

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(национальный исследовательский университет)»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛОРАЗМЕРНОЙ ТУРБИНЫ

Электронное методическое пособие

САМАРА
2010

Составители: БАТУРИН Олег Витальевич,
МАТВЕЕВ Валерий Николаевич,
ШАБЛИЙ Леонид Сергеевич

В методическом пособии изложены вопросы получения и анализа характеристик приводных турбин. Описан метод экспериментального определения характеристик таких турбин на основе испытания их малоразмерных моделей.

Методическое пособие разработано на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначено для магистров, обучающихся по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов» по дисциплинам «Газовая динамика авиационных двигателей и энергетических установок» и «Газовая динамика агрегатов и двигателей летательных аппаратов».

СОДЕРЖАНИЕ

Основные условные обозначения.....	4
1 Цели и задачи лабораторной работы.....	5
2 Принцип действия ступени турбины	6
3 Характеристики ступени турбины	9
4 Влияние режимных параметров и потерь энергии в венцах на КПД ступени ЦСМТ.....	12
5 Стенд для определения характеристик ЦСМТ и методика обработки результатов эксперимента.....	20
6 Порядок выполнения лабораторной работы	26
8 Содержание отчета по лабораторной работе	30
9 Контрольные вопросы для подготовки к отчету по лабораторной работе.....	31
Приложение А – Форма отчета по лабораторной работе.....	34
Список литературы	32

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Параметры лопаточных машин

T – температура газа, К
 t – температура газа, °С
 p – давление газа, кПа
 $\vec{P}$ – газовая сила, действующая на лопатки, Н
 ρ – плотность газа, кг/м³
 $\rho_{\text{СТ}}$ – степень реактивности ступени турбины
 c ($\vec{c}$) – абсолютная скорость потока, м/с
 w ($\vec{w}$) – относительная скорость потока, м/с
 u ($\vec{u}$) – переносная (окружная) скорость РК, м/с
 $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент на валу турбины, Н·м
 F – сила, действующая на датчик сенда, Н
 l – плечо действия силы F , м
 α – угол потока в абсолютном движении, град
 β – угол потока в относительном движении, град
 h – высота лопаток, м
 D – диаметр лопаточного венца, м
 R_i – радиус лопаточного венца, м
 R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К)
 $Q_{\text{В}}$ – расход газа объемный, м³/с
 $G_{\text{В}}$ – расход газа массовый, кг/с
 $L_{\text{Т}}$ – удельная работа турбины, Дж/кг
 ΔL – удельные потери энергии, Дж/кг
 ξ (ξ') – относительная доля потерь
 $y_{\text{Т}}$ – параметр нагруженности турбины
 $\pi_{\text{Т}}$ – степень понижения давления в турбине

n – частота вращения, мин⁻¹
 $\eta_{\text{Т}}$ – мощностной КПД турбины
 C_p – теплоёмкость при постоянном давлении, Дж/кг
 k – показатель изэнтропии
 $N_{\text{Т}}$ – мощность турбины, Вт
 $\varphi_{\text{СА}}$ – коэффициент скорости в сопловом аппарате
 $\psi_{\text{РК}}$ – коэффициент скорости в рабочем колесе

Индексы

* – параметры заторможенного потока (полные параметры)
 — – относительные параметры
 i – номер рассматриваемого сечения (0, 1 или 2)
 0 – на входе в СА
 1 – на выходе из СА / на входе в РК
 2 – на выходе из РК
 ст – ступень
 т – турбина
 s – изэнтропический
 p – расчётный
 л – лопаточный
 w – в относительном движении
 u – окружной
 r – радиальный
 изб – избыточный
 н – атмосферный
 опт – оптимальный
 max – максимальный

Условные сокращения

СА – сопловый аппарат
 РК – рабочее колесо

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

1 ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Целью настоящей лабораторной работы является теоретическое и практическое ознакомление с методами экспериментального определения характеристик ступеней центробежных малоразмерных турбин (ЦСМТ).

В ходе выполнения лабораторной работы необходимо:

- изучить влияние различных режимных параметров ($\rho_{ст}$, λ_i , λ_{wi} , y_T) и потерь энергии в лопаточных венцах ($\varphi_{сА}$, $\psi_{РК}$) на мощностной КПД η_T ступени ЦСМТ;
- ознакомиться с конструкцией автоматизированного испытательного стенда и экспериментальным оборудованием, применяемым для испытания ЦСМТ;
- изучить методику проведения испытаний ЦСМТ и обработки результатов опыта;
- получить экспериментальные моментную и мощностную характеристики $M_{кр}=f(y_T)$ и $N_T=f(y_T)$, а также КПД-характеристику $\eta_T=f(y_T)$ ЦСМТ;
- дать физическое объяснение полученных зависимостей.

2 ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Турбина – это лопаточная машина, преобразующая энергию воды, пара, газа в механическую энергию.

В качестве потребителей энергии турбины могут быть топливные насосы ЖРД, винт летательного аппарата, газоперекачивающий компрессор, генератор электростанции и т.д.

Существующие лопаточные машины по направлению движения в них рабочего тела условно делят на 3 типа (рисунок 1): осевые, радиальные и диагональные (комбинированные). Радиальные в свою очередь делятся на центробежные и центростремительные.

