

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени С.П.КОРОЛЕВА

А.С.НАТАЛЕВИЧ, В.П.ИЛЫН,
А.А.ТРОФИМОВ, С.В.КЕБЕКЕ

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО КУРСУ "ЛОПАТОЧНЫЕ МАШИНЫ"

Под редакцией А.С.Наталевича

Утвержден
редакционным советом
института 27.1.1970г.

КУЙБЫШЕВ 1970

Настоящее пособие является результатом обобщения учебно-методического опыта работы лаборатории лопаточных машин при кафедре теории двигателей летательных аппаратов КуАИ.

В лаборатории при проведении работ студенты пользуются настоящими установками. Поскольку нет принципиальных различий в рабочем процессе больших и малых лопаточных машин, элементы машин и методика исследования аналогичны.

Малые размеры и мощность микролопаточных машин приводят к необходимости применения высокочувствительной нестандартной измерительной аппаратуры. Измерение параметров потока производится зондами очень малых размеров, расход воздуха измеряется нестандартной тарированной диафрагмой, вместо водяного тормоза применяется быстроходный магнито-воздушный тормоз на призматических опорах.

В практикуме содержится краткое изложение рабочего процесса, полезное в тех случаях, когда лабораторные работы опережают лекции. Студенты специальности 0538 вместо работы № 2 выполняют работу № 3.

Компоновка и редактирование учебного пособия выполнены А.С. Наталевичем.

РАБОТА № 1

Исследование распределения давления по контуру профиля плоской компрессорной решетки

Цель работы

Исследуется распределение давления по контуру профиля плоской компрессорной решетки и вычисляется коэффициент сопротивления давления

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

При обтекании тела потоком на каждый элемент его поверхности действует элементарная аэродинамическая сила, сумма которой по всей поверхности тела составляет результирующую воздействия потока на обтекаемое тело. Проекция результирующей на направление вектора скорости C_{∞} набегающего потока называется полным лобовым сопротивлением тела. Элементарную аэродинамическую силу можно разложить на две составляющих: на нормальную к поверхности тела элементарную силу давления и на тангенциальную элементарную силу трения. Интеграл по всей поверхности тела от проекции элементарной силы давления на направление вектора C_{∞} называется сопротивлением давления R_p , а интеграл по всей поверхности от элементарной силы трения - сопротивлением трения R_{τ} . При обтекании тел типа крыла плоским потоком лобовое сопротивление называют профильным. Физически сопротивление трения возникает в результате проявления действия сил вязкости, а сопротивление давления - в результате срыва потока с поверхности обтекаемого тела и наличия скачков уплотнения при сверхкритических режимах. В случае обтекания тела

потенциальным потоком, когда газ идеальный (невязкий) и обтекание независимо от формы тела безотрывное, сопротивление трения и сопротивление давления равны нулю. Полное лобовое сопротивление экспериментально определяется при помощи аэродинамических весов. Сопротивление давления можно вычислить, зная распределение статического давления газа по поверхности обтекаемого тела. Сопротивление трения обычно определяется, как разность полного лобового сопротивления и сопротивления давления.

Рассмотрим вычисление сопротивления давления $R_{x\infty}$ при обтекании плоским потоком воздуха профиля компрессорной решетки (рис. 1).

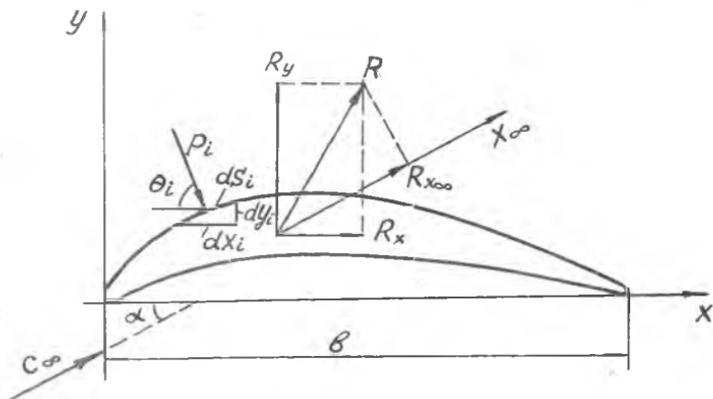


рис. 1.

Если известно распределение статического давления P_i по контуру профиля, то, полагая вектор P_i направленным по нормали к площадке dS_i , проекции результирующей силы давления R на оси координат Ox и Oy , приходящиеся на единицу длины профиля, можно вычислить по следующим формулам:

$$R_x = \int_s P_i \cos \theta_i dS_i = \int_s P_i dy_i \quad (1)$$

$$R_y = - \int_s P_i \sin \theta_i dS_i = - \int_s P_i dx_i \quad (2)$$

Тогда сопротивление давления $R_{x\infty}$, которое равно проекции

результатирующей силы давления R на направление вектора скорости C_∞ набегающего невозмущенного потока, образующего с хордой l профиля, совпадающей с осью Ox , угол α , можно определить по формуле

$$R_{x\infty} = R_x \cdot \cos \alpha + R_y \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

Обычно принято задавать распределение давления по контуру профиля посредством безразмерного давления

$$\bar{p} = \frac{P_i - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho_\infty C_\infty^2}, \quad (4)$$

где $P_\infty, \rho_\infty, C_\infty$ - соответственно статическое давление, статическая плотность и скорость набегающего потока. Кроме формул (1, 2, 3), существует формула для определения $R_{x\infty}$ через силу динамического давления набегающего потока в виде

$$R_{x\infty} = C_{xg} \frac{1}{2} \rho_\infty C_\infty^2 \cdot S, \quad (5)$$

где C_{xg} - так называемый коэффициент сопротивления давления; S - площадь профиля в плане.

Для единицы длины профиля $S = b \cdot l$ и C_{xg} определяется по формуле:

$$C_{xg} = \frac{R_{x\infty}}{\frac{1}{2} \rho_\infty C_\infty^2 \cdot b} \quad (6)$$

Интегралы в формулах (1) и (2) при вычитании из переменного давления P_i постоянного статического давления P_∞ не изменятся, так как они взяты по замкнутому контуру S , т.е.

$$R_x = \int_S (P_i - P_\infty) dy; \quad R_y = - \int_S (P_i - P_\infty) dx; \quad (7)$$

