на входе ( $c_{\text{вх}}$ ) и выходе ( $c_{\text{вых}}$ ) из насоса по величине расхода жидкости и соответствующим значениям площадей проходного сечения трубопроводов в местах измерения входного ( $P_{\text{вх}}$ ) и выходного ( $P_{\text{вых}}$ ) давлений.

11 Определить напор насоса согласно выражению

$$H = \frac{P_{\hat{a}\hat{u}.x} - P_{\hat{a}x}}{\rho} + \frac{c_{\hat{a}\hat{u}.x}^2 - c_{\hat{a}x}^2}{2}.$$

12 Определить кавитационный запас полного давления по формуле

$$\frac{\Delta P_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}.}^*}{\rho} = \frac{P_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}.} - P_{\hat{i}}}{\rho} + \frac{c_{\hat{a}x}^2}{2}$$

Значения  $p_{\hat{i}}$  для воды можно взять из графика (рис.2.4).

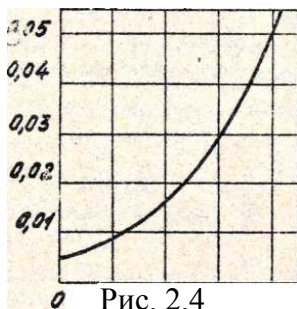


Рис. 2.4

13 Определяем кавитационный коэффициент быстроходности С. С. Руднева:

$$c_{\hat{n}\hat{d}\hat{a}} = 298 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{(\Delta P_{\hat{a}x.c\hat{d}\hat{a}.}^* / \rho)^{0,75}}$$

14 Определяем коэффициент кавитации срывного режима

$$\lambda_{cd\dot{a}} = \frac{P_{\dot{a}x.c\dot{p}\dot{a}} - P_i}{\rho \cdot W_1^2 / 2}$$

где  $W_1$  – относительная скорость жидкости на входе в шнековое колесо. Значение скорости  $W_1$  может быть легко определено из треугольника скоростей на входе в шнек, а именно:

$$W_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2},$$

где  $u_1$  – угол установки лопасти шнека на входе;

$u_1$  – окружная скорость вращения;

$c_1$  – абсолютная скорость течения жидкости на входе в шнек.

## ОБОРУДОВАНИЕ

- 1 Универсальный насосный стенд замкнутого типа.
- 2 Звуковой генератор ЗГ-10.
- 3 Осциллограф СИ I.

### Указания по технике безопасности

Изучить инструкцию по технике безопасности работы на стенде.

### Содержание отчета и его форма

Отчет по лабораторной работе должен содержать основные сведения и формулы, необходимые для выполнения работы.

Результаты измерений и вычислений вносятся в протокол установленной формы.

По результатам расчетов строятся кривые  $H = f(p_{ax})$ , соответствующие определенным значениям частоты вращения ротора насоса и заданным значениям расхода жидкости.

### ЛИТЕРАТУРА

1 Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.:Машиностроение, 1979.

2 Овсянников Б.В., Штехер М.С. Руководство к лабораторным работам по курсу «Теория и расчет агрегатов питания».-М.:МАИ, 1970.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБКИ ВЕНТУРИ

Цель работы – ознакомление с кавитацией, получение расходных и кавитационных характеристик трубки Вентури, определение коэффициентов расхода.

Содержание работы – по результатам эксперимента построить расходную и универсальную кавитационную характеристику трубки Вентури, определить по универсальной характеристике критический перепад давления, а по экспериментальным данным найти значения коэффициентов  $\mu$  и сравнить их с  $\mu_k$ .

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

В некоторых случаях при движении жидкости происходят явления, связанные с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. с превращением ее в пар, а также с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Например, при течении жидкости через местное сужение трубки происходит увеличение скорости и падение давления. Если абсолютное давление при этом достигает

значения, равного упругости насыщенных паров этой жидкости при данной температуре, то в данном месте потока начинается интенсивное парообразование и выделение газов, т.е. местное кипение жидкости. В расширяющейся части потока скорость уменьшается, а давление возрастает и кипение прекращается; выделившиеся пары частично или полностью конденсируются, а газы постепенно растворяются.

Это местное закипание жидкости, обусловленное местным падением давления в потоке, с последующей конденсацией паров в области повышенного давления называется кавитацией.