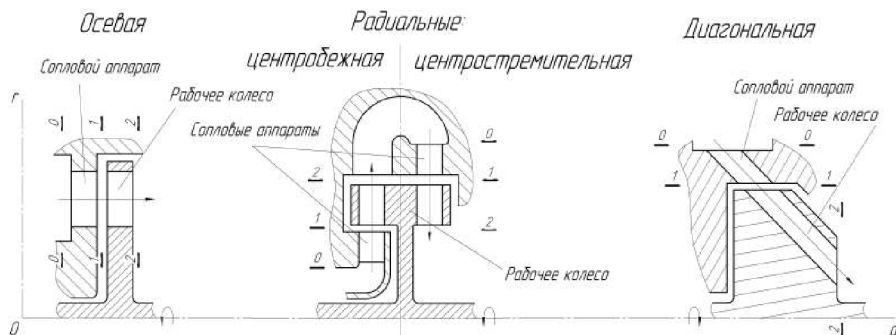


Рисунок 1 – Типы лопаточных машин по направлению движения в них рабочего тела

Схема ступени центростремительной турбины, исследование характеристик которой будет производиться в настоящей лабораторной работе, приведена на рисунке 2. Ступень турбины представляет собой совокупность неподвижного соплового аппарата (СА) и расположенного за ним вращающегося рабочего колеса (РК).

Принцип действия турбины заключается в следующем (рисунок 3). На входе в СА газ имеет начальные параметры T_0^* и p_0^* и почти радиальное направление вектора скорости c_0 ($\alpha_{0л} \approx \alpha_0 \approx 90^\circ$).

Лопаточный угол решетки на выходе из СА $\alpha_{1л}$ гораздо меньше лопаточного угла на входе в решетку $\alpha_{0л}$. При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из СА существенно меньше, чем на входе, т.е. межлопаточный канал СА является резко

сужающимся. Это приводит к увеличению в нем скорости газа и соответственно к снижению его статических параметров: давления и температуры ($p_1 < p_0$, $T_1 < T_0$).

Следует отметить, что полные параметры газа остаются практически постоянными, поскольку они характеризуют его внутреннюю энергию, а в СА энергия (в виде механической работы или тепла) не подводится и не отводится. Строго говоря, газ при прохождении канала СА всё-таки совершает небольшую механическую работу против сил трения (в пограничном слое и между слоями при турбулентности). Поэтому полное давление p^* немного уменьшается. Полная температура же T^* не изменяется, поскольку тепло, выделившееся из-за такого трения, целиком остаётся внутри газа.

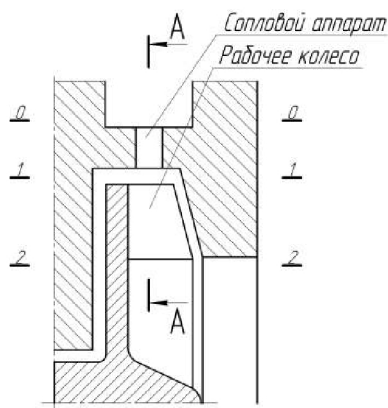


Рисунок 2 – Меридиональное сечение исследуемой турбины

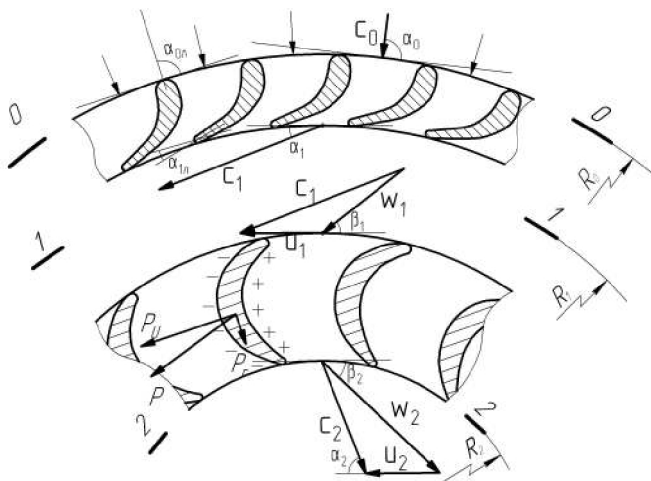


Рисунок 3 – Схема решеток профилей СА и РК с треугольниками скоростей (сечение А-А на рисунке 2)

Таким образом, в СА потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую энергию потока. Кроме того, для создания на РК наибольшего крутящего момента СА разворачивает высокоскоростной поток практически в окружном направлении ($\alpha_1 = 5..15^\circ$).

На входных кромках РК газ участвует в двух движениях: относительном (относительно лопаток РК) со скоростью w_1 и абсолютном со скоростью c_1 . При этом абсолютная скорость c_1 определяется векторной суммой $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$, где u_1 – переносная (окружная) скорость на входе в РК. Межлопаточный канал РК обычно несколько сужается. В результате скорость потока в относительном движении немного возрастает $w_2 > w_1$, а статическое давление и температура – снижаются ($p_2 < p_1$, $T_2 < T_1$). Изменение основных параметров потока в ступени центростремительной турбины приведено на рисунке 4.

Попадая на корытце, струя рабочего тела вызывает местное повышение давления (показано знаком «+» на рисунке 3), а «отрываясь» вследствие инерционности от спинки – струя формирует здесь область разрежения (показана знаком «-» на рисунке 3). При этом возникает равнодействующая сила $\vec{P}$, направленная в сторону, указанную на рисунке 3.