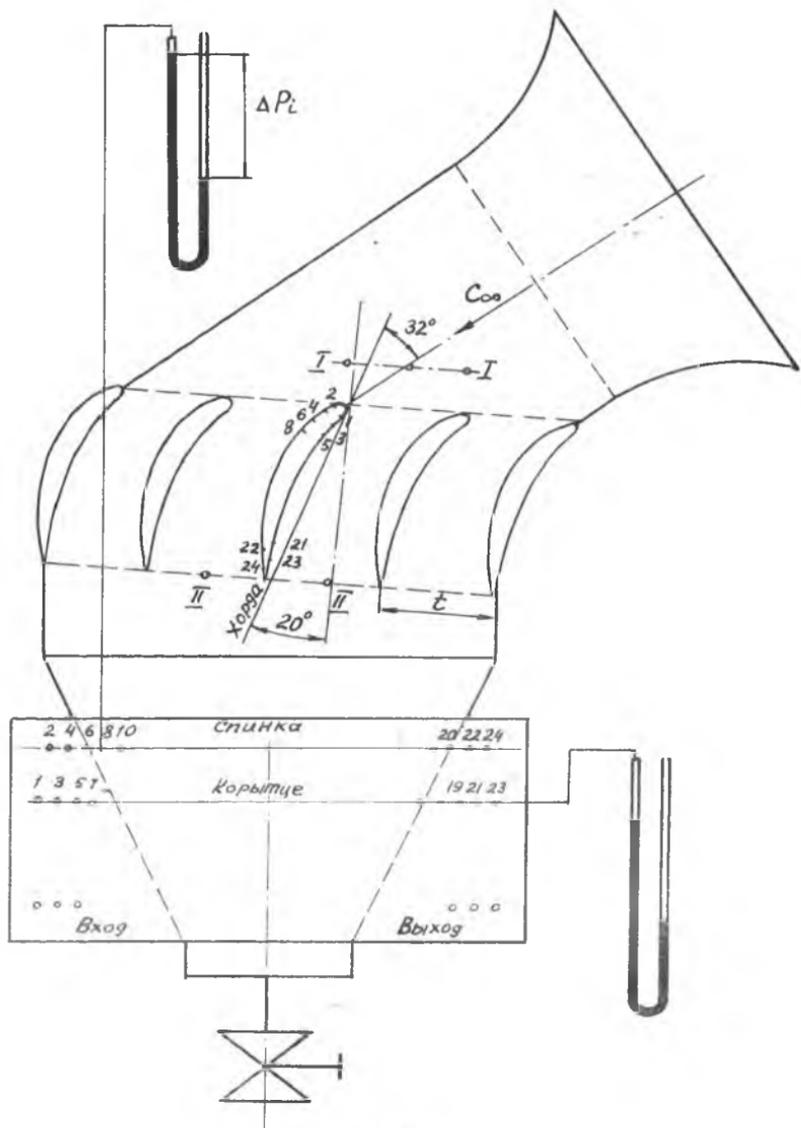


Рис. 2.

Тогда формула (6) с учетом (3), (4), (7) преобразуется к виду

$$C_{xg} = \frac{\cos \alpha}{b} \int_S \bar{p} dy - \frac{\sin \alpha}{b} \int_S \bar{p} dx. \quad (8)$$

Обычно интегралы в формуле (8) вычисляются методом численного интегрирования по замкнутому контуру профиля, при этом dx_i и dy_i берутся со знаком плюс для тех точек контура, в которых при обходе контура по часовой стрелке приращение ΔX_i или ΔY_i совпадает с положительным направлением осей координат OX или OY .

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Установка представляет собой плоскую компрессорную (диффузорную) решетку из пяти профилей. Средний профиль дренирован двадцатью четырьмя отверстиями для измерения статического давления в плоскости, проходящей через середину длины образующей профиля. Подводящий и отводящий каналы выполнены из плексигласа. Под действием разрежения, создаваемого вакуум-насосом за решеткой, в ней создается поток воздуха из атмосферы. Параметры торможения воздуха на входе в решетку принимаются равными параметрам воздуха в атмосфере. Схема установки представлена на рис. 2.

Параметры потока на входе в решетку определяются по статическому давлению, измеряемому посредством дренажных отверстий I-I в боковой стенке подводящего канала. Для определения противодавления на выходе из решетки также имеются дренажные отверстия II-II. Координаты дренажных отверстий среднего профиля и геометрические параметры решетки указаны на рис. 3.

Таблица I

b мм	t мм	θ°	α°	l мм
80	48	60	32	25

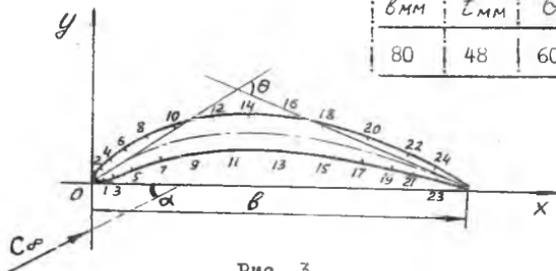


Рис. 3

Таблица 2

N° точк	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
$\Delta X_{мм}$	-3,9	-2,7	-5,1	-6,4	-7,7	-9,2	-9,3	-8,9	-7,5	-5,6	-5,0	-8,7
$\Delta y_{мм}$	-0,6	-1,1	-1,9	-1,9	-1,4	0,5	0,6	1,1	1,2	1,1	1,2	2,2
N° точк	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$\Delta X_{мм}$	2,5	2,7	3,9	5,5	7,0	7,5	7,8	7,9	8,6	9,1	7,5	10,0
$\Delta y_{мм}$	3,9	2,1	2,6	2,7	2,4	1,2	0,1	-1,0	-2,0	2,9	3,2	-5,9

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. После включения вакуум-насоса, открывая вентиль установки, создать режим течения, при котором перепад давления по пьезометру $\Delta P_T = 300$ мм вод.ст.

2. Записать показания пьезометров статического давления в 24-х точках по контуру профиля, а также перепады давления на входе и выходе ΔP_H из решетки.

3. Приоткрывая вентиль установки, создать режим течения, при котором $\Delta P_T = 500$ мм вод.ст.

4. Повторить п.2 на новом режиме.

5. Записать в протокол давление P_H и температуру t_H атмосферного воздуха.

6. Закрыв вентиль, выключить установку.

Примечание. После включения вакуум-насоса, во избежание утечки воды из пьезометров, категорически запрещается закрывать входное отверстие установки.

Рабочие формулы

1. Статическое давление на входе и выходе из решетки

$$P_T = P_H + 13,6 \cdot (\Delta P_T)_{сп} \text{ [мм вод.ст.]}$$

$$P_H = P_H + 13,6 \cdot (\Delta P_H)_{сп} \text{ [мм вод.ст.]}$$

$$(\Delta P_T)_{сп} \text{ и } (\Delta P_H)_{сп}$$

... указывается в скобках среднее арифметическим значение

ниями перепадов давления в сечениях I-I и II-II соответственно.