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном ее воздействии также эрозионным разрушением металлических стенок. Последнее объясняется тем, что конденсация пузырьков пара происходит со значительной скоростью, частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации вызывают местный гидравлический удар, т.е. значительное местное повышение давления. Разрушение материала при кавитации происходит не там, где выделяются пузырьки, а там где они конденсируются.

Кавитация жидкости в гидравлических магистралях различных элементах регулирования обычно нежелательна. При возникновении кавитации значительно возрастает сопротивление трубопроводов и, следовательно, уменьшается их пропускная способность. Кавитация может возникать во всех устройствах, где

поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например, в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и т. д.

Кавитация может иметь место в гидравлических машинах (насосах и гидротурбинах), а также на лопастях быстро вращающихся гребных винтов. В этих случаях следствием кавитации является резкое снижение коэффициента полезного действия машины, и затем постепенное разрушение ее деталей.

Для характеристики режимов течения в отношении кавитации применяется безразмерный критерий, называемый числом кавитации и равный

$$\chi = \frac{p - p_t}{\rho \cdot v^2 / 2}$$

где  $p$  и  $v$  – соответственно абсолютное давление и скорость потока;

$p_t$  – упругость насыщенных паров;

$\rho$  – плотность жидкости.

Иногда оказывается удобнее применять иное выражение числа кавитации, а именно:

$$\sigma = \chi + 1$$

Таким образом, в месте возникновения кавитации  $\chi = 0$  и  $\sigma = 1$ .

Значение  $\chi$  (или  $\sigma$ ), при котором в агрегате начинается кавитация, называется критическим числом кавитации.

Обычно стремятся к тому, чтобы кавитацию в гидравлических системах не допускать. Но иногда это явление может оказаться полезным. Например, оно может быть использовано для стабилизации секундных расходов жидкости в гидравлических магистралях. Для этого попользуется работа трубы Вентури на кавитационном режиме. Труба Вентури (рис. 3.1) состоит из конфузрно-диффузорного перехода. При этом конфузор и диффузор соединены коротким цилиндрическим участком, называемым горлом трубы.

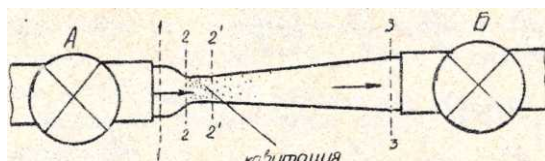


Рис. 3.1.

Принцип действия такого регулятора состоит в следующем. Предположим, что давление в сечении 1-1 ( $p_1$ ) является постоянным (степень открытия крана А – неизменная), а давление в сечении 3-3 ( $p_3$ ) постепенно уменьшается увеличением степени открытия крана Б. Благодаря этому расход через трубку увеличивается, а давление в узком сечении 2-2 ( $p_2$ ) уменьшается. Так будет происходить до тех пор, пока давление  $p_2$  не сделается равным давлению насыщенных паров  $p_{\text{П}}$  и в сечении 2-2 не возникнет кавитация. При дальнейшего увеличения

степени открытки крана Б область кавитации в узком месте трубки будет увеличиваться, а давление  $p_2$  будет оставаться равным  $p_{II}$ . Расход при этом будет оставаться постоянным, несмотря на падение  $p_3$ . Таким образом, удастся стабилизировать расход жидкости через регулятор в условиях, когда противодействие  $p_3$  меняется в пределах от критического  $p_{3ep}$  (соответствующего началу кавитации) до нуля.

Значение критического отношения давлений, соответствующего началу стабилизации, находится из следующих уравнений (считаем  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 1$ , где  $\alpha$  – коэффициент неравномерности потока в трубе):

1 Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + \xi_k \cdot \frac{v_2^2}{2}$$

2 Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 3-3:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} + (\xi_k + \xi_g + \xi_{\bar{a}}) \cdot \frac{v_2^2}{2}$$

3 Уравнение расхода:

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$$

Здесь  $\xi_k$ ,  $\xi_g$ ,  $\xi_{\bar{a}}$  – соответственно коэффициенты сопротивления конфузора (участок 1-2), горла (участок 2-2) и диффузора (2-3). Совместное

решение этих уравнений в предположении, что  $p_2 = p_t$ , также  $U_1 = U_3$  дает

$$\left(\frac{p_3}{p_1}\right)_{kp} = \left(\frac{P_{\hat{a}\hat{u}x}}{P_{\hat{a}x}}\right)_{kp} = 1 - \frac{\xi_k + \xi_g + \xi_{\bar{a}}}{1 + \xi_k + \chi' - S_2^2/S_1^2}$$

где  $\chi' = \frac{2p_t}{\rho \cdot U_2^2}$ .

