

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Южно-Российский государственный технический университет
(Новочеркасский политехнический институт)

И.Я. Шестаченко

**ТУРБИНЫ
ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ
ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ**

Учебно-методическое пособие к лабораторным работам

Новочеркасск ЮРГТУ (НПИ)

2010

УДК 621.165 (075.8)

ББК 31.363

Ш 51

Рецензент – доктор техн. наук, проф. Н.Н. Ефимов

Шестаченко И. Я.

Ш 51 Турбины тепловых и атомных электрических станций: учеб.-метод. пособие к лабораторным занятиям / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2010. - 46 с.

В пособии дано описание экспериментальных установок двух лабораторных работ по газодинамике турбомашин, изложены методики определения на основе опытных данных газодинамических характеристик решеток рабочих лопаток турбин, конфузоров и диффузоров.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 140 101 65 (100500) – Тепловые электрические станции по курсу «Турбины тепловых и атомных электрических станций». Может быть использовано при выполнении экспериментальных исследований по газодинамике.

УДК 621.165 (075.8)

ББК 31.363

© Южно-Российский государственный
технический университет, 2010

© Шестаченко И.Я., 2010

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБТЕКАНИЯ ПРЯМОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЁТКИ ПОТОКОМ ВОЗДУХА

Цель работы:

- 1) Ознакомление с общей методикой экспериментальных исследований обтекания турбинных лопаток.
- 2) Определение основных газодинамических и энергетических характеристик турбинной решётки:
 - коэффициента потери энергии турбинной решётки $\zeta_{\text{л}}$,
 - окружного $P_{\text{и}}$, осевого $P_{\text{а}}$ и суммарного P усилий, действующих на лопатку.

Краткое описание экспериментальной установки

Исследованию подвергается прямая решётка турбинных лопаток активного типа с формой профиля Р-3021-МЭИ. Решётка набрана из укороченных по длине рабочих лопаток I ступени ЦНД турбины К-300-240 ХТГЗ. Геометрические характеристики решётки: высота $l = 61$ мм, хорда профиля $b = 30,5$ мм, шаг решётки $t = 20$ мм, угол установки лопаток в решётке $\beta_y = 80^\circ$, количество лопаток в решётке $z = 8$. Две средних лопатки дренированы в среднем сечении отверстиями диаметром 0,8 мм для измерения распределения давлений по контуру профиля лопатки. Все дренажные отверстия расположены на вогнутой и выпуклой поверхностях двух лопаток, образующих один межлопаточный канал (рис.1.1).

Каждое дренажное отверстие соединено эластичной трубкой с батарейным водяным манометром. Такое соединение позволяет одновременно регистрировать давления во всех точках измерения на поверхности лопатки.

Схема экспериментальной установки показана на рис.1.2. Воздух для продувки решётки лопаток 4 подаётся вентилятором через успокоительную камеру 1. Для сглаживания пульсаций потока в успокоительной камере имеется выравнивающая решётка 2, набранная из пластин гофрированного железа. На выходе из успокоительной камеры установлено прямоугольное суживающееся сопло 3 с косым выходным срезом. К косому

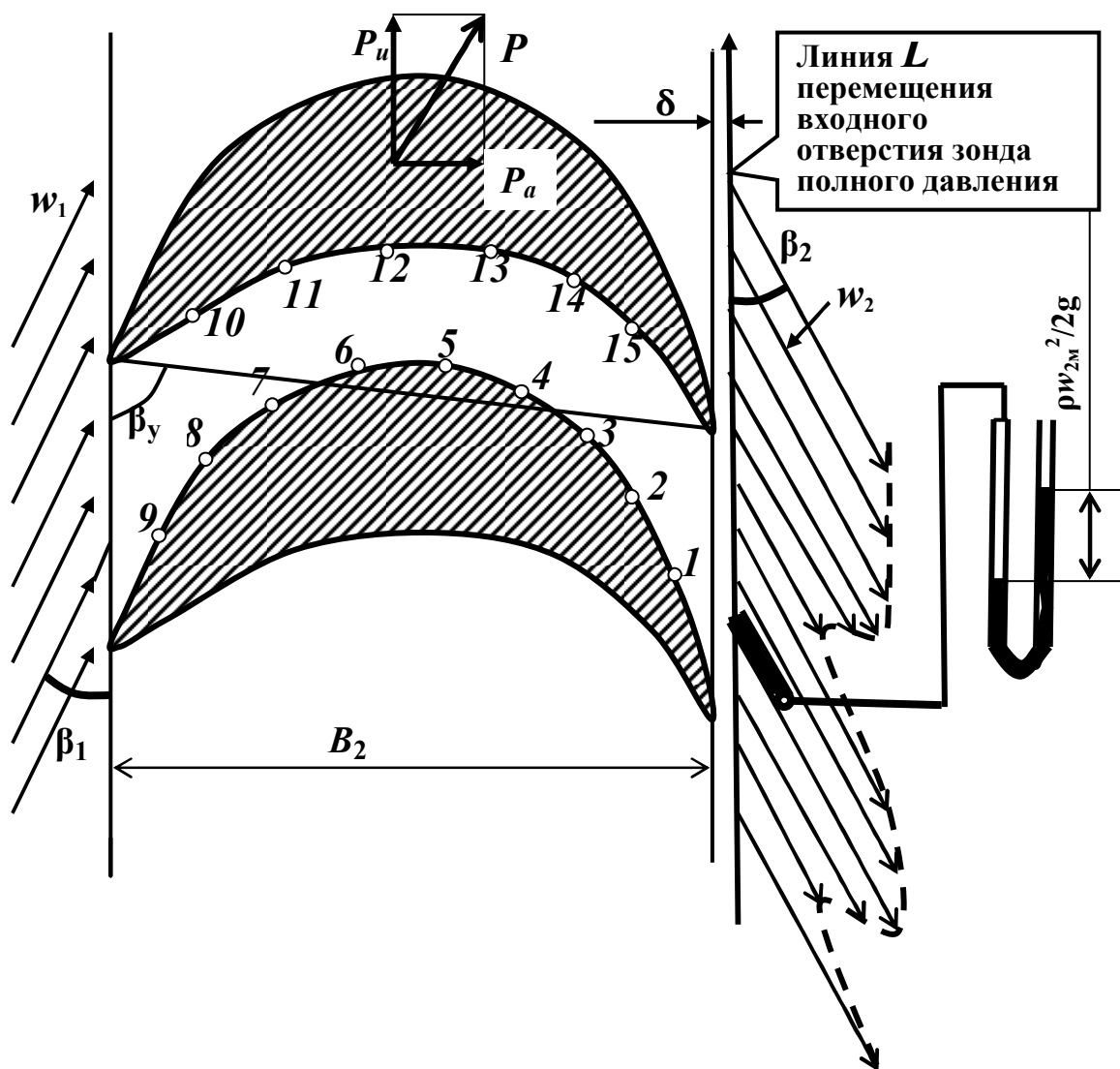


Рис.1.1. Расположение точек измерения давления на выпуклой и вогнутой поверхностях лопатки

срезу вплотную примыкает исследуемая решётка 4.

Для определения потерь энергии в решётке лопаток необходимо измерять полную энергию (полное давление) потока перед исследуемой решёткой и за нею. Для измерения полного давления за решёткой служит трубка (зонд) полного давления 5, закреплённая на ползунке 6, имеющем возможность перемещаться вдоль решётки на 1мм при повороте установочного винта 7 на один оборот (шаг резьбы винта равен 1мм). При вращении винта приёмное отверстие зонда полного давления может перемещаться на расстоянии $\delta=(1...5)$ мм от выходных кромок лопаток (рис.1.1). При этом можно измерять полные давления потока воздуха в различных точках за решёткой.

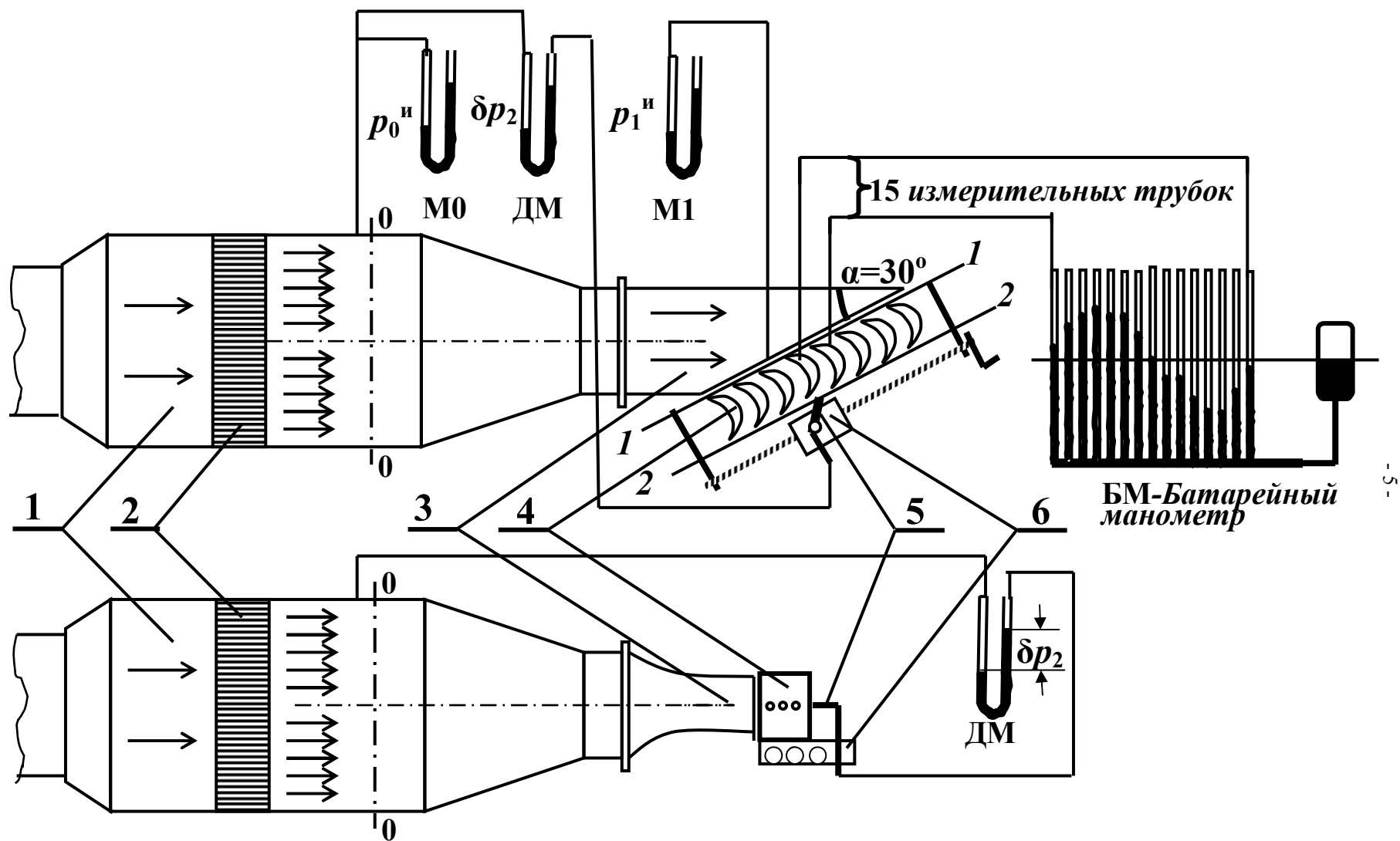


Рис.1.2. Схема экспериментальной установки

Приёмное отверстие зонда полного давления выполнено в виде щели, переходящей затем в круглую трубку.