2. Газодинамические функции потока воздуха на входе в решетку (сечение I-I) $\mathcal{F}_I = \frac{P_I}{P_H}$, λ_I, ε_I по ГДФ при $K=1,4$

3. Плотность набегающего потока

$$\rho_I = \varepsilon_I \rho_{0I} \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4} \right], \quad \rho_{0I} = \frac{P_H \cdot 13,6}{gRT_H} \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4} \right],$$

$$T_H = t_H + 273 [^\circ\text{K}], \quad R = 29,27 \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot 273} \right], \quad P_H - [\text{мм рт. ст.}]$$

4. Скорость набегающего потока

$$C_I = a_{кр} \lambda_I \text{ м/сек}, \quad a_{кр} = 18,3 \sqrt{T_H} \text{ м/сек}$$

5. Статическое давление по контуру профиля

$$P_i = P_H \cdot 13,6 - \Delta P_i \text{ мм бар ст.}$$

6. Относительное давление по контуру профиля

$$\bar{P}_i = \frac{P_i - P_H}{\frac{1}{2} \rho_I C_I^2}$$

в некоторых точках возможно отрицательное \bar{P}_i

7. Коэффициент сопротивления давления

$$C_{xg} = \frac{\cos \alpha}{b} \sum_{i=1}^{i=24} \bar{P}_i \cdot \Delta y_i - \frac{\sin \alpha}{b} \sum_{i=1}^{i=24} \bar{P}_i \cdot \Delta x_i,$$

где $b = 80 \text{ мм}$, $\alpha = 32^\circ$;

\bar{P}_i принимается со своим знаком (как в п. 6);

величина и знак Δx_i мм и Δy_i мм указаны в таблице I рис. 3.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Протокол эксперимента, включая схему установки.
2. График распределения давления $P_i = f(x)$ для спинки и корытца профиля на одном из режимов.
3. Вычислить коэффициент сопротивления давления C_{xg} для двух режимов.
4. Выводы по работе.

РАБОТА № 2

Исследование центробежного микрокомпрессора

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе производится определение характеристик центробежного микрокомпрессора, имеющего $D_n = 35 \text{ мм}$ и $n_{max} = 35000 \text{ об/мин}$. Этот микрокомпрессор является моделью больших центробежных компрессоров, но из-за крайне малых размеров колеса имеет малую окружную скорость $U_{max} = 140 \text{ м/сек}$. При этом степень сжатия воздуха в нем не превышает $\pi_k = 1,3$. В отличие от больших компрессоров микрокомпрессор имеет большие относительные зазоры и кривизну каналов колеса и лопаточного диффузора. В результате больших потерь в зазорах и большой неравномерности потока в каналах колеса и диффузора микрокомпрессор обладает значительно меньшим к.п.д., чем большой компрессор, однако характеристики его обладают теми же закономерностями, что и в большом компрессоре. С другой стороны, установка с микрокомпрессором проста, приводится в движение от малоомощного двигателя (воздушной турбины) и поэтому удобна в качестве лабораторной работы.

Цель работы

Изучение установки для испытания микрокомпрессора

Снятие характеристики микрокомпрессора $\pi_k = f(G; n)$
и расчет характеристик $\eta_{ад,к} = f(\pi_k; G; n)$

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки для испытания микрокомпрессора и схема измерений даны на рис. 4. Колесо 3 микрокомпрессора приводится во вращение от воздушной центробежной микротурбины I посредством общего вала 2. Изменение расхода воздуха осуществляется посредст-

вом дроссельного устройства на выходе из компрессора, представляющего собой систему четырех отверстий, перекрываемых диском. Изменение расхода воздуха осуществляется посредством диафрагмы 7, установленной во входной трубе 6. Перед колесом компрессора установлен неподвижный направляющий аппарат 4. Выходя из колеса, воздух попадает в лопаточный диффузор 5, а затем в воздухоотборник 8 и через дроссельное устройство - в окружающую среду. Чертежи колеса и диффузора даны на рис. 5 и 6.

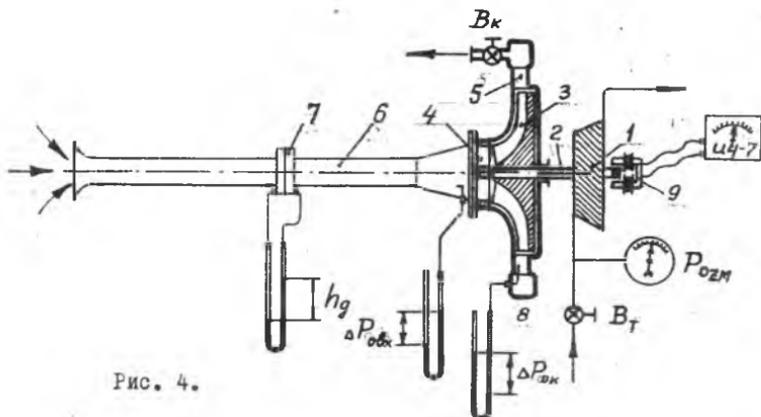


Рис. 4.

В системе компрессора (рис. 4) измеряются: расход воздуха G_K , обороты n , давление торможения $P_{овх}$ на входе и $P_{ок}$ на выходе, давление сжатого воздуха $P_{оз}$ на входе в турбину. Расход G_K измеряется посредством нормальной диафрагмы 7, обороты n - посредством электромагнитного датчика 9 и измерителя частоты ИЧ-7, давление $P_{овх}$ на входе и $P_{ок}$ на выходе из компрессора измеряется ртутными пьезометрами. Кроме того, при расчете характеристик компрессора используются давление P_H (измеряется барометром) и температура t_H (измеряется термометром) окружающей среды, из которой происходит всасывание воздуха компрессором. Крутящий момент $M_{кр.т}$, необходимый при расчете характеристик микрокомпрессора, в данной работе не измеряется, а определяется из графика на рис. 7, представляющего собой зависимость крутящего момента $M_{кр.т}$ на вале турбины от давления $P_{оз}$ воздуха перед турбиной и оборотов n_t вала турбины, и полученного путем предварительных испытаний микротурбины, в которых $M_{кр.т}$ определяется посредством магнитовоздушного тормоза УИМТ-5.