Силу $\vec{P}$ можно разложить на две составляющие: окружную $\vec{P}_u$ и радиальную $\vec{P}_r$. Окружная составляющая $\vec{P}_u$ создает на рабочих лопатках крутящий момент и заставляет РК вращаться.

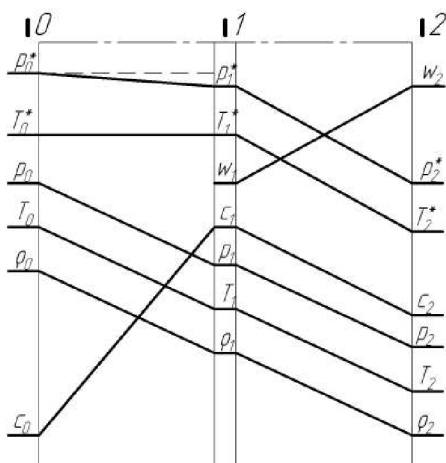


Рисунок 4 – Изменение параметров потока в ступени турбины

3 ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Связь между параметрами, характеризующими работу ступени турбины (мощность, расход рабочего тела, КПД и т.п.) и режимными параметрами (частота вращения, степень понижения давления, температура газа на входе и т.п.) называют *характеристикой* ступени. Среди всего многообразия характеристик особо выделяются так называемые *универсальные*, которые представляют собой зависимости не абсолютных параметров, а их безразмерных аналогов. Они позволяют сравнивать отдельные режимы работы ступени, а также параметры различных турбин.

Наиболее широко применяется зависимость мощностного КПД турбины η_T от параметра нагруженности y_T : $\eta_T = f(y_T)$. Параметр нагруженности – это отношение окружной скорости на входе в РК к изоэнтропической скорости турбины c_{st} : $y_T = u_1 / c_{st}$. Располагаемый теплотеплоперепад определяется химическим составом рабочего газа (k, R), его температурой (T_0^*) и степенью понижения давления в турбине π_T . Окружная скорость на входе в РК зависит от частоты вращения и диаметра РК на входе в РК D_1 . Поэтому для конкретной ступени при $T_0^* = const$ и $\pi_T = const$ параметр нагруженности является аналогом частоты вращения: $y_T \sim n$. В случае отсутствия потерь диапазон изменения параметра нагруженности $y_T = 0 \dots 1$. При $y_T = 0$ турбина предельно загружена и не вращается, хотя расширение газа в ней и происходит. Уменьшение нагрузки влечёт повышение частоты вращения и увеличение y_T . Однако достичь $y_T = 1,0$ в случае реального рабочего тела нельзя, так как для этого должны отсутствовать все виды потерь в турбине. Параметр нагруженности y_T служит для характеристики режима работы ступени.

Кроме КПД-характеристики также используются моментная и мощностная характеристики. Это зависимости соответственно крутящего момента на валу турбины или мощности, вырабатываемой турбиной, от режима её работы, например: $M_{кр} = f(y_T)$ и $N_T = f(y_T)$. Типовой вид характеристик представлен на рисунке 5.

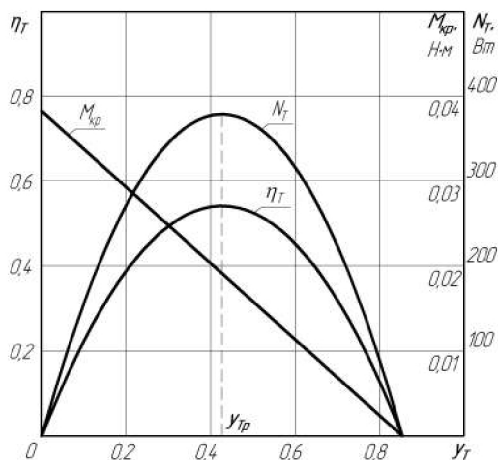


Рисунок 5 – Моментная, мощностная и КПД-характеристики

Объяснение причин такого вида характеристик начнём с зависимости $M_{кр}=f(y_{т})$. Рассмотрим треугольники скоростей на входе в РК и выходе из него для двух режимов: расчётного и произвольного (рисунок 6). По уравнению моментов количества движения (для разнонаправленных c_{1u} и c_{2u}):

$$M_{кр} = G_B (c_{1u} R_1 + c_{2u} R_2). \quad (1)$$

Поскольку при проведении эксперимента $T_0^* = const$ и $\pi_T = const$, то расход G_B остаётся практически неизменным, так как он определяется площадью поперечного сечения межлопаточных каналов СА и практически не зависит от скорости вращения РК. Также условимся, что при изменении u (y_T) скорости c_1 и w_2 изменяются незначительно: $c_1 \equiv c_{1p}$; $w_2 \equiv w_{2p}$.