Принимая  $\frac{S_2^2}{S_1^2} = 0$  и  $\chi' \approx 0$  (для холодной воды

$p_t \approx 0$ ), получим  $\left(\frac{P_{\hat{a}\hat{u}x}}{P_{\hat{a}x}}\right)_{kp} = 1 - \frac{\xi_k + \xi_g + \xi_{\bar{a}}}{1 + \xi_k}$ .

Течение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением скорости и увеличением давления. Частицы движущейся жидкости преодолевают нарастающее давление за счет своей кинетической энергии, но последняя уменьшается вдоль диффузора, а также в направлении от оси к стенке. Слои жидкости, прилежащие к стенкам, обладают столь малой кинетической энергией, что подчас сказывается не в состоянии преодолевать повышенное давление: они останавливаются или даже начинают двигаться обратно. Основной поток наталкивается на эти противотоки, возникают вихреобразования и отрыв потока от стенки (рис. 3.2). Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла

расширения диффузора, а вместе с этим растут и потери на вихреобразование в диффузоре. Кроме этого, в диффузоре имеются обычные потери на трение.

Коэффициент сопротивления диффузора определяется следующей формулой:  $\xi_{\text{диф}} = \frac{\lambda_T}{8 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$

здесь  $\alpha$  – угол раскрытия диффузора;

$\lambda_T$  – коэффициент трения;

$n$  – степень расширения, равная  $\frac{S_2}{S_1}$ .

Численное значение коэффициента  $K$  для диффузоров с углами конусности  $\alpha = 5 - 20^\circ$  можно определять по экспериментальной формуле И. Е. Идельчика:

$$\chi = 3,2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sqrt[4]{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

График зависимости  $\xi_{\text{диф}}$  от угла  $\alpha$  приведен на рис. 3.3.

Потери давления на участке  $2 - 2 - 2' - 2'$  определяются зависимостью

$$\Delta p_{\bar{A}} = \frac{\lambda_T \cdot L_{\bar{A}}}{d_{\bar{A}}} \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}$$

здесь  $L_{\bar{A}}$  и  $\alpha_{\bar{A}}$  – соответственно длина и диаметр горла трубы

Вентури.

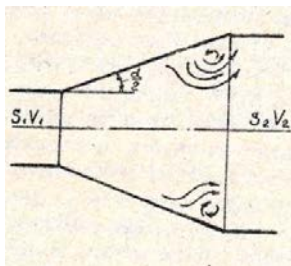


Рис. 3.2.

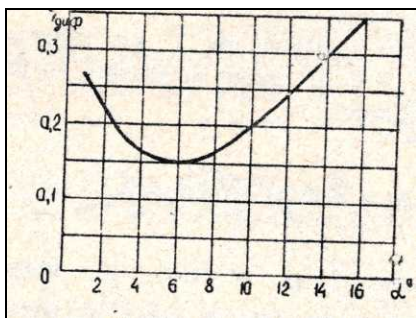


Рис. 3.3

В конфузоре имеются лишь потери на трение. В связи с этим сопротивление конфузора всегда меньше, чем сопротивление такого же диффузора. Гидравлические потери в конфузоре определяются зависимостью

$$h_{\delta\delta} = \frac{\lambda_T}{8 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \left(1 + \frac{1}{n^2}\right) \cdot \frac{v^2}{2}$$

где  $n$  – степень сужения, равный  $\frac{S_1}{S_2}$  (рис. 3.4).

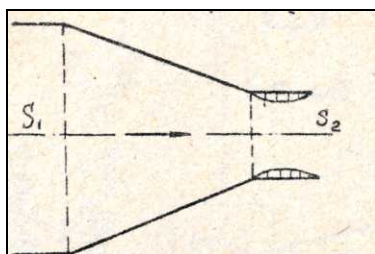


Рис. 3.4.