$M_{кр.г.}$
г.см

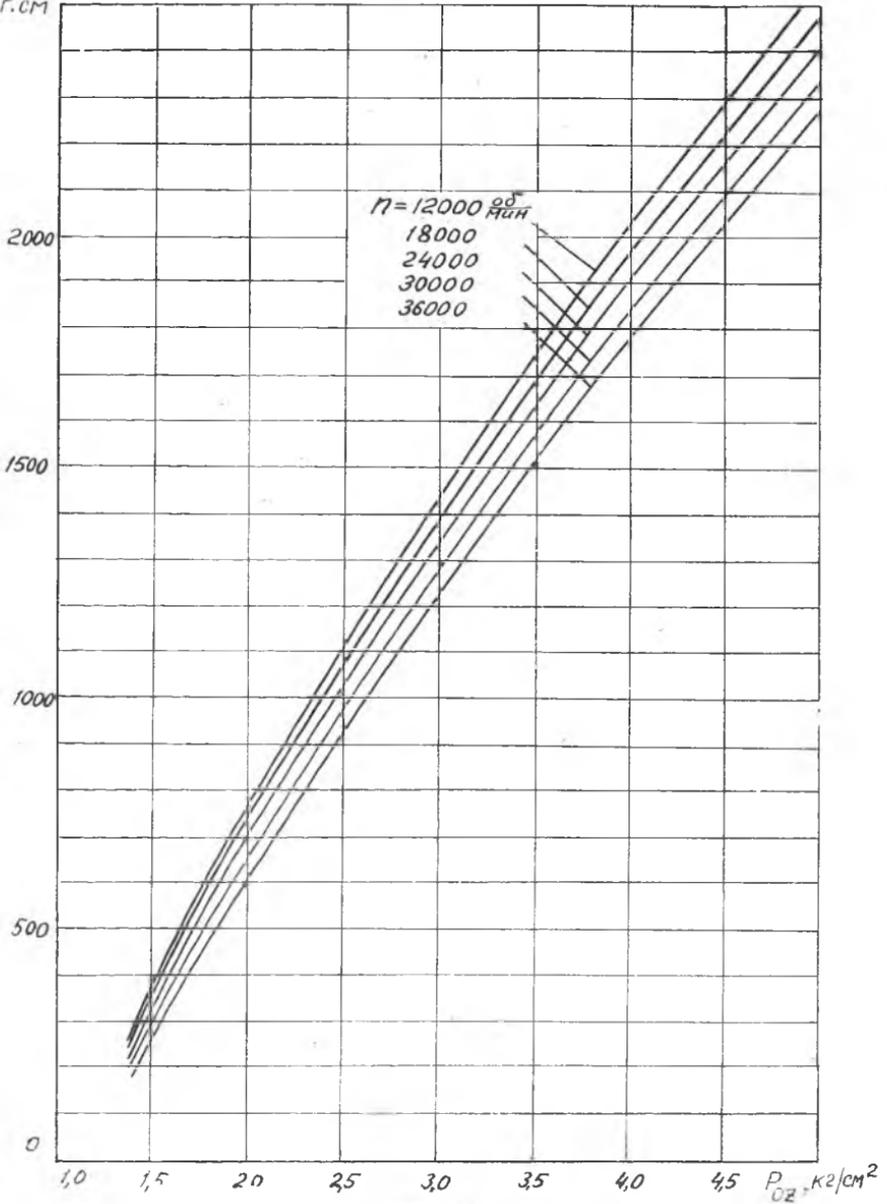


Рис. 7.

При этом используется очевидное равенство $M_{кр.к} = M_{кр.т}$ (так как $N_{ет} = N_{ен}$). Таким образом, момент трения в подшипниках и в уплотнении вала компрессора включается в момент компрессора $M_{кр.к}$. В этом случае к.п.д. $\eta_{ог.к}$ включает не только потери при политропном сжатии воздуха в микрокомпрессоре, но и потери на трение в подшипниках и в уплотнении.

Основные параметры микрокомпрессора:

Мощность $N_k = 1,05$ (л.с.) при расчетных оборотах $n_k = 33000^{об}/мин$ и расходе воздуха $G_k = 2,7$ кг/мин. При этом давление воздуха перед микротурбиной $P_{оз} = 5,02 \frac{кг}{см^2}$, $\eta_{ок} = 1,12$.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1. При наличии в сети сжатого воздуха с давлением не ниже 4 атм, плавно открывая вентиль турбины B_T , включить установку.

2. Проверить работу системы смазки подшипников установки. Включить в электросеть 220 В прибор ИЧ-7. Записать в протокол значение давления P_H по барометру и t_H по термометру.

3. Полностью закрыть дроссельное устройство B_K на выходе из компрессора. Плавно открывая вентиль B_T на входе в турбину, достигнуть оборотов $n = 24000^{об}/мин$. (при $Y = 2$, $n_g = 40$ на шкале ИЧ-7). Записать в протокол показания: манометра $P_{озМ}$; пьезометров - $n_{г1} P_{озк}$; $\Delta P_{ок}$ прибора ИЧ-7 - n_g, Y . Плавно открывая вентиль B_T , увеличить давление $P_{оз}$ до достижения оборотов $n = 36000^{об}/мин$ (при $Y = 2$, $n_g = 60$). Записать в протокол показания приборов (как и в п. 4).

4. Повернуть диск дроссельного устройства B_K на выходе из микрокомпрессора примерно на $1/4$ хода. Повторить п. 3 (для оборотов $n = 24000, 36000^{об}/мин$).

5. Повернуть диск дроссельного устройства B_K примерно на $1/2$ хода. Повторить п. 3.

6. Повернуть диск дроссельного устройства B_K примерно на $3/4$ хода. Повторить п. 3.

7. Полностью открыть дроссельное устройство B_K . Повторить п. 3.

8. После окончания опытов плавно закрыть вентиль B_T , выключить прибор ИЧ-7, закрыть кран масленки системы смазки подшипников.

ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ОПЫТОВ

1. Давление воздуха перед турбиной

$$P_{оз} = P_{озМ} + \frac{D_m}{7 \cdot 5,6} \text{ кг/см}^2, \quad P_{озМ} - \text{атм}, \quad P_H - \text{мм. рт. ст.}$$

2. Удельный вес воздуха перед диафрагмой микрокомпрессора

$$\rho_g = \frac{P_H \cdot 13,6}{P \cdot T_H} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad P_H - \text{мм рт.ст.}, \quad R = 29,27 \frac{\text{кгм}}{\text{кг.град}}$$

$$T_H = 273 + t_H \text{ } ^\circ\text{K.}$$

3. Расход воздуха через микрокомпрессор

$$G_K = \frac{1,252}{60} \alpha d^2 \sqrt{h_g \rho_g} \frac{\text{кг}}{\text{мин}}$$

$$d = 2,5 \text{ см}; \quad \alpha = 0,73$$

$$h_g - \text{мм вод.ст.}; \quad \rho_g \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

4. Число оборотов вала микрокомпрессора-

$$n = 300 \cdot \psi \cdot n_{\text{дет}} \text{ } ^\circ/\text{мин}, \quad \psi = 2$$

5. Давление на выходе и на входе в микрокомпрессор и степень сжатия

$$P_{\text{ок}} = \frac{P_H + \Delta P_{\text{ок}}}{735,6} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$P_H - \text{мм рт.ст}$$

$$\Delta P_{\text{ок}} - \text{мм рт.ст.}$$

$$P_{\text{овх}} = \frac{P_H - \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \Delta P_g}{735,6}$$

$$P_H - \text{мм рт.ст.}$$

$$\Delta P_{\text{овх}} - \text{мм рт.ст}$$

ΔP_g - перепад на шайбе, мм рт.ст

$$d = 25 \text{ мм}; \quad D = 34 \text{ мм}$$

$$\tau_{\text{ок}} = \frac{P_{\text{ок}}}{P_{\text{овх}}}$$

6. Адиабатная работа микрокомпрессора

$$L_{\text{адк}} = 102,5 T_H (\tau_{\text{ок}}^{0,286} - 1) = 102,5 T_H \left(\frac{1}{\tau_{\text{ок}}} - 1 \right) \frac{\text{кгм}}{\text{кг}}$$

$$\tau_{\text{ок}} - \text{находится по } \tau_{\text{ок}} = \frac{1}{\tau_{\text{ок}}} \text{ из } \Gamma \cdot D \cdot \Phi$$

7. Крутящий момент микрокомпрессора

$$M_{\text{кр.к}} = M_{\text{кр.т}} \cdot R \cdot \text{см}$$

где $M_{кр.т}$ находится на графике рис. 7 по P_{02} и n .