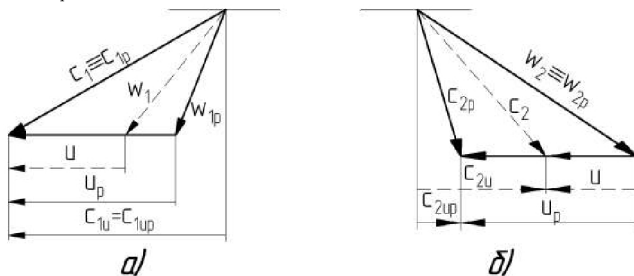


Рисунок 6 – Треугольники скоростей:

а – на входе в РК , б – на выходе из РК

На расчётном режиме получим:

$$M_{\text{кр} \text{ p}} = G_B (c_{1\text{u} \text{ p}} R_1 + c_{2\text{u} \text{ p}} R_2). \quad (2)$$

Из рисунка 6 для произвольного режима следует:

$$c_{2\text{u}} = c_{2\text{u} \text{ p}} + u_{\text{p}} - u, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{кр}} &= G_B (c_{1\text{u} \text{ p}} R_1 + c_{2\text{u} \text{ p}} R_2 + u_{\text{p}} R_2 - u R_2) = \\ &= G_B (c_{1\text{u} \text{ p}} R_1 + c_{2\text{u} \text{ p}} R_2 + u_{\text{p}} R_2) - G_B R_2 u = A - B u = A - C y_{\text{T}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Мы получили функцию $M_{\text{кр}} = f(y_{\text{T}})$ в виде $M_{\text{кр}} = A - C y_{\text{T}}$, которая является линейной с наибольшим значением $M_{\text{кр}}$ при $y_{\text{T}}=0$ (рисунок 5).

Теперь перейдём к объяснению поведения характеристики $N_{\text{T}} = f(y_{\text{T}})$. Мощность на любом валу определяется как произведение крутящего момента на угловую скорость его вращения:

$$N_{\text{T}} = M_{\text{кр}} \frac{\pi n}{30} = (A - C y_{\text{T}}) \frac{\pi n}{30} \quad (5)$$

Вспоминая, что $y_{\text{T}} \sim n$, получим:

$$N_{\text{T}} = K y_{\text{T}} - L y_{\text{T}}^2. \quad (6)$$

Полученная функция (6) является параболой, проходящей через ноль, направленная ветвями вниз (рисунок 5). Таким образом, при изменении режима работы турбины мощность сначала растёт, а затем снова снижается. Теперь можно легко объяснить поведение КПД-характеристики $\eta_{\text{T}} = f(y_{\text{T}})$. Поскольку КПД определяется как отношение полезной работы, произведенной 1 кг рабочего тела за одну секунду, к работе, которую можно теоретически получить от 1 кг имеющегося энергоносителя при полном его расширении до давления p_2 :

$$\eta_{\text{T}} = \frac{L_{\text{T}}}{L_{\text{s}}} = \frac{N_{\text{T}} / G}{L_{\text{s}}}. \quad (7)$$

Удельная изоэнтروпическая работа L_{s} и расход G не зависят от частоты вращения РК, поэтому КПД-характеристика представляет собой параболу, аналогичную мощностной характеристике (рисунок 5).

Физические причины, вызывающие потери энергии, а, следовательно, снижение полезной мощности и соответственно КПД, рассмотрены подробно в следующей главе.

4 ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ВЕНЦАХ НА КПД СТУПЕНИ ЦСМТ

Энергетическую эффективность турбины обычно оценивают с помощью мощностного КПД. Величина же КПД турбины сильно зависит от режима её работы. При изменении условий эксплуатации изменяются величины, характеризующие режим работы турбины, а, следовательно, изменяется и её КПД. Поэтому в практике создания и эксплуатации турбин необходимо знать зависимости мощностного КПД от различных режимных параметров.

Наиболее важными параметрами, характеризующими режим работы ступени турбины, являются /1, 2/:

а) $y_T = u_1 / c_{сст}$ – параметр нагруженности ступени;

б) $\rho_{ст}$ – степень реактивности ступени, определяющая распределение работы расширения газа между СА и РК:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{РК}}{L_{ст}} \approx \frac{L_{сРК}}{L_s},$$

где $L_{ст}$ – политропическая работа расширения газа в ступени турбины;

$L_{РК}$ и $L_{сРК}$ – соответственно политропическая и изоэнтропическая работы расширения газа в РК.

Физическая картина влияния этих параметров на КПД ступени турбины становится понятной, если рассмотреть изменение основных составляющих потерь энергии в лопаточных венцах при изменении y_T и $\rho_{ст}$. Анализ изменения составляющих потерь энергии в настоящих указаниях проведен для центростремительной ступени (рисунок 3). Вместе с тем, все выводы будут справедливы и для осевой ступени, сопловые и рабочие решетки которой можно рассматривать как частный случай решеток центростремительной ступени при увеличении радиусов кривизны (R_0, R_1, R_2) до бесконечности.

Принято считать, что потери в турбинной ступени складываются главным образом из потерь в лопаточных венцах СА и РК, а также

потерь с выходной скоростью /2,5,6/. В этом случае уравнение энергии для ступени можно записать в виде:

$$L_{ST} = L_T + \Delta L_{CA} + \Delta L_{PK} + \frac{c_2^2}{2}, \quad (8)$$

или в относительных величинах (по отношению к располагаемому теплосоперепадку):

$$1 = \frac{L_T}{L_{ST}} + \xi_{CA} + \xi'_{PK} + \xi_{BBLX}, \quad (9)$$

где $\xi_{CA} = \frac{\Delta L_{CA}}{L_{ST}}$, $\xi'_{PK} = \frac{\Delta L_{PK}}{L_{ST}}$ и $\xi_{BBLX} = \frac{c_2^2}{2L_{ST}}$ – относительные доли

потерь в СА, РК и с выходной скоростью соответственно.