Для измерения давлений воздуха в установке служат U-образные водяные манометры:

М0 – для измерения избыточного статического давления $p_0^{\text{и}}$ в успокоительной камере;

М1 – для измерения избыточного статического давления $p_1^{\text{и}}$ перед решёткой лопаток;

дифференциальный манометр ДМ – для измерения потери полного давления δp_2 в решётке лопаток;

батарейный манометр БМ – для измерения избыточных статических давлений $p_m^{\text{и}}$ в различных точках (№ 1...15) по контуру профиля лопатки (рис.1.1).

Косой срез выходного сечения разгонного сопла 3 установки выполнен под углом $\alpha=30^\circ$ к направлению потока воздуха, выходящего из сопла. Угол входа потока в решётку равен $\alpha_1=\beta_1=30^\circ$. Выходной угол β_2 определён экспериментально и равен $\beta_2=25^\circ$ при всех возможных скоростях потока воздуха (до 90 м/с).

Ротор вентилятора вращается двигателем постоянного тока, позволяющим изменять число оборотов и, следовательно, развиваемые напор и производительность. Температура воздуха принимается равной температуре окружающей среды (повышением температуры в вентиляторе можно пренебречь).

Методика эксперимента

В лабораторной работе решаются две задачи:

– определение коэффициента потери энергии $\zeta_{\text{л}}$ в решётке турбинных лопаток;

– определение окружного $P_{\text{и}}$, осевого $P_{\text{а}}$ и суммарного P усилий, действующих на лопатку.

Методика определения коэффициента потери энергии

В лабораторной установке воздух последовательно проходит через успокоительную камеру, разгонное суживающееся сопло с косым срезом на выходе и прямую решётку рабочих лопаток. Поскольку к потоку воздуха на пути от успокоительной камеры до выхода из решётки рабочих лопаток не подводится и не отводится теплота или механическая энергия,

то полная энергия потока воздуха в трёх сечениях – в успокоительной камере (сечение 0-0), за разгонным соплом (сечение 1-1) и за решёткой рабочих лопаток (сечение 2-2) – теоретически не изменяется независимо от того, имеются ли потери в потоке или нет. Уравнение сохранения энергии для этих сечений:

$$h_0 + \frac{w_0^2}{2} = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad (1.1)$$

где h – энтальпия воздуха, Дж/кг; w – скорость потока воздуха, м/с; (индексы 0, 1, 2 соответствуют номерам трёх рассматриваемых сечений).

Для потока воздуха, имеющего небольшие скорости (до 100 м/с), учитывая, что энтальпия газов $h=e+p/\rho$, а величина внутренней энергии e не изменяется при переходе от сечения к сечению (температура изменяется незначительно), уравнение сохранения энергии (1.1) может быть написано для идеального потока в иной форме:

$$p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} = p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2}.$$

Статическое абсолютное давление p , Па, в этой формуле представляет собой величину удельной энергии, отнесённой к 1 м^3 газа ($\text{Па}=\text{Н}/\text{м}^2=\text{Н}\cdot\text{м}/\text{м}^2\cdot\text{м}=\text{Дж}/\text{м}^3$) в отличие от энтальпии h – удельной энергии, отнесённой к 1 кг газа (Дж/кг).

Величина $\rho \cdot w^2/2$ – динамическое давление потока, Па. Сумма статического и динамического давлений является **полным давлением**, которое для идеального газа не изменяется вдоль потока.

Для реального потока, выражая потери как уменьшение полного давления δp , получим вместо уравнения (1.1) соответственно:

$$p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} = p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} + \delta p_1 = p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2} + \delta p_1 + \delta p'_2, \quad (1.2)$$

где δp_1 – потери полного давления в сопловом аппарате, Па;

$\delta p'_2$ – потери полного давления потока в решётке рабочих лопаток, Па;

p_0, p_1, p_2 – абсолютные **статические** давления потока воздуха в соответствующих сечениях, Па;

w_0, w_1, w_2 – средние скорости потока воздуха в соответствующих сечениях, м/с;

ρ – плотность воздуха, кг/м³, одинаковая для всех сечений и определяемая по барометрическому давлению $p_{\text{бар}}$, мм. рт. ст., и температуре окружающей среды $t_{\text{в}}$, °С:

$$\rho = \frac{133,4 \cdot p_{\text{бар}}}{287,4 \cdot (t_{\text{в}} + 273,15)}. \quad (1.3)$$

Как показывают опыты, в ядре потока, выходящего из суживающегося сопла, скорость воздуха близка к теоретической w_{1t} . Поэтому можно считать, что в средней части по длине рабочих лопаток скорость воздуха перед решёткой равна теоретической скорости истечения воздуха из сопла, а величина потери $\delta p_1 = 0$. Учитывая это, из уравнения (1.2) следует:

$$\delta p'_2 = \left(p_0 + \rho \frac{w_0^2}{2} \right) - \left(p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2} \right).$$

Физическая сущность потерь в газодинамике состоит в уменьшении действительной средней скорости потока на выходе из решётки лопаток по сравнению с теоретической скоростью за счёт трения потока о стенки лопаток и образования пограничных слоёв около стенок (так проявляют себя силы вязкости).

Коэффициент потери энергии в решётке рабочих лопаток можно выразить, с одной стороны, как отношение потери кинетической энергии в решётке ($w_{2t}^2/2 - w_2^2/2$) к теоретической кинетической энергии потока за рабочими лопатками ($w_{2t}^2/2$), а с другой, — это отношение потери полного давления $\delta p'_2$ в решётке рабочих лопаток к теоретическому динамическому давлению $\rho w_{2t}^2/2$ на выходе из рабочих лопаток:

$$\zeta_{\text{л}} = \frac{w_{2t}^2/2 - w_2^2/2}{w_{2t}^2/2} = \frac{\delta p'_2}{\rho w_{2t}^2/2} = \frac{(p_0 + \rho w_0^2/2) - (p_2 + \rho w_2^2/2)}{p_0 + \rho w_0^2/2 - p_2}.$$

Разность абсолютных давлений целесообразно заменить разностью избыточных давлений (вычитая и прибавляя в числителе и знаменателе барометрическое давление $p_{\text{б}}$, выраженное в Па.). Тогда

$$\zeta_{\text{л}} = \frac{\delta p'_2}{\rho w_{2t}^2/2} = \frac{(p_0^{\text{изб}} + \rho w_0^2/2) - (p_2^{\text{изб}} + \rho w_2^2/2)}{p_0^{\text{изб}} + \rho w_0^2/2 - p_2^{\text{изб}}}, \quad (1.4)$$

где $p_0^{\text{изб}} = (p_0 - p_{\text{б}})$ – избыточное статическое давление на входе, Па;

$p_2^{\text{изб}} = (p_2 - p_6)$ – избыточное статическое давление на выходе из решётки, Па;

$\delta p'_2$ – потеря полного давления в решётке рабочих лопаток, Па.

Воздушный поток выходит из решётки рабочих лопаток в атмосферу. Абсолютное давление в выходном сечении рабочей решётки равно атмосферному $p_2 = p_6$. Поэтому избыточное статическое давление на выходе из решётки $p_2^{\text{изб}} = 0$.

Динамическое давление потока в успокоительной камере (сечение 0-0) очень мало ($\rho w_0^2/2 < 0,01 \cdot \rho w_{2t}^2/2$), поэтому можно принять $\rho w_0^2/2 \approx 0$. Учитывая это, выражение (1.4) приобретает вид

$$\zeta_{\text{л}} = \frac{p_0^{\text{изб}} - \rho w_2^2/2}{p_0^{\text{изб}}} = \frac{\delta p'_2}{p_0^{\text{изб}}}. \quad (1.5)$$

Избыточное давление $p_0^{\text{изб}}$ и перепад давления $\delta p'_2$ в этой формуле имеют размерности давления в Па. В лабораторной установке они измеряются водяными U-образными манометрами в миллиметрах водяного столба (мм. вод. ст.). С учётом изменения размерности давления ($1 \text{ Па} = 1/g \text{ мм. вод. ст.}$) формула (1.5) приобретает вид

$$\zeta_{\text{л}} = \frac{p_0^{\text{изб}}/g - \rho w_2^2/2g}{p_0^{\text{изб}}/g} = \frac{\delta p'_2/g}{p_0^{\text{изб}}/g}$$

$$\text{или} \quad \zeta_{\text{л}} = \frac{p_0^{\text{и}} - \rho w_2^2/2g}{p_0^{\text{и}}} = \frac{\delta p_2}{p_0^{\text{и}}}, \quad (1.6)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

В формуле (1.6) величины $p_0^{\text{и}}$ и δp_2 должны быть выражены в мм. вод. ст.

Экспериментально потерю полного давления δp_2 можно определить как разность избыточного статического давления на входе $p_0^{\text{и}}$ (сечение 0-0) и динамического давления реального потока на выходе из решётки рабочих лопаток $\rho w_2^2/2g$ (сечение 2-2) с помощью водяного U-образного дифференциального манометра ДМ (рис.1.2), подсоединив его эластичными трубками к точке измерения давления на входной камере и к трубке полного давления, установленной на выходе потока из решётки рабочих лопаток. Кроме того, избыточное давление $p_0^{\text{и}}$ измеряется с помощью водяного манометра М0.

Скорость потока w_2 за рабочими лопатками распределена неравномерно как по длине лопаток, так и по шагу. В каждой

точке выходного сечения рабочей решётки поток характеризуется индивидуальной (местной) скоростью $w_{2м}$, местной потерей полного давления $\delta p_{2м}$, а следовательно, и местным коэффициентом потерь $\zeta_{лм}$. Местную действительную скорость $w_{2м}$ в каждой точке сечения можно найти, используя формулу (1.5) по выражению

$$w_{2м} = \sqrt{\frac{2g(p_0^и - \delta p_{2м})}{\rho}}, \quad (1.7)$$

а местный коэффициент потерь $\zeta_{лм}$ по формуле

$$\zeta_{лм} = \delta p_{2м} / p_0^и. \quad (1.8)$$

Измерение $\delta p_{2м}$ и определение местных скоростей потока в различных точках сечения за рабочими лопатками даёт возможность подсчитать значения местных коэффициентов потерь энергии $\zeta_{лм}$ для этих точек, а затем найти усреднённое значение коэффициента потерь энергии $\zeta_{л}$ для всей рабочей решётки. Приблизленно средняя величина коэффициента потерь энергии $\zeta_{л}$ для одного элементарного слоя потока находится как среднеарифметическое из значений коэффициентов потерь энергии в n точках измерения для этого слоя в пределах одного или двух шагов лопаток (при одинаковых расстояниях между точками измерения):

$$\zeta_{л} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{m=1}^n \zeta_{лм}. \quad (1.9)$$

В лабораторной установке шаг лопатки $t = 20$ мм, расстояние между точками измерения полного давления 1 мм, поэтому число точек измерения принимается $n = 20$ (или 40).