8. Мощность микрокомпрессора

$$N_k = \frac{M_{кр.т} \cdot n}{716,2 \cdot 10^5} \text{ л.с.}, \quad n - \text{об/мин}, \quad M_{кр.т} - \text{Г.см}$$

9. Действительная работа сжатия воздуха в микрокомпрессоре

$$L_{гк} = \frac{75 \cdot 60 \cdot N_k}{G_k} = \frac{4500 \cdot N_k}{G_k} \frac{\text{кГм}}{\text{кг}},$$

$N_k - \text{л.с.} \quad G_k - \text{кг/мин.}$

10. Адиабатный к.п.д. микрокомпрессора (по параметрам торможения)

$$\eta_{ад.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{г.к}}$$

О Т Ч Е Т

1. Вычертить схему установки.
2. Обработать результаты опыта и занести расчетные данные в протокол.
3. Построить графики $T_{0к} = f(G_k, n)$ для двух значений числа оборотов n .
4. Нанести на графики $T_{0к} = f(G_k, n)$ значения к.п.д. $\eta_{ад.к}$ в точках измерений.

РАБОТА № 3

Исследование центробежного микронасоса ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МИКРОНАСОСОВ

Жидкостные центробежные микронасосы могут найти применение в микроракетных двигателях, в микронасосных установках, в гидроприводе и т.д. Кроме того, микронасосы, как модели больших насосов, могут использоваться для опытного изучения рабочего процесса в больших насосах. При этом опытная установка будет маломощная, малогабаритная, дешёвая. Однако следует иметь в виду, что в микронасосах, имеющих внешний диаметр колеса меньше 100 мм, зазоры и пограничный слой имеют значительно большее относительное влияние, чем в подобных им больших насосах. В результате, гидравлический и объёмный к.п.д. микронасоса значительно меньше, чем у подобного ему большого насоса. Испытания микронасосов, как и больших натуральных насосов, можно производить не только на рабочей жидкости, но и на другой жидкости, например, воде, с последующим пересчетом характеристик с применением теории подобия.

Цель работы

Изучение установки для испытания микронасосов; снятие нормальной характеристики микронасоса $H = f(Q)$; снятие срывной кавитационной характеристики $H = f(P_{6x})$.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Схема установки для испытания микронасоса и схема измерений дана на рис. 8. Микронасос H центробежного типа приводится в движение воздушной радиальной турбиной T , колесо которой находится на одном валу с колесом насоса. Вал насоса вращается в шариковых подшипниках АГООВ. Турбина работает на сжатом воздухе; её

мощность изменяется посре. этом изменения расхода воздуха, осуществяемого вентилем B_1 . Для более тонкого регулирования мощности турбины /или оборотов вала турбо насоса/ служит вспомогательный вентиль B_2 игольчатого типа. Оборты вала измеряются посредством электромагнитного датчика D_1 , соединенного с измерителем частоты ИЧ-7. Насос работает на воде, поступающей из расходного бака B_1 . Для наблюдения процесса кавитации входной патрубков насоса выполнен из плексигласа. Проходное отверстие, для изменения давления $P_{вх}$ на входе в насос перекрывается игольчатым краном K_1 . Кран K_2 служит для изменения расхода воды и создания противодавления P_2 на выходе из насоса. Бак B_2 с водомерной трубкой служит для измерения расхода воды. При измерении расхода сливной клапан K_3 закрывается и по секундомеру определяется время перемещения уровня воды в баке B_2 на высоту, соответствующую 2-3 литрам. Перед работой в бак B_1 заливается три ведра воды. При остановке насоса на длительное время вода сливается из системы через дренажные трубки.

Давление воздуха $P_{1т}$ на входе в турбину и давление воды на выходе из насоса P_2 измеряется манометром, а давление $P_{вх}$ на входе вакуумметром. Температура воды измеряется ртутным термометром.

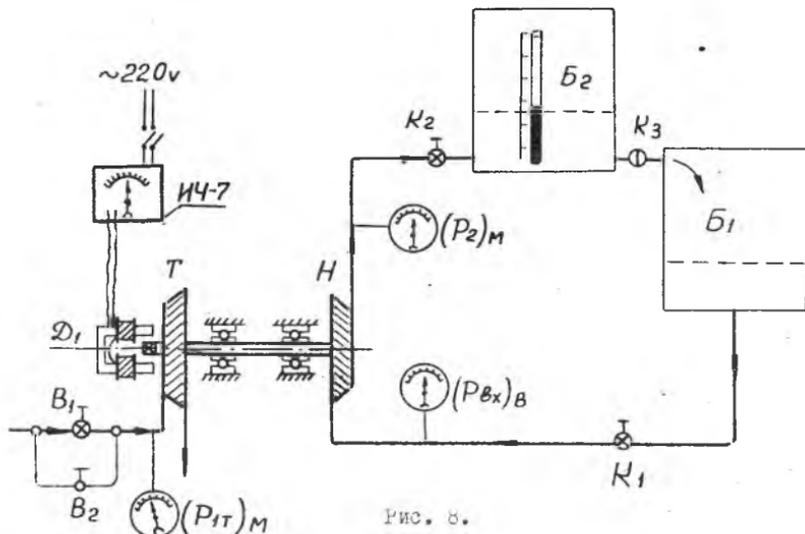


Рис. 8.

Чертеж колеса насоса дан на рис. 9. Колесо имеет четыре лопатки, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Углы наклона касательных к выпуклой поверхности лопатки: на входе $\beta_{1л} = 20^\circ$, на выходе $\beta_{2л} = 25^\circ 20'$.