Тогда связь между мощностным КПД ступени и коэффициентами потерь можно записать в виде:

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{ST}} = 1 - \xi_{CA} - \xi'_{PK} - \xi_{BBLX}. \quad (10)$$

Формула (10) позволяет проанализировать влияние y_T и ρ_{CT} на η_T . Действительно, величину потерь энергии в СА ΔL_{CA} можно представить в виде:

$$\Delta L_{CA} = \frac{c_{1S}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = L_{SCA} (1 - \varphi_{CA}^2), \quad (11)$$

где $\varphi_{CA} = c_1 / c_{1S}$ – коэффициент скорости СА.

Если учесть, что $\rho_{CT} = L_{SPK} / L_{SN\dot{O}}$, то для ξ_{CA} можно получить следующее выражение:

$$\xi_{CA} = (1 - \varphi_{CA}^2)(1 - \rho_{CT}). \quad (12)$$

Аналогично определяется величина ΔL_{PK} :

$$\Delta L_{PK} = \frac{w_{2S}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi_{PK}^2} - 1 \right) \cdot \varphi_{CA}^2 \cdot \left(\frac{w_2}{c_1} \right)^2 \cdot \frac{c_{1S}^2}{2}, \quad (13)$$

где $\psi_{PK} = w_2 / w_{2S}$ - коэффициент скорости РК.

Тогда:

$$\xi'_{PK} = \varphi_{CA}^2 \left(\frac{1}{\psi_{PK}^2} - 1 \right) \cdot (1 - \rho_{CT}) \cdot \left(\frac{w_2}{c_1} \right)^2. \quad (14)$$

Коэффициент ξ_{BbLX} определяется соотношением:

$$\xi_{BbLX} = \frac{c_2^2}{2L_{ST}} = \varphi_{CA}^2 \cdot (1 - \rho_{CT}) \cdot \left(\frac{c_2}{c_1} \right)^2. \quad (15)$$

Используя соотношения (13)...(15), можно проанализировать изменение коэффициентов потерь энергии, а следовательно, и η_T при изменении y_T и ρ_{CT} . Сам анализ целесообразно проводить не по параметру y_T , а по величине u_1/c_1 , которая связана с y_T следующим соотношением:

$$y_T = \frac{u_1}{c_{ST}} = \frac{u_1}{c_1} \varphi_{CA} \sqrt{1 - \rho_{CT}}. \quad (16)$$

На рисунке 7 приведена диаграмма изменения составляющих потерь энергии с ростом u_1/c_1 при $\rho_{CT} = const$. Горизонтальная линия с ординатой 1,0 соответствует (в относительных единицах) располагаемому теплоперепаду. Величина ξ_{CA} , как следует из (12), не зависит от u_1/c_1 . Поэтому на рисунке 7 при различных значениях u_1/c_1 одна и та же величина относительных потерь отнимается от горизонтальной линии с ординатой 1,0.

Зависимость ξ'_{PK} от u_1/c_1 при $\rho_{CT} = const$, как следует из (14),

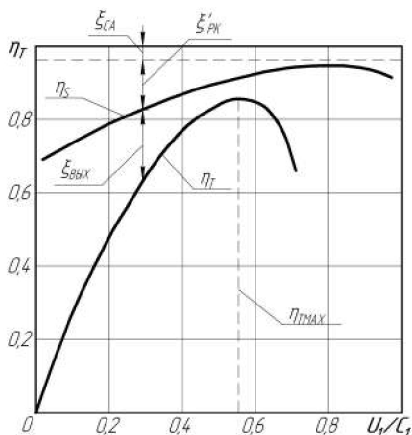


Рисунок 7 – Зависимость КПД турбины от u_1/c_1

определяется изменением w_2/c_1 . Для установления связи u_1/c_1 с величинами w_2/c_1 и c_2/c_1 рассмотрим планы скоростей ступеней, имеющих одинаковые значения c_1 и α_1 при различных u_1 (см. рисунок 8).

План скоростей на рисунке 8, а соответствует малому значению u_1/c_1 . Величина w_1 в этом случае близка к c_1 . Поскольку значение w_2 определяется из выражения:

$$w_2 = \psi_{PK} \sqrt{w_1^2 + 2\rho_T L_{ST} - u_1^2 (1 - \bar{D}^2)}, \quad (17)$$

то в этом случае и значение w_2 велико. По мере роста u_1 (смотри рисунок 8) величина w_1 уменьшается. Соответственно уменьшаются значения w_2 и ξ'_{PK} . В осевых ступенях, когда $D_1 = D_2$, т.е. $\bar{D} = 1$, наи-