Для получения зависимости изменения $\zeta_{л}$ по длине лопаток необходимо траверсировать поток за рабочими лопатками в нескольких слоях по длине.

Коэффициенты потерь энергии $\zeta_{л}$, найденные для нескольких слоёв по длине, можно также усреднить (путём графического интегрирования) по длине лопатки и найти средний коэффициент потери энергии для решётки в целом.

Среднюю скорость потока воздуха w_2 за решёткой лопаток можно найти как среднеарифметическое из значений всех местных скоростей $w_{2м}$:

$$w_2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{m=1}^n w_{2m} . \quad (1.10)$$

Методика определения изгибающих усилий

Для определения окружной P_u и осевой P_a составляющих изгибающего усилия P , действующего на лопатку, производят измерение избыточных статических давлений $p_m^{\text{и}}$ в различных точках контура профиля лопатки (рис.1.3). На основании измерений $p_m^{\text{и}}$ можно построить диаграммы распределения давления, действующего на рабочую (радиально – осевую) и нерабочую (радиально – тангенциальную) проекции лопатки, и, определив площади этих диаграмм F_u и F_a , можно найти P_u и P_a (рис.1.3):

$$\begin{aligned} P_u &= \Delta p_u^{\text{cp}} \cdot b_2 \cdot l = (F_u/B_u) \cdot m_u \cdot b_2 \cdot l, \\ P_a &= \Delta p_a^{\text{cp}} \cdot b'_2 \cdot l = (F_a/B_a) \cdot m_a \cdot b'_2 \cdot l, \end{aligned} \quad (1.11)$$

где Δp_u^{cp} , Δp_a^{cp} – средние разности давлений, действующие на площади проекций лопатки в окружном и осевом направлениях, Па:

$$\Delta p_u^{\text{cp}} = (F_u/B_u) \cdot m_u, \quad \Delta p_a^{\text{cp}} = (F_a/B_a) \cdot m_a; \quad (1.12)$$

здесь B_u , B_a – произвольно выбранные базы диаграмм, м;

F_u , F_a – площади этих диаграмм, м²;

m_u , m_a – масштабы шкалы давления при построении диаграмм, Па/м, (величина давления в Па на 1м шкалы давления);

b_2 , b'_2 – ширина рабочей и нерабочей проекции лопатки, м;

l – длина лопатки, м.

Для рассматриваемой установки $b_2=0,03\text{м}$, $b'_2=0,021\text{м}$, $l=0,061\text{м}$.

Принцип построения диаграмм ясен из рис. 1.3. Приняв размер базы построения профиля лопатки $B_u=0,1\dots0,2$ м, по относительным координатам \bar{x} , \bar{y} точек измерения давления на профиле лопатки (№1...17) определяются размерные координаты этих точек $X=\bar{x} \cdot B_u$, $Y=\bar{y} \cdot B_u$ и по ним строится профиль лопатки в координатах X-Y. Масштаб шкалы осей X и Y должен быть одинаков.

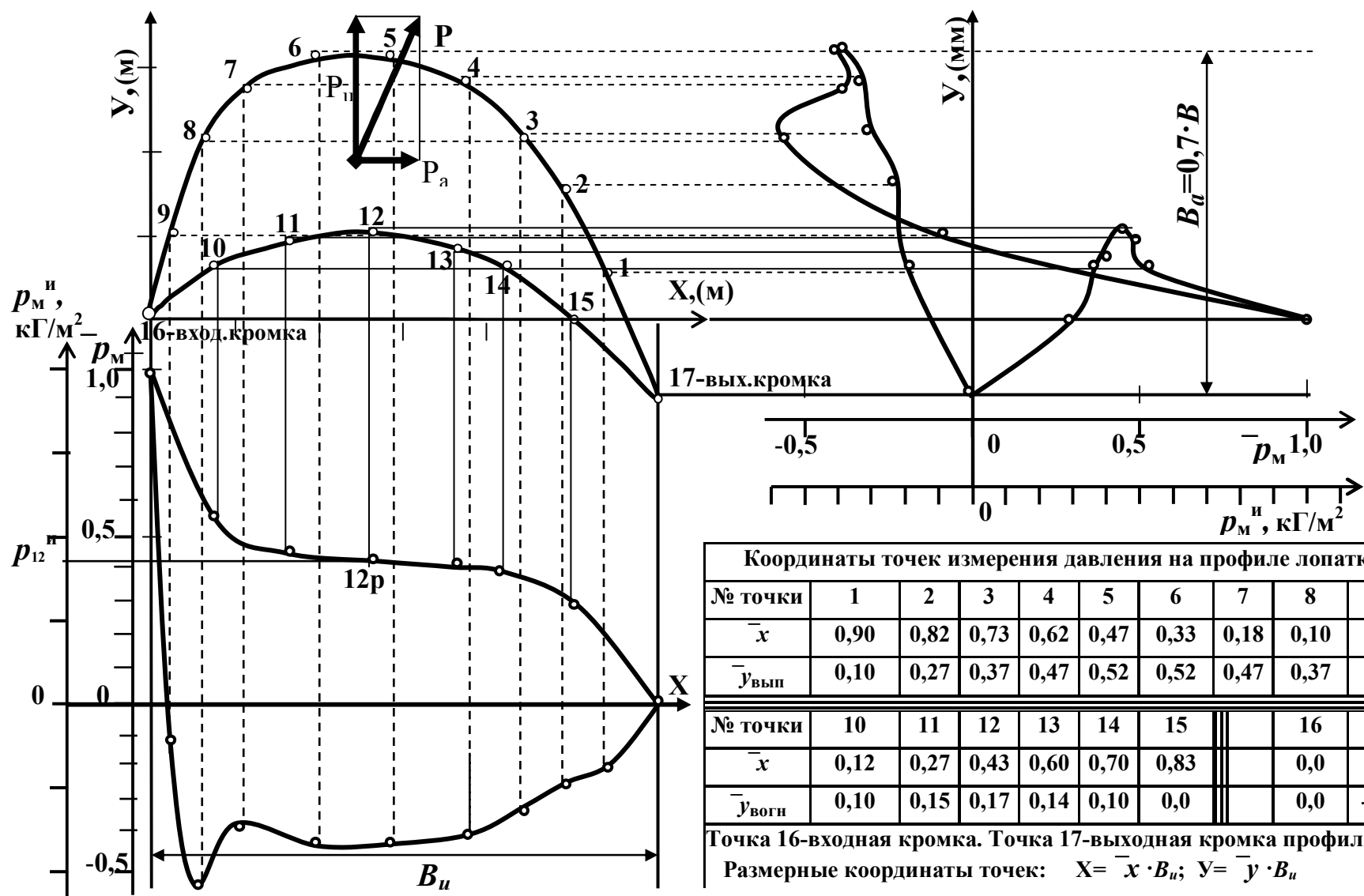


Рис.1.3. Диаграммы распределения давления на профиле лопатки

Под профилем лопатки вычерчивается зависимость $p_m^{\text{и}}=f(X)$, которая называется диаграммой распределения статических избыточных давлений $p_m^{\text{и}}$ на профиле лопатки, действующих на рабочую (окружную) проекцию лопатки. Давления в точках №1...15 измеряются с помощью батарейного манометра БМ. Давление на входной кромке (точка №16) всегда равно полному давлению $p_0^{\text{и}}$, избыточное давление на выходной кромке (точка №17) всегда равно нулю.

Координаты точек на диаграмме по оси X соответствуют координатам точек на профиле лопатки также по оси X (например, точка №12 на профиле и точка №12р на диаграмме расположены на одной вертикали). Координаты точек по оси $p_m^{\text{и}}$ на диаграмме соответствуют измеренным давлениям в точках №1...17. Справа от профиля аналогично (рис.1.3) вычерчивается зависимость $p_m^{\text{и}}=f(Y)$, которая называется диаграммой распределения статических избыточных давлений $p_m^{\text{и}}$ на профиле лопатки, действующих на нерабочую (осевую) проекцию лопатки. База этой диаграммы равна $B_a=0,7 \cdot B_u$.

Давления $p_m^{\text{и}}$ и $p_0^{\text{и}}$ измеряются водяными манометрами в мм. вод. ст. (кГ/м^2). Для перевода этих давлений в Па можно воспользоваться соотношениями:

$$p_m^{\text{изб}}=g \cdot p_m^{\text{и}}, \quad p_0^{\text{изб}}=g \cdot p_0^{\text{и}},$$

где $p_m^{\text{изб}}$ – избыточное давление на поверхности лопатки, Па;
 $p_0^{\text{изб}}$ – избыточное давление на входе, Па.

Шкала оси давления на диаграмме может градуироваться в Па или в мм. вод. ст. (кГ/м^2). Если шкала оси давления градуируется в Па, средние разности давлений $\Delta p_u^{\text{ср}}$, $\Delta p_a^{\text{ср}}$ для формул (1.11) определяются по выражениям (1.12). Если шкала оси давления градуируется в мм. вод. ст. (кГ/м^2), средние разности давлений $\Delta p_u^{\text{ср}}$, $\Delta p_a^{\text{ср}}$ для формул (1.11) определяются по выражениям:

$$\Delta p_u^{\text{ср}}=(F_u/B_u) \cdot g \cdot m'_u, \quad \Delta p_a^{\text{ср}}=(F_a/B_a) \cdot g \cdot m'_a, \quad (1.13)$$

где m'_u , m'_a – масштабы шкалы давления при построении диаграмм, мм.вод. ст. (кГ/м^2) /м, (величина давления в мм.вод. ст. (кГ/м^2) на 1м шкалы давления).

Сравнение и анализ диаграмм распределения давлений, построенных при испытании разных решёток, облегчается, если вместо размерных давлений $p_m^{\text{изб}}$ или $p_m^{\text{и}}$ отложить величины

безразмерных коэффициентов давлений \bar{p}_m , подсчитанных по формуле

$$\bar{p}_m = p_m^{\text{и}} / p_0^{\text{и}} = p_m^{\text{изб}} / p_0^{\text{изб}}.$$

Если диаграммы распределения давлений построить на основе безразмерных коэффициентов $\bar{p}_m = f(X)$ и $\bar{p}_m = f(Y)$, то средние разности давлений $\Delta p_u^{\text{ср}}$, $\Delta p_a^{\text{ср}}$ для формул (1.11) определяются по выражениям:

$$\Delta p_u^{\text{ср}} = (F_u/B_u) \cdot g \cdot p_0^{\text{и}} \cdot m''_u, \quad \Delta p_a^{\text{ср}} = (F_a/B_a) \cdot g \cdot p_0^{\text{и}} \cdot m''_a, \quad (1.14)$$

где m''_u , m''_a – масштабы шкал безразмерных давлений при построении диаграмм, 1/м, (количество единиц безразмерных давлений на 1м шкалы давления \bar{p}_m).