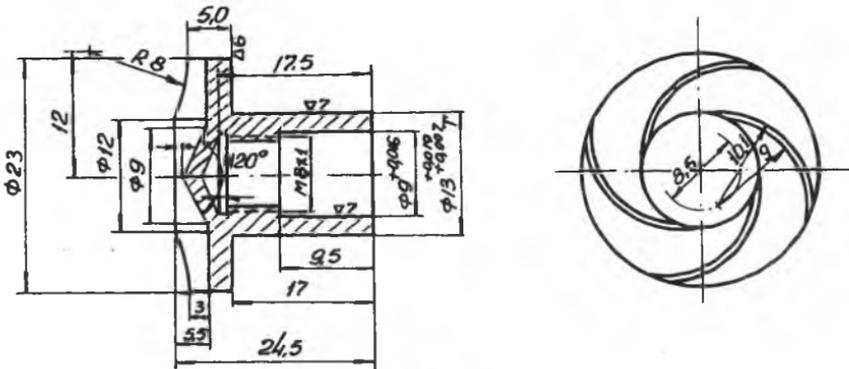


Рис. 9.

Технические данные микронасоса; расчетные обороты $n_p = 24000^{об}/мин$, напор на расчетных оборотах $H_p = 23 м$, расход на расчетных оборотах $Q_p = 0,2^л/сек$.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

а) Снятие нормальной характеристики. Нормальная характеристика микронасоса $H = f(Q)$ снимается при постоянных оборотах. Но так как при изменении напора H и расхода Q изменяется мощность насоса, то при постоянной мощности турбины неизбежно изменение и оборотов. Постоянство оборотов в данной установке поддерживается соответствующим изменением мощности турбины путем увеличения или уменьшения расхода воздуха вентилем B_2 .

1. Перед запуском насоса убедиться в наличии воды /примерно $\frac{2}{3}$ бака/ в расходном баке B_1 , включить в электросеть ИЧ-7, залить масло в масленки подшипников / примерно по 10 капель в каждую/.

2. Открыть полностью краны K_1 и K_2 и клапан K_3 .

3. Плавно открывая вентиль B_1 , довести обороты вала насоса до $n_p = 24000^{об}/мин$.

4. Закрыть клапан K_3 и с помощью секундомера и расходомерной трубки определить расход воды.

5. Записать показания манометра $(P_2)_м$ вакуумметра $(P_{вх})_в$ и показания стрелки на шкале ИЧ-7.

6. Прикрыть кран K_2 . При этом давление $(P_2)_м$ возрастет, а расход Q уменьшится, насос перейдет на режим больших оборотов. Поэтому необходимо прикрыть вентиль B_2 до восстановления первоначальных оборотов.

7. С помощью секундомера и расходомерной трубки определить расход воды. Если в баке B_2 скопилось много воды, необходимо перед измерением расхода слить её в бак B_1 , открыв для этого клапан K_3 .

8. Записать показания манометра $(P_2)_м$, вакуумметра $(P_{вх})_в$ и показания стрелки на шкале ИЧ-7.

9. Повторить п.п. 6,7,8 два-три раза. В результате будет получено 4-5 точек зависимости $H = f(Q)$ называемой нормальной характеристикой. Чтобы снять нормальную характеристику при других оборотах, следует открыть краны K_1 и K_2 и клапан K_3 , перевести турбонасос на заданные обороты, регулируя мощность турбины вентилем B_1 , и повторить все предыдущие пункты, начиная с п. 4.

б) Снятие срывной кавитационной характеристики. Срывная кавитационная характеристика насоса $H = f(P_{вх})$ снижается также при $n = const$.

1) Перед снятием кавитационной характеристики открыть краны K_1 и K_2 и клапан K_3 .

2) Регулируя мощность турбины вентилем B_1 и прикрывая кран K_2 , установить обороты $n_1 = 24000^{00}/мин$, а давление $(P_2)_м = 2,0$ ати.

3) Прикрыть кран K_1 . Восстановить вентилем B_2 постоянство оборотов.

4) Записать показания манометра $(P_2)_м$, вакуумметра $(P_{вх})_в$ и показания стрелки на шкале ИЧ-7.

5) Прикрывая кран K_1 дальше и повторяя при каждом новом положении его пункты 3 и 4, достигаем такого минимального давления $(P_{вх})_{min}$ на входе, при котором в момент появления кавитации на входе в колесо насоса произойдет резкое увеличение оборотов и снижение давления $(P_2)_м$.

б) Снять кавитационную характеристику при $n_2 = 18000^{00}/мин$ для чего открыть кран K_1 , установить вентилем B_1 и краном K_2 обороты $n_2 = 18000$ и давление $(P_2)_м = 2,0$ ати, повторяя пункты 3,4,5, снять кавитационную характеристику при оборотах $n_2 = 18000^{00}/мин$, за-

тем, для остановки турбонасоса закрыть вентили B_I и B_2 , выключить ИЧ-7, закрыть краны K_I и K_2 .

ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

1. Число оборотов вала насоса

$$n = 300 \cdot \gamma \cdot n_{дел} \text{ об/мин}$$

где γ - множитель ИЧ-7.

$n_{дел}$ - показания стрелки на шкале ИЧ-7.

2. Расход воды

$$Q = \frac{V}{t} \text{ л/сек}$$

где - $V = 2 + 3$ литра - количество воды, втекающее в бак B_2 за t сек

3. Давление на выходе из насоса

$$P_2 = (P_2)_M + \frac{P_H}{735,6} \text{ кг/см}^2$$

4. Давление на входе в насос

$$P_{вх} = \frac{P_H}{735,6} - (P_{вх})_B \text{ кг/см}^2$$

5. Напор, создаваемый насосом

$$H = \frac{(P_2 - P_{вх}) \cdot 10^4}{\gamma} = (P_2 - P_{вх}) \cdot 10 \text{ м.}$$

где $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ - удельный вес воды.

О Т Ч Е Т

1. Вычертить схему установки.

2. Обработать результаты опыта и занести расчетные данные в протокол.

3. Построить нормальную характеристику $H = f(Q)$ и срывную кавитационную характеристику насоса $H = f(P_{вх})$ для двух значений оборотов $n_1 = 24000 \text{ об/мин}$ и $n_2 = 18000 \text{ об/мин}$.

РАБОТА № 4

Исследование центростремительной микротурбины РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПАРЦИАЛЬНОЙ ВОЗДУШНОЙ МИКРОТУРБИНЫ

Воздушные микротурбины, имеющие мощность примерно до 5 л.с, диаметр колеса до 60 мм, работают на сжатом воздухе давления 5+6 ати при температуре $10+30^{\circ}\text{C}$. Применяются они в качестве двигателей во вспомогательных приводах в шлифовальном ручном инструменте, в воздушных турбоохладительных установках. Кроме того, по характеристикам воздушной микротурбины, применяя теорию подобия течения, можно рассчитать характеристики подобных газовых микротурбин. В результате малой мощности воздушные микротурбины обычно парциальные, а потому у них имеются дополнительные потери - вентиляционные и на выкачивание.