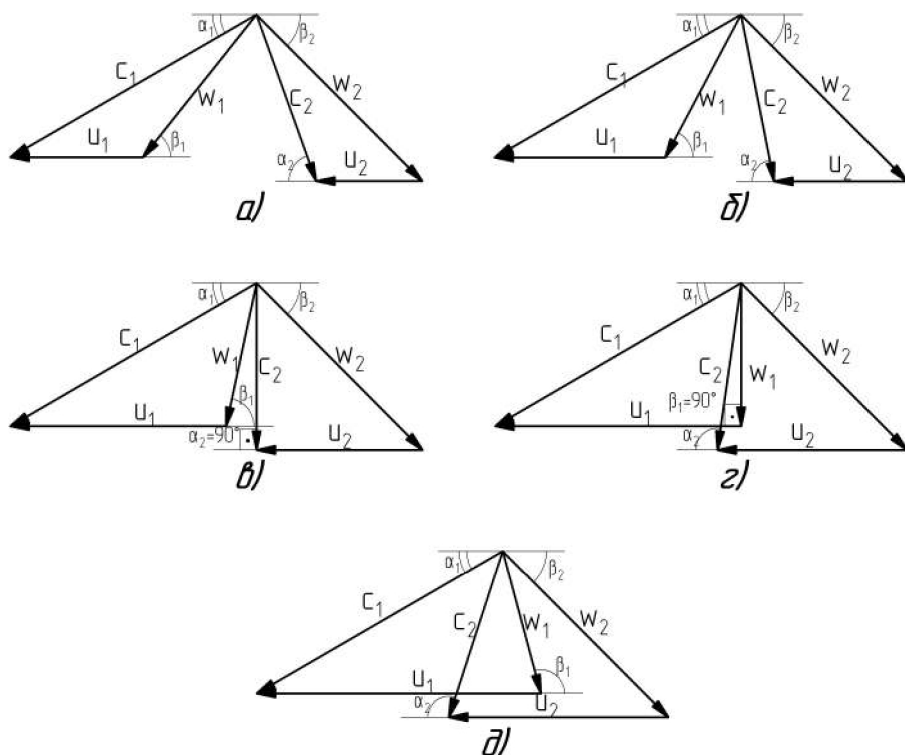


Рисунок 8 – Планы скоростей ступени турбины при различных u_1/c_1

меньшее значение w_1 (следовательно, и наименьшее значение ξ'_{PK}) будет достигнуто в том случае, когда вектор w_1 будет направлен вдоль оси ступени, т.е. при $u_1 = c_1 \cdot \cos \alpha_1$.

В центростремительных ступенях ($\bar{D} < 1$) вследствие непосредственного влияния u_1 на w_2 (см. выражение (17)), минимальные значения w_2 и ξ'_{PK} должны быть достигнуты при несколько больших значениях u_1 (см. рисунок 8, д).

Дальнейшее увеличение окружной скорости обуславливает увеличение относительной скорости на выходе из РК и относительной доли потерь в РК ξ'_{PK} .

Отложив (см. рисунок 7) вниз от ординаты l, θ отрезок, равный $\xi_{CA} + \xi'_{PK}$, получим кривую зависимости изоэнтропического КПД $\eta_s = \frac{L_{\tilde{N}\dot{O}}}{L_S}$ от параметра u_1 / c_1 . Анализ ее показывает, что максимальное значение η_s получается при u_1 / c_1 несколько больше величины $\cos \alpha_1$.

Зависимость $\xi_{ВЫХ}$ от u_1 / c_1 , как следует из выражения (14), определяется отношением c_2 / c_1 . Из рисунка 8 видно, что по мере роста u_1 / c_1 скорость c_2 сначала уменьшается, но потом, при больших u_1 / c_1 , снова начинает расти. Минимум потерь с выходной скоростью достигается при такой форме треугольника скоростей, которая изображена на рисунке 8, в, т.е. при радиальном выходе потока из ступени ($\alpha_2 = 90^\circ$).

При $u_1 = 0$ работа на валу турбины равна нулю, т.е. $\xi_{CA} + \xi'_{PK} + \xi_{ВЫХ} = 1$ и КПД турбины равен нулю $\eta_T = 0$, поскольку полезная работа не совершается. Таким образом, кривая $\eta_T = f(u_1 / c_1)$ выходит из точки $\eta_T = 0$ при $u_1 / c_1 = 0$ и достигает максимума при оптимальном параметре $(u_1 / c_1)_{opt}$, величина которого соответствует

выходу газового потока из ступени под углом α_2 , несколько превышающим 90° . Причём в осевых ступенях максимум η_T , достигается практически при $\alpha_2 = 90^\circ$. В центростремительных же ступенях $(u_1/c_1)_{opt}$ соответствует $\alpha_2 > 90^\circ$ и возможны случаи, когда $\eta_{T\max}$ достигается при $\alpha_2 = 120...140^\circ$ /3/.

Для выяснения влияния ρ_{CT} на η_T рассмотрим вначале решётки СА и РК ступени с небольшой степенью реактивности ρ_{CT1} . Соответствующий этой ступени план скоростей при $u_1/c_1 = (u_1/c_1)_{opt}$ изображен на рисунке 9 сплошными линиями. Из этого рисунка следует, что скорость w_2 незначительно превышает w_1 , а величина α_2 , как отмечалось выше, при $(u_1/c_1)_{opt}$ несколько больше 90° . С ростом степени реактивности $\rho_{CT2} > \rho_{CT1}$ скорость w_2 (пунктирные линии на рисунке 9) становится значительно больше w_1 и для достижения угла α_2 , обеспечивающего $\eta_{T\max}$, требуется всё большая скорость u_2 , а следовательно, и большее значение параметра u_1/c_1 . Таким образом, величина $(u_1/c_1)_{opt}$ увеличивается с ростом ρ_{CT} .