Примечание:

Разность давлений $\Delta p_u^{\text{ср}}$ ориентировочно можно определить как разность среднего давления на вогнутую поверхность лопатки $p_{\text{вогн}}^{\text{ср}}$ и среднего давления на выпуклую поверхность лопатки $p_{\text{вып}}^{\text{ср}}$:

$$\Delta p_u^{\text{ср}} = p_{\text{вогн}}^{\text{ср}} - p_{\text{вып}}^{\text{ср}},$$

$$\Delta p_a^{\text{ср}} = 0,1 \cdot \Delta p_u^{\text{ср}},$$

где $p_{\text{вогн}}^{\text{ср}}$ – среднеарифметическое давление $p_m^{\text{изб}}$ в точках №10 ... 15, Па;

$p_{\text{вып}}^{\text{ср}}$ – среднеарифметическое давление $p_m^{\text{изб}}$ в точках №1 ... 9, Па, (из табл.1.2);

$$p_{\text{вогн}}^{\text{ср}} = \frac{1}{6} \cdot \sum_{m=10}^{15} p_{2m}; \quad p_{\text{вып}}^{\text{ср}} = \frac{1}{9} \cdot \sum_{m=1}^9 p_{2m}.$$

Разность давлений $\Delta p_a^{\text{ср}}$ в этом случае ориентировочно можно определить визуально по соотношению площадей F_a и F_u .

На рис. 1.3 на диаграммах показаны по две шкалы давления: $p_m^{\text{и}}$ в кг/м² и безразмерная \bar{p}_m .

Величина окружной P_u и осевой P_a составляющих изгибающего усилия P , действующего на лопатку, не зависит от размерности давления при построении диаграмм распределения давлений ($p_m^{\text{изб}}$ в Па, $p_m^{\text{и}}$ в кг/м²(мм.вод. ст.) или безразмерная \bar{p}_m).

Определение окружной P_u и осевой P_a составляющих изгибающего усилия P при помощи уравнения Эйлера

Усилия, действующие на лопатки, можно определить без измерения давлений на поверхности лопатки по выражениям:

$$P'_u = G(w_{1u} - w_{2u}) = G(w_1 \cdot \cos \beta_1 - w_2 \cdot \cos \beta_2); \quad (1.15)$$

$P'_a = G(w_{1a} - w_{2a}) + f \cdot (p_1 - p_2) = G(w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2) + f \cdot (p_1^{\text{н}} - p_2^{\text{н}}) \cdot g, \quad (1.16)$
 где G – секундный массовый расход воздуха через один межлопаточный канал решётки, кг/с:

$$G = w_2 \cdot f \cdot \rho \cdot \sin \beta_2.$$

Здесь $f = t \cdot l$ – площадь продольного сечения решётки, приходящаяся на одну лопатку, м²;

w_1 – средняя скорость потока перед решёткой лопаток, м/с,

$$w_1 = \sqrt{2g(p_0^{\text{н}} - p_1^{\text{н}})/\rho},$$

здесь ρ – плотность воздуха, кг/м³; $p_1^{\text{н}}$ – статическое избыточное давление воздуха перед решёткой лопаток, мм. вод. ст.;

w_2 – средняя скорость потока за решёткой лопаток, м/с, определяется по результатам траверсирования потока за решёткой лопаток (см. табл.1.1);

β_1, β_2 – входной и выходной углы потока ($\beta_1 = 30^\circ, \beta_2 = 25^\circ$), дополнительный угол для формулы (1.15) $\bar{\beta}_2 = 180 - \beta_2$.

Таким образом, окружная P_u и осевая P_a составляющие изгибающего усилия P , действующего на лопатку, определяются двумя методами.

Общее изгибающее усилие P и P' можно найти по формуле Пифагора:

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2}, \quad P' = \sqrt{(P_u')^2 + (P_a')^2}. \quad (1.17)$$

Порядок проведения опытов

Испытания решётки лопаток производится на нескольких режимах, отличающихся скоростью потока воздуха w_1 (давлением $p_0^{\text{н}}$). Количество режимов задаётся преподавателем. На каждом режиме (при неизменном положении регулирующей заслонки и постоянном числе оборотов вентилятора) производится измерение всех необходимых величин. В табл. 1.1 записываются результаты измерения потери полного давления $\delta p_{2\text{м}}$ в решётке по манометру ДМ (рис.1.2) для одного пояса измерений. Измерение потери полного давления производится в точках, находящихся на расстоянии 1 мм вдоль линии L перемещения приёмного отверстия зонда полного давления. Эта линия (рис.1.1) проходит на расстоянии $\delta = 1 \dots 5$ мм от выходных кромок лопаток. Расстояние δ выбирается произвольно, но при

всех режимах должно быть одинаковым для получения сравнимых результатов.

Перемещение зонда полного давления производится вручную. За каждый оборот перестановочного винта, по которому движется ползунок с зондом, приёмное отверстие зонда полного давления перемещается на 1мм. В одном слое потери полного давления $\delta p_{2м}$ необходимо измерить на расстоянии 2 шагов лопаток т. е. в 40 точках (шаг лопаток $t=20$ мм, $2t=40$ мм).

В табл.1.1 необходимо занести также значение начального давления $p_0^и$ для каждого режима, показания лабораторных термометра t_b и барометра $p_{бар}$.

Таблица 1.1

Определение потерь в решётке лопаток

№ точки изме- рения	Температура воздуха $t_b=.....^{\circ}C$, атмосферное давление $p_{бар}=.....$ мм. рт. ст.								
	Режим №1			Режим №2			Режим №3		
	$p_0^и=.....$ мм.вод.ст.			$p_0^и=.....$ мм.вод.ст.			$p_0^и=.....$ мм.вод.ст.		
	$\delta p_{2м},$ мм.вод.ст	$w_{2м},$ м/с	$\zeta_{лм}$	$\delta p_{2м},$ мм.вод.ст.	$w_{2м},$ м/с	$\zeta_{лм}$	$\delta p_{2м},$ мм.вод.ст.	$w_{2м},$ м/с	$\zeta_{лм}$
1									
2									
3									
....									
....									
....									
39									
40									
Среднее				—			—		

Одновременно на каждом режиме необходимо также записать в табл.1.2 величины статического избыточного давления $p_m^и$ в точках измерения №1...15 на поверхности лопатки для построения диаграмм распределения давления. В табл.1.2 необходимо внести также значения величин входного давления $p_0^и$ (манометр M0) и давления перед решёткой лопаток $p_1^и$ (манометр M1) (см. рис.1.2).

Таблица 1.2

Распределение давления по контуру профиля лопатки

№ точки изме- рения	Температура воздуха $t_b = \dots \text{°C}$, атмосферное давление $p_{\text{бар}} = \dots \text{мм. рт. ст.}$								
	Режим №1			Режим №2			Режим №3		
	$p_0^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$ $p_1^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$			$p_0^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$ $p_1^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$			$p_0^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$ $p_1^{\text{и}} = \dots \text{мм. вод. ст.}$		
	$p_{\text{м}}^{\text{и}}$, мм. вод. ст.	$p_{\text{м}}^{\text{изб}}$, Па	$\bar{p}_{\text{м}}$	$p_{\text{м}}^{\text{и}}$, мм. вод. ст.	$p_{\text{м}}^{\text{изб}}$, Па	$\bar{p}_{\text{м}}$	$p_{\text{м}}^{\text{и}}$, мм. вод. ст.	$p_{\text{м}}^{\text{изб}}$, Па	$\bar{p}_{\text{м}}$
1									
2									
3									
....									
....									
....									
14									
15									

После выполнения опытов и внесения данных в табл.1.1 и табл.1.2 производится обработка результатов, необходимые вычисления и построения графиков и диаграмм в указанной ниже последовательности.

К задаче 1:

- 1) находят плотность воздуха ρ , кг/м^3 , по выражению (1.3);
- 2) для каждого режима (табл.1.1) определяют местные скорости потока $w_{2\text{м}}$, м/с , во всех точках измерения по формуле (1.7) и заносят в табл.1.1;
- 3) для каждого режима (табл.1.1) определяют местные коэффициенты потери энергии $\zeta_{\text{лм}}$ во всех точках измерения по формуле (1.8) и заносят в табл.1.1;
- 4) для каждого режима находят среднеарифметическое значение скорости потока w_2 , м/с , за решеткой лопаток по формуле (1.10) и средний коэффициент потери энергии $\zeta_{\text{л}}$ для решетки лопаток в одном слое по формуле (1.9) и заносят в табл.1.1;
- 5) для каждого режима строят графики изменения местных скоростей $w_{2\text{м}}$ и местных коэффициентов потери энергии $\zeta_{\text{лм}}$ вдоль линии L перемещения зонда в одном слое (рис.1.4).