Воздушные микротурбины применяются центростремительные либо осевые. В случае парциальной турбины колесо работает по активному принципу, т.е. практически без перепада давления. При этом оптимальное значение параметра $\frac{u}{c_{ax}}$ для парциальной турбины меньше 0,5, при-сущего активной турбине с парциальностью $\epsilon = 1$.

Цель работы

Изучение установки для испытания микротурбин. Снятие характеристик $\eta_{ag} = \eta \left(\frac{u}{c_{ax}} \right)$ центростремительной парциальной воздушной микро-турбины.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки для испытания микротурбины /УИМТ-5/ и схема измерений дана на фиг. 10. В неподвижном корпусе

2, укрепленном при помощи кронштейна на столе, на внешних призмах II свободно подвешен корпус 6 магнитно-воздушного тормоза. Во внутренних подшипниках корпуса тормоза вращается вал 5 с закрепленными на нем колесом турбины 4, вентилятором 8 и диском тормоза 7. Сжатый воздух из ресивера проходит через нормальную диафрагму I3, служащую для измерения расхода воздуха, и через входной патрубок I поступает в сопла 3 турбины, где он расширяется, вращает колесо 4 турбины и выбрасывается в атмосферу. Тормозной момент, равный крутящему моменту турбины, создается в результате взаимодействия магнитного поля, создаваемого постоянным электромагнитом I2, и индуцированного в алюминиевом диске 7 электрического поля токов Фуко. Тормозной момент уравнивается грузом при помощи рычажных весов с длиной рычага l . Обороты вала турбины определяются при помощи электромагнитного датчика и измерителя частоты ИЧ-7. Принцип работы датчика оборотов состоит в следующем: при вращении конца вала, имеющего две лыски в области электромагнита датчика, изменяется воздушный зазор между валом и полюсами магнита датчика. В результате изменения напряженности магнитного поля за каждый оборот вала в измеритель частоты ИЧ-7 посылаются два сигнала тока, где они усиливаются и переводятся в шкалу оборотов. На рис. II и 12 приведены чертежи соплового аппарата и колеса турбины.

Основные параметры турбины:

Расчетное давление воздуха на входе в турбину $P_{0\text{в}} = 3 \text{ атм}$;
Расчетная температура воздуха на входе в турбину $t_{0\text{в}} = 20^\circ\text{C}$;
Мощность турбины $N_{\text{в.т.}} = 0,68 \text{ л.с.}$ / при оборотах $n = 40000 \text{ об/мин}$
Расход воздуха $G = 1,18 \text{ кг/мин}$;
Число сопел $Z_{\text{ср}} = 10$. Диаметр колеса $D_1 = 40 \text{ мм}$.
Парциальность $\varepsilon = 0,4$.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1. Убедиться по манометру в наличии в сети сжатого воздуха с давлением не ниже 4 ати.
2. Включить в электросеть 220 V прибор ИЧ-7 и преобразователь тока. Множитель в приборе установить в положение 2.
3. Плавно открывая дроссель установки, установить режим $P_{0\text{зм}} = 1 \text{ ати}$. Следить за пьезометром нормальной диафрагмы во избежание

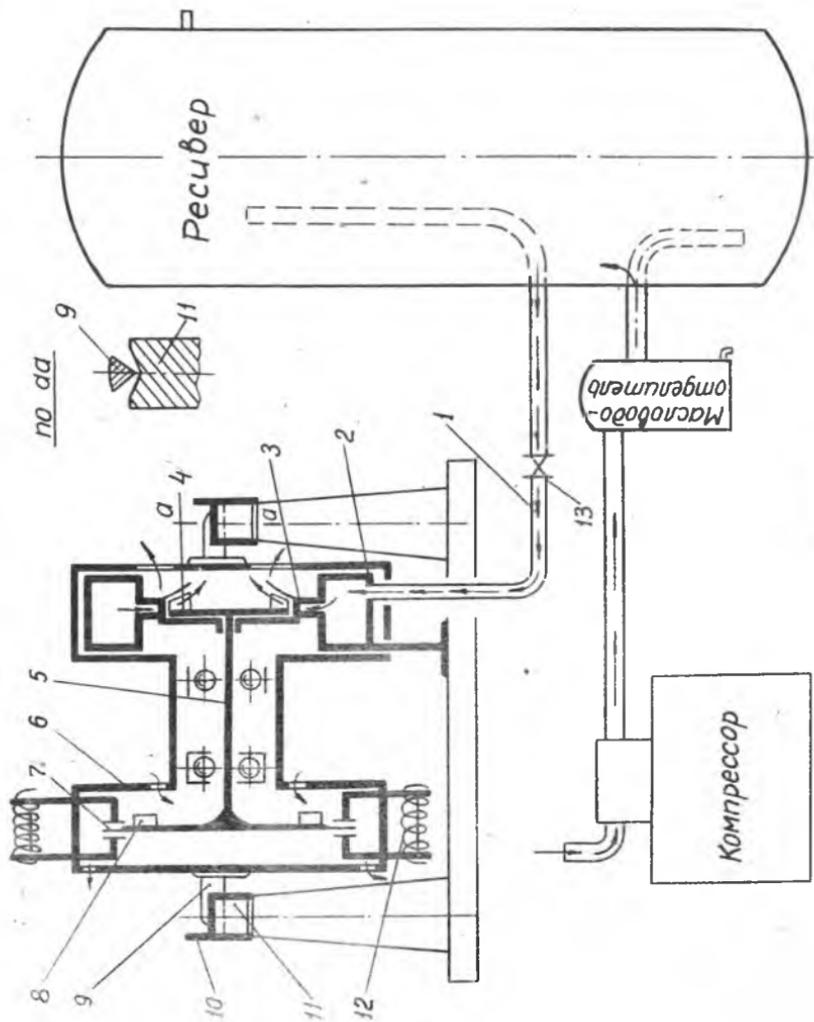


Рис. 10.