Расход жидкости через трубку Вентури на кавитационном режиме истечения

$$m = \mu_k \cdot F_{\bar{A}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(p_{\text{ax}} - p_t)}{\rho}}$$

где  $\mu_k$  – коэффициент расхода, соответствующий кавитационному режиму истечения жидкости;

$F_{\bar{A}}$  – площадь горла.

Объект испытаний – труба Вентури, конструкция которой представлена на рис. 3.5. Труба Вентури состоит из корпуса 1, в котором выполнен конфузор и часть горла трубы, геометрия которых показана на рис. 3.6.

В корпусе на резьбе устанавливается диффузор 2, который фиксируется в заданном положении гайкой 3. Геометрия диффузора приведена на рис. 3.7. Диаметр горла со стороны диффузора выполнен большим для исключения появления уступа в горле при сборке.

Соединение корпуса с диффузором образует щель Н, через которую контролируется давление в горле трубы Вентури.

### МЕТОДИКА И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Гидравлическая схема испытаний трубы Вентури показана на рис.

3.8. Вода от насоса подводится к трубе Вентури. Краном 7 устанавливается заданная величина давления вода на входе в трубу Вентури. Раскрывая магистраль краном 8 и увеличивая расход, выходят на режим развитой кавитации, При этом контролируются величины давлений  $p_{ax}$ ,  $p_{ax}$ ,  $p_{\bar{A}}$  и расход воды через трубу Вентури. Количество измерений при каждом значении, которое поддерживается постоянным, не менее 10. Результаты испытаний сводятся в таблицу.

Давление на входе, $p_{ax}, \frac{\hat{e}\tilde{a}c}{c\hat{i}^2}$	Давление на выходе, $p_{ax}, \frac{\hat{e}\tilde{a}c}{c\hat{i}^2}$	Давление в горле, $p_{\bar{A}}, \frac{\hat{e}\tilde{a}c}{c\hat{i}^2}$	Расход воды через трубу, $m, \frac{\hat{e}\tilde{a}}{c}$	Сопротивление трубы, $\Delta p, \frac{\hat{e}\tilde{a}c}{c\hat{i}^2}$

По результатам испытаний:

- 1 Построить расходные характеристики трубы Вентури

$$m = f(\sqrt{\Delta p})$$

2 Построить универсальную кавитационную характеристику трубы Вентури

$$\left(\frac{m_i}{m_k}\right)^2 = f\left(\frac{P_{\hat{a}i x}}{P_{\hat{a}k x}}\right)$$

где  $m_i$  – расход воды через трубу Вентури при данном перепаде давления  $\Delta p_i$  ;

$m_k$  – расход воды на кавитационном режиме.

3 Определить по универсальной характеристике критический перепад давления  $\left(\frac{P_{\hat{a}i x}}{P_{\hat{a}k x}}\right)_{\hat{e}p}$ .

4 Определить по экспериментальным данным значения коэффициентов расхода  $\mu$  и сравнить их с  $\mu_k$ .

### ОБОРУДОВАНИЕ

- 1 Труба Вентури, конструкция которой показана на рис. 3.5.
- 2 Насосный стенд замкнутого типа высокого давления.
- 3 Звуковой генератор ЗГ-10.
- 4 Осциллограф СИ I.

## УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

Изучить инструкцию по технике безопасности работы на высоконапорном стенде.

## СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по лабораторной работе должен содержать основные сведения и формулы, необходимые для обработки экспериментальных данных.

Результаты измерений и вычислений сводятся в протокол установленной формы.

По результатам обработки результатов испытаний строятся расходная и кавитационная характеристики трубы Вентури.

### Литература

1 Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика гидромашин и гидроприводы. -М.: Машиностроение, 1982.

2 Некрасов Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. –М: Машиностроение, 1967.

3 Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. М.: машиностроение, 1954.

4 Дикаев Б. Л. Определение характеристик стабилизированного кавитационного истечения жидкости в регуляторе расхода с дроссельной иглой. -Вестник машиностроения, 1967, №9.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения.

Составители: Демьяненко Юрий Васильевич  
Кружаев Константин Владимирович  
Шматов Дмитрий Павлович

В авторской редакции

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный  
технический университет»  
394026 Воронеж, Московский просп., 14