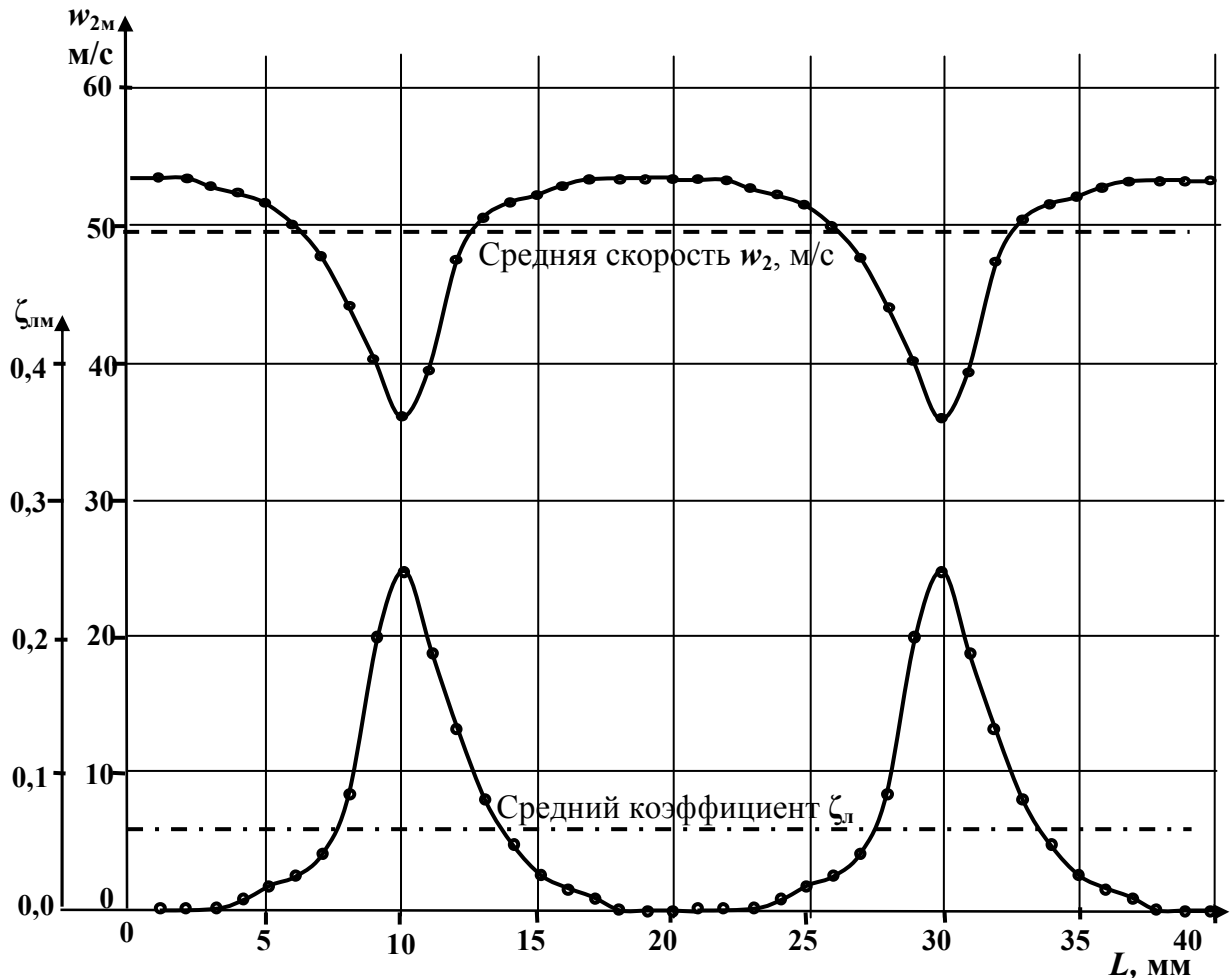


Рис.1.4. Графики изменения местных скоростей w_{2M} и местных коэффициентов потери энергии $\zeta_{лм}$

К задаче 2:

- 1) для каждого режима (табл.1.2) определяют избыточные статические давления $p_m^{\text{изб}}$, Па, ($p_m^{\text{изб}} = g \cdot p_m^{\text{и}}$) и безразмерные коэффициенты давления \bar{p}_m ($\bar{p}_m = p_m^{\text{и}} / p_0^{\text{и}}$) во всех точках измерения и заносят в табл.1.2;
- 2) строят профиль лопатки на листе формата А3 (миллиметровка) по координатам точек измерения давлений (рис.1.3), выбрав базу $B_u = 0,1 \dots 0,2 \text{ м}$; под профилем лопатки строят диаграммы распределения статических избыточных давлений $p_m^{\text{и}}$ (или $p_m^{\text{изб}}$, \bar{p}_m), действующих на рабочую (окружную) проекцию лопатки; справа от профиля аналогично (рис.1.3) вычерчиваются диаграммы распределения статических избыточных давлений $p_m^{\text{и}}$ (или $p_m^{\text{изб}}$, \bar{p}_m), действующих на нерабочую (осевую) проекцию лопатки; база этой диаграммы равна $B_a = 0,7 \cdot B_u$; **размерность шкалы давлений для построения диаграмм** ($p_m^{\text{изб}}$ в Па, $p_m^{\text{и}}$ в кг/м^2 (мм.вод. ст.) или безразмерная \bar{p}_m) **индивидуально**

каждому студенту задаёт преподаватель; методика построения диаграмм изложена ранее;

3) определяют площади этих диаграмм F_u , F_a , м^2 , с помощью планиметра и подсчитывают окружную P_u и осевую P_a составляющие изгибающего усилия, действующего на лопатку по формуле (1.11), суммарное изгибающее усилие P по (1.17) для каждого режима; результаты заносят в табл. №1.3;

4) определяют окружную P'_u и осевую P'_a составляющие изгибающего усилия, действующего на лопатку по уравнениям (1.15), (1.16), суммарное изгибающее усилие P' по (1.17) для каждого режима; результаты заносят в табл. 1.3;

По обеим задачам анализируются результаты.

Содержание отчёта по работе

1. Цель и задачи работы.
2. Схема экспериментальной установки и краткое описание её, характеристики решётки лопаток.
3. Таблицы опытных и расчётных величин (табл. 1.1, 1.2).
4. Подробный расчёт для каждого режима всех величин с указанием их названия, формулы для расчёта и результата вычислений. Расчёт одноимённых величин в отчёте приводится однократно. Все остальные результаты одноимённых вычислений заносятся в таблицы.
5. Графики изменения местных скоростей $w_{2\text{м}}$ и местных коэффициентов потери энергии $\zeta_{\text{лм}}$ вдоль линии L перемещения зонда в одном слое для каждого режима (рис. 1.4).
6. Профиль лопатки на листе формата А3 (миллиметровка) по координатам точек измерения давлений (рис. 1.3), диаграммы распределения статических избыточных давлений $p_{\text{м}}^{\text{и}}$ (или $p_{\text{м}}^{\text{изб}}$, $\overline{p_{\text{м}}}$), действующих на рабочую (окружную) проекцию лопатки; диаграммы распределения статических избыточных давлений $p_{\text{м}}^{\text{и}}$ (или $p_{\text{м}}^{\text{изб}}$, $\overline{p_{\text{м}}}$), действующих на нерабочую (осевую) проекцию лопатки.
7. Расчёт изгибающих усилий на лопатку двумя способами для каждого режима.
8. Табл. 1.3, в которой приведены основные расчётные данные при определении изгибающих усилий на лопатку для каждого режима.

Таблица 1.3

Расчётные данные при определении изгибающих усилий

№ п/п	Наименование физической величины и обозначение её единицы	Обозначение физической величины	Численные значения величины		
			Режим №1	Режим №2	Режим №3
1	Плотность воздуха, кг/м ³	ρ			
2	Скорость воздуха на входе, м/с	w_1			
3	Средняя скорость воздуха на выходе, м/с	w_2			
4	Площади диаграмм распределения давления, м ²	F_u			
		F_a			
5	Средние перепады давления на лопатке, Па	Δp_u^{cp}			
		Δp_a^{cp}			
6	Изгибающие усилия, найденные по диаграммам распределения давления, Н	P_u			
		P_a			
		P			
7	Расход воздуха через один межлопаточный канал, кг/с	G			
8	Изгибающие усилия, найденные по уравнениям Эйлера, Н	P'_u			
		P'_a			
		P'			
9	Несовпадение величин изгибающих усилий, %	$\theta = 100(P - P')/P$			

9. Анализ результатов опытов.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОНИЧЕСКИХ КОНФУЗОРОВ И ДИФФУЗОРОВ

Цель работы: определение газодинамических характеристик конических конфузоров и диффузоров и ознакомление с общей методикой экспериментальных исследований элементов газовоздушных трактов и патрубков турбомашин.

В лабораторной работе решаются следующие задачи:

- 1) Определение коэффициентов потерь энергии конфузора ζ_k и диффузора ζ_d при различных скоростях потока воздуха.
- 2) Определение коэффициентов восстановления давления в диффузорах с различными углами раскрытия.
- 3) Построение графиков изменения давления потока вдоль оси канала — конфузор, цилиндр, диффузор.

Характеристики конфузоров и диффузоров

В конфузорах и диффузорах, как элементах газовоздушных трактов, при движении газов или воздуха происходит преобразование энергии потока. В конфузорах происходит уменьшение давления и увеличение скорости (кинетической энергии) потока. В диффузорах при снижении скорости движения потока растёт давление. Часть кинетической энергии реального (вязкого) потока при движении через конфузоры и диффузоры (через любые каналы) идёт на преодоление трения газа о стенки канала и вихреобразование. Эта часть кинетической энергии (потеря) превращается в тепловую энергию (энергию молекулярного движения). В результате этого средняя скорость потока на выходе из реального конфузора или диффузора становится меньше теоретической.

Уменьшение кинетической энергии характеризуют коэффициентом потерь энергии (при малых скоростях потоков — коэффициентом потерь полного давления). Изменение параметров состояния потока воздуха, протекающего через канал, состоящий из конфузора и диффузора, в h,s -диаграмме показано на рис.2.1.

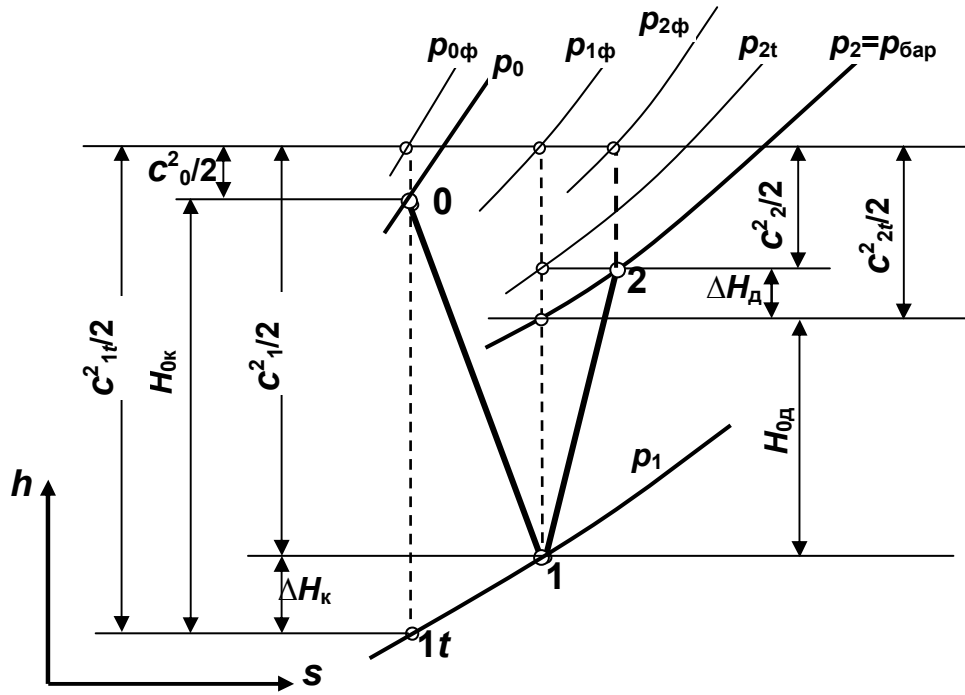


Рис.2.1. Изменение параметров газа при движении через конфузор и диффузор в h,s -диаграмме

Перед конфузором состояние воздуха характеризуется точкой 0 при статическом давлении p_0 и скорости потока c_0 . В конфузоре статическое давление уменьшается до p_1 , а скорость увеличивается до c_1 . Состояние воздуха за конфузуром характеризуется точкой 1. При отсутствии потерь состояние воздуха было бы в точке $1t$ на изобаре p_1 , а скорость потока – c_{1t} . Потеря кинетической энергии в конфузоре составляет величину ΔH_k , как разность кинетических энергий теоретического и действительного потоков:

$$\Delta H_k = c_{1t}^2/2 - c_1^2/2,$$

а коэффициент потери энергии в конфузоре:

$$\zeta_k = \Delta H_k / (c_{1t}^2/2).$$

При малых скоростях потока воздуха потеря энергии характеризуется коэффициентом потерь полного давления, который может быть найден по выражению

$$\zeta_k = \frac{p_{0ф} - p_{1ф}}{\rho \cdot c_{1t}^2/2} = \frac{\delta p_k}{p_{0ф} - p_1}, \quad (2.1)$$

где $p_{0ф}$ и $p_{1ф}$ – полное давление (давление торможения) потока воздуха во входном и выходном сечениях конфузора,

$$p_{0ф} = p_0 + \rho \cdot c_0^2/2, \quad p_{1ф} = p_1 + \rho \cdot c_1^2/2,$$

здесь ρ_0, ρ_1 – плотность воздуха в сечениях 0 и 1, в условиях опытов данной лабораторной работы можно принять $\rho_0 = \rho_1 = \rho$.