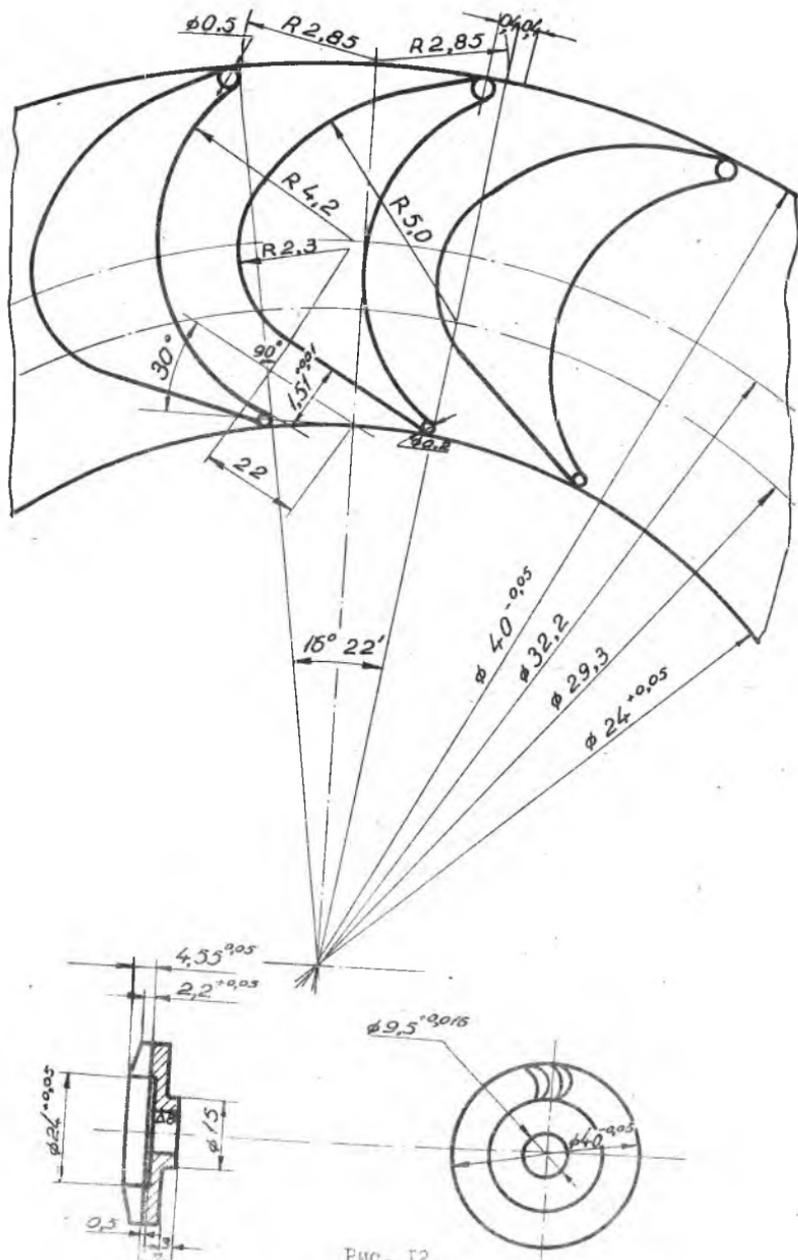


Рис. 12.

выбывания воды из пьезометра.

4. Изменяя силу тока реостатом преобразователя, установить максимально возможные обороты.

5. Измерить крутящий момент.

6. Записать в протокол показания манометра P_{02M} , пьезометра Δh нормальной диафрагмы, вес гирь на весах тормоза, число делений $N_{дел}$ по шкале ИЧ-7, значение атмосферного давления по барометру и температуру сжатого воздуха на входе в турбину.

7. Устанавливая путем изменения силы тока преобразователя различные обороты, соответствующие $N_{дел} = 50; 10; 30$, повторить п. 5 и 6.

8. Плавно приоткрывая дроссель установки, установить режим $P_{02M} = 2$ ати и повторить п. 4; 5; 6; 7.

9. После окончания опытов выключить преобразователь тока и прибор ИЧ-7, плавно закрыть дроссель установки.

ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

1. Давление воздуха перед турбиной.

$$P_{02} = P_{02M} + \frac{P_M}{135,6} \text{ кг/см}^2 \quad P_{02M} - \text{ати}; P_M - \text{мм рт. ст.}$$

2. Температура воздуха перед турбиной

$$T_{02} = t_{02} + 273^\circ \text{K}$$

3. Удельный вес воздуха перед нормальной диафрагмой

$$\rho_g = \frac{P_g \cdot 10^4}{R \cdot T_g} \approx \frac{P_{02} \cdot 10^4 + \Delta h}{R \cdot T_{02}} \text{ кг/м}^3$$

$$P_{02} - \text{кг/см}^2; \Delta h - \text{мм вод. ст.} \quad R = 29,27 \frac{\text{кг.м}}{\text{кг.град}}$$

4. Расход воздуха

$$G = \frac{1,252}{60} \alpha d^2 \sqrt{\Delta h \cdot \rho_g} \text{ кг/мин};$$

$\alpha = 0,680$ - коэффициент расхода нормальной диафрагмой при $d = 1,7$ см и $D_{пр.} = 2,7$ см.

$$d - \text{см}; \Delta h - \text{мм вод. ст.}; \rho_g - \text{кг/м}^3$$

5. Крутящий момент турбины

$$M_{кр} = P \cdot \ell \cdot r \text{ см}; \quad \ell = 14,8 \text{ см}; \quad G - \text{г}$$

6. Число оборотов вала турбины

$$n = 300 \cdot \psi \cdot n_{\text{дел}} \text{ об/мин } \psi = 2$$

7. Эффективная мощность турбины

$$N_e = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{716,2 \cdot 10^5} \text{ л.с.}, M_{\text{кр}} - \text{Г.см.}, n - \text{об/мин}$$

8. Адиабатная работа расширения воздуха

$$\Delta a_{\text{ад}} = 102,5 \cdot T_{\text{оз}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{\text{оз}}} \right)^{0,286} \right] \frac{\text{КГ.М}}{\text{КГ}}$$

9. Адиабатная скорость воздуха, соответствующая работе $\Delta a_{\text{ад}}$

$$C_{\text{ад}} = \sqrt{2g \Delta a_{\text{ад}}} \text{ м/сек}$$

10. Окружная скорость колеса турбины

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ м/сек}, D_1 = 0,04 \text{ м.}$$

II. Адиабатный к.п.д. турбины по статическим параметрам на выходе /без учета выходной скорости/

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{\Delta e}{\Delta a_{\text{ад}}} = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 60}{\Delta a_{\text{ад}} \cdot G}$$

N_e - л.с., $\Delta a_{\text{ад}}$ - КГ.М, G - КГ/мин

О Т Ч Е Т

1. Вычертить схему установки.
2. Обработать результаты опыта и занести расчетные данные в протокол.

3. Построить графики $\eta_{\text{ад}} = f\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)$ для различных $D_{\text{оз}}$

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Работа № 1. Исследование распределения давления по контуру профиля плоской компрессорной решетки	3
Работа № 2. Исследование центробежного микрокомпрессора	10
Работа № 3. Исследование центробежного микронасоса .	18
Работа № 4. Исследование центростремительной микро-турбины	23

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО КУРСУ "ЛОПАТОЧНЫЕ МАШИНЫ"

Редактор А.И.Кондратьева
Корректор Е.П.Михайлова

ЕО 04811. Подписано в печать 11/У-1970. Формат 60x84 ¹/16.
Объем 2 п.л. Тираж 1000 экз. Цена 12 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П. Королева г.Куй-
бышев, молодогвардейская, 151.

Ротапринтный цех типографии им. Мяги, г.Куйбышев, Венцека, 60.

Заказ № 4633