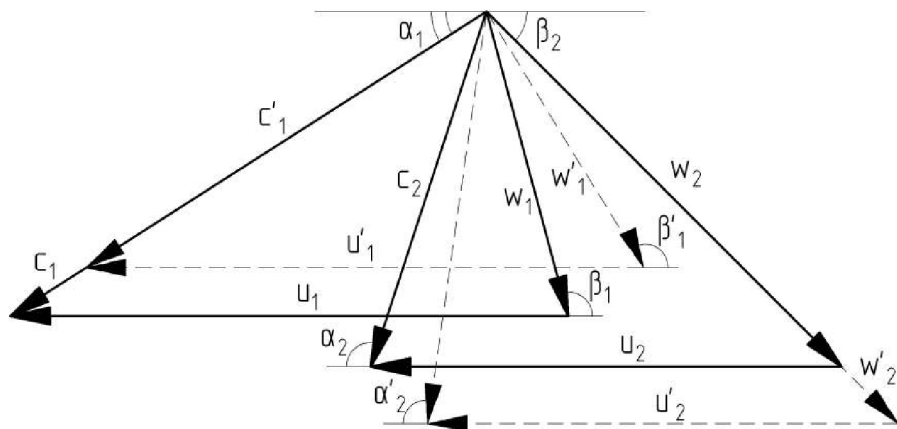


Рисунок 9 – Влияние степени реактивности ρ_{CT} на деформацию треугольников скоростей

Вид зависимостей $\eta_T = f(u_1/c_1)$ при различных значениях ρ_{CT} для полноразмерных турбинных ступеней представлен на рисунке 10. Применение ступеней с повышенной степенью реактивности позволяет несколько увеличить их КПД. Это объясняется тем, что при росте ρ_{CT} увеличивается степень конфузурности течения газа в решётке РК. Последнее обстоятельство приводит к снижению потерь в РК и уменьшению ξ'_{PK} . На рисунке 10 показан примерный характер зависимости (пунктирная линия) КПД ступени от степени реактивности (при оптимальных по η_T значениях u_1/c_1). Однако увеличение ρ_{CT} следует сопровождать увеличением окружной скорости, что приводит к возрастанию уровня напряжений, действующих в диске и лопатках РК.

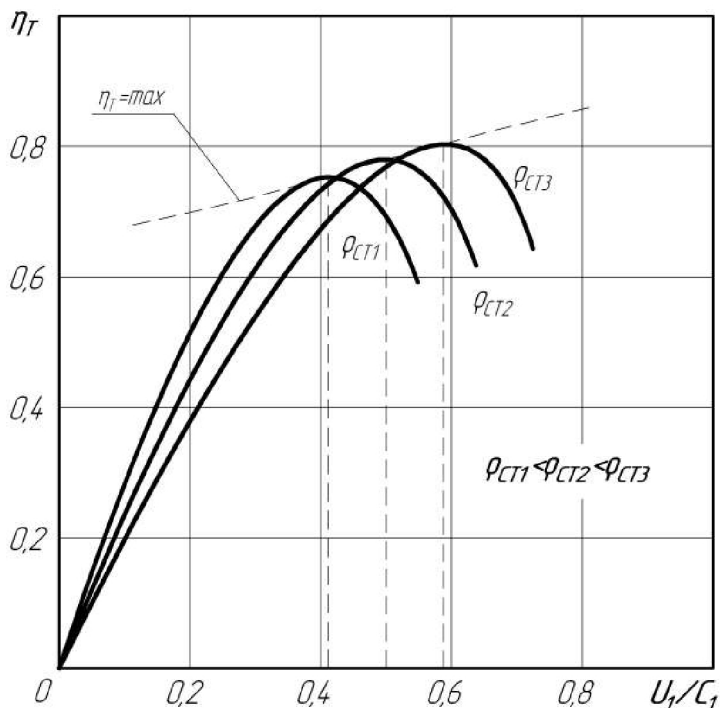


Рисунок 10 – Влияние степени реактивности ρ_{CT} на КПД турбины и оптимальное значение u_1/c_1

В малоразмерных ступенях увеличение ρ_{CT} сопровождается существенным увеличением потерь на утечку рабочего тела через радиальный зазор. Поэтому в этих турбинах ступени с повышенной реактивностью $\rho_{CT} > 0,15 \dots 0,25$ практически не применяются.

Характеристики турбины получают, в основном, экспериментально, на специальных тормозных стендах. В настоящей лабораторной работе определяются зависимости $M_{кр} = f(y_T)$, $N_T = f(y_T)$, $\eta_T = f(y_T)$ для ЦСМТ, у которой расчетные параметры $\pi_{Tp} = 3$ и $y_{Tp} = 0,18$, диаметр на входе в РК $D_1 = 50$ мм и высота лопаток СА $h_{CA} = 1,2$ мм.

5 СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦСМТ И МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

Схема тормозного стенда для испытания ЦСМТ представлена на рисунке 11. На основании 1 расположено две стойки 2 с призмами 7 и корпус 15 турбины. На призмы через ножевые опоры 8 свободно установлен качающийся корпус тормозного барабана 3. На нем закреплено коромысло 10, которое касается площадки тензометрического датчика силы 11. В корпусе на шарикоподшипниках размещается турбинный вал 6. На правом конце вала (см. рисунок 11) располагается рабочее колесо 17, а сопловой аппарат 16 жестко установлен в неподвижном корпусе турбины 15. На левый конец вала смонтирован тормозной диск 5 с вентиляторными лопатками 4. Периферийная часть диска размещена в зазоре разрезных сердечников четырёх электромагнитов 18, установленных на тормозном барабане 3. В диске выполнены два симметричных отверстия для регистрации частоты вращения вала турбины фотоэлектрическим датчиком 9.

Работает стенд следующим образом. Сжатый воздух подается из сети в экспериментальную установку через фильтр 12. Заданное избыточное давление поддерживается автоматическим краном-регулятором 13 в течение всего эксперимента. Далее рабочее тело через расходомер 14 подается в турбину, где совершает работу по вращению РК. Отработавший в турбине воздух выбрасывается в атмосферу.