В диффузоре состояние воздуха изменяется по линии 1-2, статическое давление растёт от p_1 до $p_2 = p_{\text{бар}}$, скорость уменьшается от c_1 до c_2 , что сопровождается потерей энергии

$$\Delta H_d = c_{2t}^2/2 - c_2^2/2,$$

а коэффициент потери энергии в диффузоре составляет

$$\zeta_d = \Delta H_d / (c_1^2/2).$$

При малых скоростях потока воздуха потеря энергии в диффузоре характеризуется коэффициентом потерь полного давления, который может быть найден по выражению

$$\zeta_d = \frac{p_{1\phi} - p_{2\phi}}{\rho \cdot c_1^2/2} = \frac{\delta p_d}{p_{1\phi} - p_1}, \quad (2.2)$$

где $p_{2\phi}$ – полное давление (давление торможения) потока воздуха в выходном сечении диффузора,

$$p_{2\phi} = p_2 + \rho \cdot c_2^2/2.$$

Коэффициент *восстановления* энергии в диффузоре представляет собой отношение прироста потенциальной энергии потока (при изоэнтропийном повышении давления от p_1 до p_2) к кинетической энергии на входе в диффузор:

$$\xi = H_{0d} / (c_1^2/2).$$

При малых скоростях потока воздуха коэффициент восстановления давления – это отношение прироста статического давления в диффузоре к динамическому давлению на входе в диффузор:

$$\xi_d = \frac{p_2 - p_1}{\rho c_1^2/2}. \quad (2.3)$$

Теоретический коэффициент восстановления давления – это отношение прироста статического давления в диффузоре *при отсутствии потерь* к динамическому давлению на входе в диффузор:

$$\xi_{dt} = \frac{p_{2t} - p_1}{\rho \cdot c_1^2/2} = \xi_d + \zeta_d. \quad (2.4)$$

Краткое описание экспериментальной установки

Исследованию подвергается конический конфузор и серия конических диффузоров (табл.2.1) с углами раскрытия от 6° до 20°.

Таблица 2.1

Геометрические размеры диффузоров и конфузора

Геометрические параметры	Диффузоры				Конфузор
	А	Б	В	Г	
Длина по оси канала, м	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31
Диаметр на входе, м	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2
Диаметр на выходе, м	0,13	0,148	0,165	0,213	0,1
Угол раскрытия (сужения), град	≈6	≈9	≈12	≈20	≈18

Исследуемый диффузор Д вместе с конфузором К и цилиндрическим патрубком Ц устанавливается на выходе напорного патрубка вентилятора (рис.2.2). Вентилятор служит для создания потока воздуха в исследуемой проточной системе: конфузор, цилиндр, конический диффузор. Давление, создаваемое вентилятором, может достигать до 3000 Па, производительность – до 1,2 м³/с.

Вентилятор приводится в движение электродвигателем постоянного тока, что позволяет изменять частоту вращения вентилятора в пределах 13...25 с⁻¹. На всасывающем трубопроводе вентилятора находится измерительная диафрагма ИД, служащая для определения расхода воздуха. Перепад давлений на дроссельной диафрагме измеряется U-образным водяным манометром М1. Стенки конфузора, цилиндрического патрубка и диффузора дренированы отверстиями диаметром 3мм, что позволяет измерять распределение статических давлений вдоль оси исследуемой системы. Расстояние по оси канала между промежуточными сечениями, в которых расположены дренажные измерительные отверстия, приняты следующими (нумерация сечений показаны на рис. 2.2): между сечениями **0** и к1 – 0,015м; между сечениями к1 и к2 – 0,04м и далее с шагом 0,04м до сечения к8; между сечениями к8 и **1** – 0,015м; между сечениями **1** и ц1 – 0,025м; между сечениями ц1 и ц2, а также между сечениями ц2 и ц3 – по 0,08м; между сечениями ц3 и **1'** – 0,025м; между сечениями **1'** и д1 – 0,015м; затем с шагом 0,04м до сечения д8; между сечениями д8 и выходным сечением **2** диффузора – 0,015м.

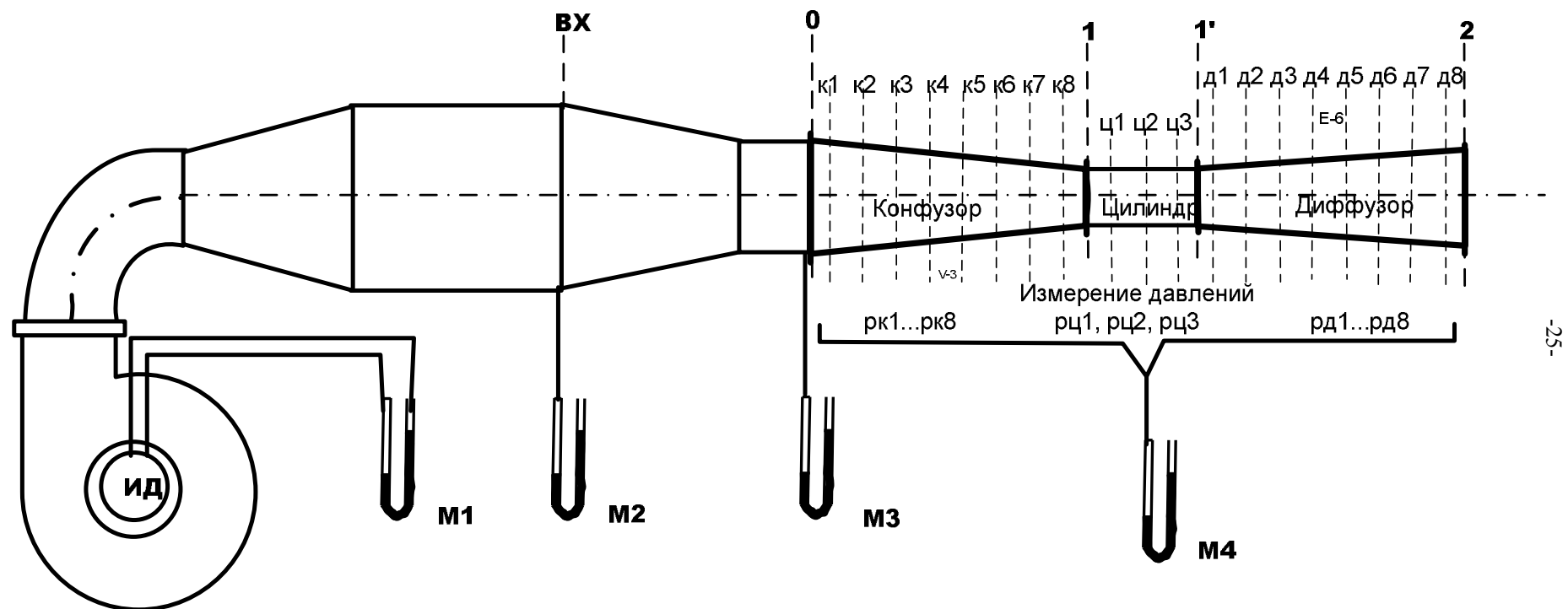


Рис.2.2. Схема экспериментальной установки

Каждое измерительное отверстие снабжено ниппелем для присоединения резиновой трубки, соединяющей точку измерения давления с U-образным водяным манометром М4 (поочерёдным присоединением его к дренажным измерительным отверстиям).

Манометр М2 служит для определения статического избыточного давления воздуха $p_{\text{вх}}^{\text{и}}$ во входной камере установки, а М3 – для измерения статического избыточного давления воздуха $p_0^{\text{и}}$ во входном сечении конфузора (сечение 0). Для измерения температуры воздуха служит лабораторный термометр. Для измерения атмосферного давления – лабораторный барометр.

Методика проведения опытов и обработки результатов измерений

Испытание конфузора и диффузора проводится при установившемся потоке воздуха, подаваемом вентилятором. Для определения экспериментальным путём коэффициентов $\zeta_{\text{к}}$, $\zeta_{\text{д}}$, $\xi_{\text{д}}$ необходимо измерить следующие величины:

1. Барометрическое давление $p_{\text{бар}}$, мм. рт. ст., и температуру окружающего воздуха $t_{\text{в}}$, °С, по лабораторным приборам для определения плотности воздуха ρ , кг/м³, по уравнению состояния

$$\rho = \frac{133,4 \cdot p_{\text{бар}}}{287,4(t_{\text{в}} + 273,15)}.$$

2. Перепад давления на измерительной диафрагме Δp , мм. вод. ст., с помощью U-образного водяного манометра М1 для определения расхода воздуха G , кг/с, по выражению:

$$G = 0,101 \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p}.$$

3. Статические избыточные давления в исследуемом воздушном тракте от входной камеры до выходного сечения канала:

$p_{\text{вх}}^{\text{и}}, p_0^{\text{и}}, p_{\text{к1}}^{\text{и}}, p_{\text{к2}}^{\text{и}}, \dots, p_{\text{ц1}}^{\text{и}}, p_{\text{ц2}}^{\text{и}}, p_{\text{ц3}}^{\text{и}}, p_{\text{д1}}^{\text{и}}, p_{\text{д2}}^{\text{и}}, \dots, p_{\text{д8}}^{\text{и}}$. Все давления измеряются с помощью U-образных водяных манометров (рис. 2.2) в мм. вод. ст. и заносятся в табл. 2.2. Нижние индексы в обозначениях давлений соответствуют нумерации сечений воздушного канала на рис. 2.2.

Все измеренные величины заносят в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Таблица измеряемых величин

№ п/п	Наименование физической величины и обозначение её единицы	Обозначение физической величины	Режимы				
			Без диффу- зора	Диффузор А		Диффузор Б	
				№1	№2	№3	№4
1	Температура воздуха, °С	$t_{\text{в}}$					
2	Барометрическое давление, мм.рт.ст.	$p_{\text{бар}}$					
3	Перепад давления на изм.диафрагме, мм.вод.ст.	Δp					
4	Давление во входной камере, мм.вод.ст.	$p_{\text{вх}}^{\text{и}}$					
5	Давление перед конфузором, мм.вод.ст.	$p_0^{\text{и}}$					
6	Избыточное статическое давление в промежуточных сечениях конфузора, мм.вод.ст.	$p_{\text{к1}}^{\text{и}}$					
7		$p_{\text{к2}}^{\text{и}}$					
8		$p_{\text{к3}}^{\text{и}}$					
9		$p_{\text{к4}}^{\text{и}}$					
10		$p_{\text{к5}}^{\text{и}}$					
11		$p_{\text{к6}}^{\text{и}}$					
12		$p_{\text{к7}}^{\text{и}}$					
13		$p_{\text{к8}}^{\text{и}}$					
14	Изб. давление в пром. сечениях цилиндра, мм.вод.ст.	$p_{\text{ц1}}^{\text{и}}$					
15		$p_{\text{ц2}}^{\text{и}}$					
16		$p_{\text{ц3}}^{\text{и}}$					
17	Избыточное статическое давление в промежуточных сечениях диффузора, мм.вод.ст.	$p_{\text{д1}}^{\text{и}}$					
18		$p_{\text{д2}}^{\text{и}}$					
19		$p_{\text{д3}}^{\text{и}}$					
20		$p_{\text{д4}}^{\text{и}}$					
21		$p_{\text{д5}}^{\text{и}}$					
22		$p_{\text{д6}}^{\text{и}}$					
23		$p_{\text{д7}}^{\text{и}}$					
24		$p_{\text{д8}}^{\text{и}}$					

Статические избыточные давления воздуха на выходе из конфузора $p_1^{\text{и}}$ в сечении 1 и на входе в диффузор в сечении 1' не измеряются. Пренебрегая небольшим сопротивлением цилиндрического патрубка, они принимаются одинаковыми и равными средней величине избыточных давлений воздуха во всех сечениях цилиндрической части канала:

$$p_1^{\text{и}} = (p_{\text{ц1}}^{\text{и}} + p_{\text{ц2}}^{\text{и}} + p_{\text{ц3}}^{\text{и}}) / 3.$$

Статическое избыточное давление воздуха на выходе из диффузора $p_2^{\text{и}}$ не измеряется, так как оно всегда равно 0 (поток из диффузора выходит в атмосферу).

В лабораторной работе предусмотрено испытание воздушного тракта в двух вариантах:

- а) без диффузора;
- б) с одним из диффузоров, характеристики которых даны выше, при различных расходах воздуха (режимы испытаний задаются преподавателем).

Переход от первого варианта к другому (присоединением диффузора к цилиндрическому патрубку) сопровождается увеличением расхода воздуха через испытуемый канал без вмешательства в работу вентилятора.

Коэффициент потери энергии в конфузоре $\zeta_{\text{к}}$ определяется по формуле (2.1) как отношение потери полного давления $\delta p_{\text{к}}$ к теоретическому динамическому давлению потока воздуха на выходе из конфузора:

$$\zeta_{\text{к}} = \frac{\delta p_{\text{к}}}{\rho \cdot c_{1\text{т}}^2 / 2} = \frac{p_{0\text{ф}} - p_{1\text{ф}}}{p_{0\text{ф}} - p_1} = \frac{(p_0 + \rho \cdot c_0^2 / 2) - (p_1 + \rho \cdot c_1^2 / 2)}{(p_0 + \rho \cdot c_0^2 / 2) - p_1},$$

где полные абсолютные давления ($p_{0\text{ф}}$ и $p_{1\text{ф}}$) и статические абсолютные давления (p_0 и p_1) выражены в Па.

Заменяя абсолютные статические давления (p_0 и p_1) на сумму барометрического давления $p_{\text{б}}$ и избыточных статических давлений ($p_0^{\text{и}}$ и $p_1^{\text{и}}$), измеренных в мм вод. ст., получим расчётное выражение для коэффициента потери энергии в конфузоре:

$$\zeta_{\text{к}} = \frac{(p_0^{\text{и}} + \rho \cdot c_0^2 / 2g) - (p_1^{\text{и}} + \rho \cdot c_1^2 / 2g)}{(p_0^{\text{и}} + \rho \cdot c_0^2 / 2g) - p_1^{\text{и}}}, \quad (2.5)$$

где $g=9,81\text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;
 $(p_0^{\text{и}} + \rho \cdot c_0^2 / 2g) = p_{0\text{ф}}^{\text{и}}$ – полное избыточное давление в сечении 0, равное сумме статического избыточного давления на входе в конфузор $p_0^{\text{и}}$ и динамического давления потока в этом же сечении $\rho \cdot c_0^2 / 2g$;
 $(p_1^{\text{и}} + \rho \cdot c_1^2 / 2g) = p_{1\text{ф}}^{\text{и}}$ – полное избыточное давление в сечении 1, равное сумме статического избыточного давления на выходе из конфузора $p_1^{\text{и}}$ и динамического давления потока в этом же сечении $\rho \cdot c_1^2 / 2g$;
 c_0 и c_1 – средние скорости потока в сечении 0 и 1, которые определяются по уравнениям сплошности:

$$c_0 = G / (\rho \cdot f_0), \quad c_1 = G / (\rho \cdot f_1), \quad (2.6)$$

здесь площади входного f_0 и выходного f_1 сечений конфузора определяют по известным (табл.2.1) размерам конфузора.

Коэффициент потери энергии в диффузоре $\zeta_{\text{д}}$ определяется по формуле (2.2) как отношение потери полного давления $\delta p_{\text{д}}$ к динамическому давлению потока воздуха на входе в диффузор:

$$\zeta_{\text{д}} = \frac{\delta p_{\text{д}}}{\rho \cdot c_1^2 / 2} = \frac{p_{1\text{ф}} - p_{2\text{ф}}}{p_{1\text{ф}} - p_1} = \frac{(p_1 + \rho \cdot c_1^2 / 2) - (p_2 + \rho \cdot c_2^2 / 2)}{(p_1 + \rho \cdot c_1^2 / 2) - p_1},$$

где полные абсолютные давления ($p_{1\text{ф}}$ и $p_{2\text{ф}}$) и статические абсолютные давления (p_1 и p_2) выражены в Па.

Заменяя абсолютные статические давления (p_1 и p_2) на сумму барометрического давления $p_{\text{б}}$ и избыточных статических давлений ($p_1^{\text{и}}$ и $p_2^{\text{и}}=0$), измеренных в мм вод. ст., получим расчётное выражение для коэффициента потери энергии в диффузоре:

$$\zeta_{\text{д}} = \frac{(p_1^{\text{и}} + \rho \cdot c_1^2 / 2g) - (p_2^{\text{и}} + \rho \cdot c_2^2 / 2g)}{(\rho \cdot c_1^2 / 2g)}, \quad (2.7)$$

где $(p_1^{\text{и}} + \rho \cdot c_1^2 / 2g) = p_{1\text{ф}}^{\text{и}}$ – полное избыточное давление потока в сечении 1', равное сумме статического избыточного давления $p_1^{\text{и}}$ на входе в диффузор и динамического давления потока в этом же сечении $\rho \cdot c_1^2 / 2g$;
 $(p_2^{\text{и}} + \rho \cdot c_2^2 / 2g) = p_{2\text{ф}}^{\text{и}}$ – полное избыточное давление в сечении 2, равное сумме статического избыточного давления на выходе из диффузора $p_2^{\text{и}}=0$ и динамического давления потока в этом же сечении $\rho \cdot c_2^2 / 2g$;

c_1 и c_2 – средние скорости потока в сечениях **1'** и **2**, которые определяются по уравнениям сплошности:

$$c_1 = G / (\rho \cdot f_1), \quad c_2 = G / (\rho \cdot f_2),$$

здесь площади входного f_1 и выходного f_2 сечений диффузора определяют по известным (табл.2.1) размерам соответствующего диффузора. Диаметр конфузора на выходе в сечении **1** и диаметр всех диффузоров на входе в сечении **1'** одинаковы (равны 0,1м). Поэтому средние скорости потока в сечениях **1** и **1'** одинаковы и равны c_1 .

Для определения коэффициента потери энергии в коническом диффузоре расчётным путём можно воспользоваться эмпирической формулой

$$\zeta_{др} = \frac{0,06 \cdot (\bar{f}^2 - 1)}{\bar{f}^{0,18} \cdot Re^{0,2} \cdot \sin(\theta / 2)}, \quad (2.8)$$

где $\bar{f} = f_2 / f_1 = (d_2 / d_1)^2$ – степень раскрытия диффузора;

θ – угол раскрытия диффузора;

Re – число Рейнольдса для входного сечения диффузора,

$$Re = c_1 \cdot d_1 / \nu;$$

$\nu = 15,3 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха;

$d_1 = 0,1$ м – диаметр диффузора на входе;

d_2 – диаметр соответствующего диффузора на выходе.

Коэффициент восстановления давления в диффузоре ξ_d определяется по формуле (2.3) как отношение прироста статического давления ($p_2^{\text{и}} - p_1^{\text{и}}$) к динамическому давлению потока воздуха на входе в диффузор:

$$\xi_d = \frac{p_2^{\text{и}} - p_1^{\text{и}}}{\rho c_1^2 / (2g)}.$$

Теоретический коэффициент восстановления давления в диффузоре ξ_{dt} (при отсутствии потерь) можно найти по выражению:

$$\xi_{dt} = \frac{\rho \cdot c_1^2 / (2 \cdot g) - \rho \cdot c_2^2 / (2 \cdot g)}{\rho \cdot c_1^2 / (2 \cdot g)} = 1 - \frac{c_2^2}{c_1^2}.$$

Этот коэффициент должен быть равен сумме коэффициента потери давления (энергии) в коническом диффузоре ζ_d и фактического коэффициента восстановления давления в диффузоре ξ_d :

$$\xi_{dt} = \zeta_d + \xi_d.$$

Основные расчётные величины заносят в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Таблица основных расчётных величин

№ п/п	Наименование физической величины и обозначение её единицы	Обозн. физич. велич.	Режимы				
			Без диффу- зора	Диффузор А		Диффузор Б	
				№1	№2	№3	№4
1	Расход воздуха , кг/с	G					
2	Средняя скорость воздуха перед конфузоре, м/с	c_0					
3	Средняя скорость воздуха за конфузоре, м/с	c_1					
4	Средняя скорость воздуха за диффузором, м/с	c_2					
5	Коэффициент потерь в конфузоре	ζ_k					
6	Коэффициент потерь в диффузоре	ζ_d					
7	Расчётный коэффициент потерь в диффузоре	$\zeta_{др}$					
8	Коэффициент восстановления давления в диффузоре	ξ_d					
9	Теоретич. коэффициент восстановления давления в диффузоре	ξ_{dt}					

Коэффициенты потери давления (энергии) можно находить не только для конфузора или диффузора в целом (интегрально), но и для части их, ограниченной сечениями, в которых производится измерение статических давлений $p_{k1}^и$, $p_{d1}^и$. Например, если необходимо найти коэффициент потери энергии на участке конфузора от сечения к3 до сечения к7, то зная статические давления в этих сечениях $p_{к3}^и$ и $p_{к7}^и$ и определив средние скорости потока в этих сечениях $c_{к3}$ и $c_{к7}$ по выражениям (2.6), можно найти по формуле (2.5) коэффициент потери энергии:

$$\zeta_{к3-7} = \frac{(p_{к3}^и + \rho \cdot c_{к3}^2 / 2g) - (p_{к7}^и + \rho \cdot c_{к7}^2 / 2g)}{(p_0^и + \rho \cdot c_0^2 / 2g) - p_1^и}.$$

Для определения средней скорости потока, м/с, в промежуточном сечении к3 необходимо предварительно найти:

а) расстояние $L_{к3}$, м, от сечения 0 до сечения к3

$$L_{к3}=0,015+0,04(n-1), \text{ где } n=3 - \text{ номер сечения к3};$$

б) диаметр, м, конфузора в сечении к3

$$d_{к3}=d_0- L_{к3}(d_0- d_1)/0,31; \text{ (} d_0, d_1\text{—диаметры конфузора на входе и выходе)};$$

в) площадь, м^2 , канала конфузора в сечении к3

$$f_{к3}=\pi \cdot (d_{к3})^2/4.$$

Средняя скорость потока в сечении к3 $c_{к3}=G/(\rho \cdot f_{к3})$.

Таким же способом можно найти средние скорости потока в любом промежуточном сечении конфузора.

Коэффициент потери энергии на участке диффузора от сечения д2 до сечения д6 можно найти по формуле (2.7):

$$\zeta_{д2-6} = \frac{(p_{д2}^н + \rho \cdot c_{д2}^2 / 2g) - (p_{д6}^н + \rho \cdot c_{д6}^2 / 2g)}{(\rho \cdot c_1^2 / 2g)}.$$

Средние скорости потока $c_{д2}$ и $c_{д6}$ в сечениях диффузора д2 и д6 находятся по аналогии с конфузоре. Например, для определения средней скорости потока в промежуточном сечении д2 необходимо предварительно найти:

а) расстояние $L_{д2}$, м, от сечения 1' до сечения д2

$$L_{д2}=0,015+0,04(n-1), \text{ где } n=2 - \text{ номер сечения д2};$$

б) диаметр, м, диффузора в сечении д2

$$d_{д2}=d_1+ L_{д2}(d_2- d_1)/0,31; \text{ (} d_1, d_2 - \text{ диаметры диффузора на входе и выходе)};$$

в) площадь, м^2 , канала диффузора в сечении д2

$$f_{д2}=\pi \cdot (d_{д2})^2/4.$$

Средняя скорость потока, м/с, в сечении д2 $c_{д2}=G/(\rho \cdot f_{д2})$.

Таким же способом можно найти средние скорости потока в любом промежуточном сечении диффузора.

Задание номеров сечений для определения коэффициентов потери давления (энергии) на части конфузора или диффузора, ограниченной заданными сечениями, выдаётся преподавателем каждому студенту индивидуально.

Наглядное представление о потерях в конфузоре и диффузоре может дать графическое изображение изменения статического и полного давления вдоль оси канала. Величина статического давления в каждом сечении $p_i^н$ определяется непосредственным измерением с помощью U-образных

манометров. Величину динамического давления в каждом сечении легко определить по выражению

$$p_{\text{дин}} = \rho \cdot c_i^2 / 2g.$$

Способ определения средней скорости потока c_i во всех сечениях показан выше.

Полное избыточное давление $p_{\text{иф}}^{\text{и}}$ потока в каждом сечении равно сумме статического избыточного давления и динамического давления потока в этом же сечении:

$$p_{\text{иф}}^{\text{и}} = p_i^{\text{и}} + p_{\text{дин}} = p_i^{\text{и}} + \rho c_i^2 / 2g.$$

Величину избыточного статического давления в каждом сечении $p_i^{\text{и}}$ и результаты расчёта динамического $p_{\text{дин}}$ и полного избыточного давления $p_{\text{иф}}^{\text{и}}$ заносят в таблицу 2.4.

Таблица 2.4.

Результаты расчёта динамического и полного избыточного давлений

№ п/п	Сечение	Режим без диффузора				Режим №...с диффузором...				Режим №...с диффузором...			
		$p_i^{\text{и}}$	c_i	$p_{\text{дин}}$	$p_{\text{иф}}^{\text{и}}$	$p_i^{\text{и}}$	c_i	$p_{\text{дин}}$	$p_{\text{иф}}^{\text{и}}$	$p_i^{\text{и}}$	c_i	$p_{\text{дин}}$	$p_{\text{иф}}^{\text{и}}$
1	0												
2	к1												
3	к2												
4	к3												
5	к4												
6	к5												
7	к6												
8	к7												
9	к8												
10	1												
11	ц1												
12	ц2												
13	ц3												
14	1'												
15	д1	—	—	—	—								
16	д2	—	—	—	—								
17	д3	—	—	—	—								
18	д4	—	—	—	—								
19	д5	—	—	—	—								
20	д6	—	—	—	—								
21	д7	—	—	—	—								
22	д8	—	—	—	—								
23	2	—	—	—	—								

По данным табл. 2.4 необходимо построить на одном графике изменение статического и полного давлений вдоль оси канала (рис.2.3).

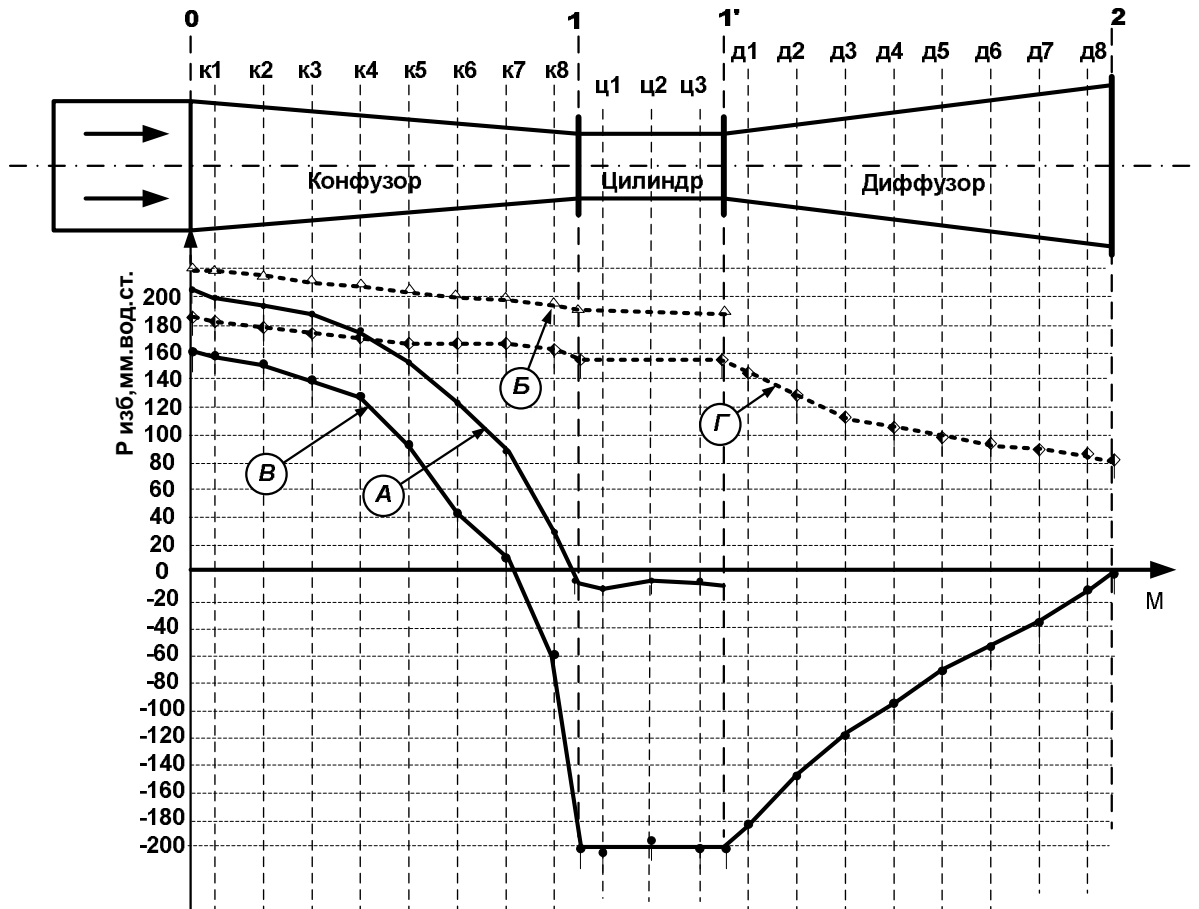


Рис.2.3. Графики изменения статического и полного давлений вдоль оси канала:

А – статическое давление в режиме без диффузора; **Б** – полное давление в режиме без диффузора; **В** – статическое давление в режиме №1 с диффузором **А**; **Г** – полное давление в режиме №1 с диффузором **А**

Порядок выполнения работы

- 1) Установить исследуемый конфузор и цилиндрический патрубок в рабочем положении.
- 2) Включить вентилятор при закрытом положении поворотной заслонки на входе.
- 3) Установить необходимый расход воздуха (по заданию преподавателя) путём изменения степени открытия поворотной заслонки.
- 4) Измерить все необходимые величины и занести в табл.2.2. (режим без диффузора).

5) Присоединить один из диффузоров (например, диффузор А, задаёт преподаватель) к цилиндрическому патрубку.

6) Измерить все необходимые величины и занести в табл.2.2. (режим №1 с диффузором А).

7) Изменить расход воздуха (режим №2 с диффузором А) и записать показания манометров в табл. 2.2.

8) Сменить диффузор (например, установить диффузор Б, задаёт преподаватель) и записать показания манометров в табл.2.2. (режим №3 с диффузором Б).

9) Изменить расход воздуха (режим №4 с диффузором Б) и записать показания манометров в табл. 2.2.

10) Выключить вентилятор.

11) При проведении экспериментальных исследований выполнять все требования техники безопасности, изложенные в инструкции для лаборатории турбомашин.

Требования к отчёту

Отчёт по лабораторной работе должен содержать:

1. Цель и задачи работы.
2. Схема экспериментальной установки и краткое описание её, геометрические характеристики конфузора и диффузоров.
3. Таблица измеряемых величин (табл.2.2).
4. Подробный расчёт для каждого режима всех величин с указанием их названия, формулы для расчёта и результата вычислений. Расчёт одноимённых величин в отчёте приводится однократно. Все остальные результаты одноимённых вычислений заносятся в таблицы.
5. Таблицы расчётных величин (табл.2.3, 2.4,).
6. Расчёт коэффициентов потери давления (энергии) для части конфузора или диффузора (индивидуальное задание).
7. Графики изменения статического и полного давления вдоль оси канала (рис. 2.3).
8. Анализ результатов опытов, сравнение опытных и расчётных величин.

Учебно-методическое издание

Шестаченко Иван Яковлевич

ТУРБИНЫ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Редактор А. А. Галикян

Подписано в печать 10.02.2010. Формат 60х84 1/16.

Ризография. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 2,09

Уч.-изд. л. 2,25. Тираж 100. Заказ

Южно-Российский государственный технический университет

Редакционно-издательский отдел ЮРГТУ

Центр оперативной полиграфии

Адрес ун-та и центра полиграфии:

346428, г. Новочеркасск, ул. Просвещения, 132.