Крутящий момент с вала турбины передается на качающийся корпус барабана 3 следующим образом. Во-первых, при вращении диска 5 между полюсами электромагнитов 18 в нём возникают вихревые токи Фуко. Магнитное поле этих токов, взаимодействуя с магнитным полем электромагнитов, создаёт тормозной момент, передаваемый на барабан 3. Описанный процесс торможения диска 5 сопровождается интенсивным выделением тепла.

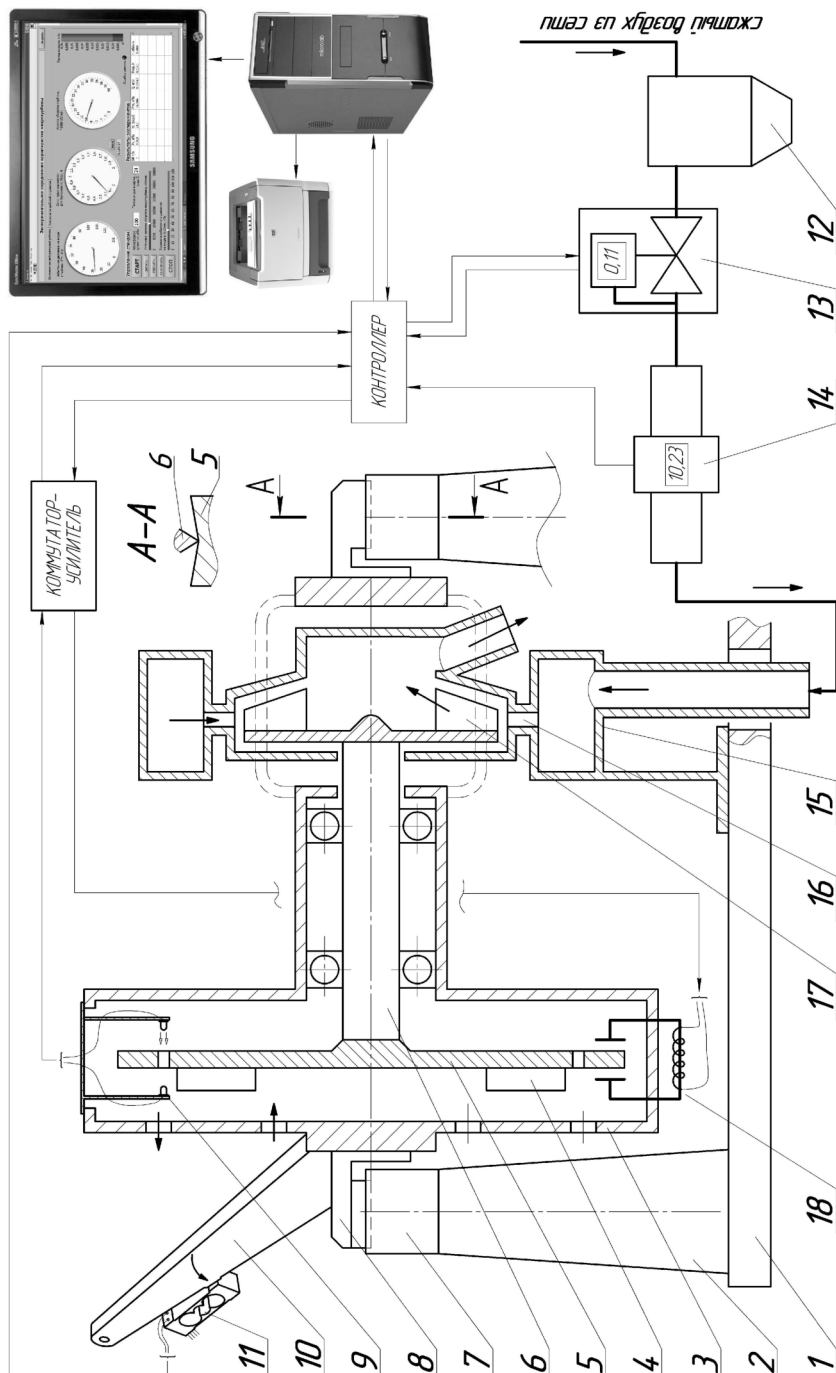


Рисунок 11 – Схема стенда для получения экспериментальных характеристик микротурбины

Во-вторых, при вращении вентиляторных лопаток 4 воздух, находящийся в полости тормозного барабана 3, вовлекается во вращательное движение и приобретает некоторый момент количества движения. Закрученный воздух тормозится на внутренней поверхности барабана, передавая ему свой момент количества движения. Отвод воздуха из полости барабана осуществляется в осевом направлении для того, чтобы не было потери момента количества движения с выброшенным воздухом. Заодно с отводимым воздухом из полости тормозного барабана удаляется выделившееся тепло. И, наконец, момент трения в шарикоподшипниках также передается на корпус барабана 3.

Для снятия моментной характеристики необходимо изменять частоту вращения вала за счёт варьирования тормозной мощности. Это осуществляется благодаря изменению силы тока в катушках электромагнитов 18.

Корпус барабана под действием возникающего опрокидывающего момента стремится повернуться на ножевых опорах и нажимает своим коромыслом на площадку датчика силы 11. Величина регистрируемой силы эквивалентна внутренней мощности испытываемой ЦСМТ, что позволяет вычислить её мощностной КПД. Сигналы со всех датчиков обрабатываются автоматизированной системой управления стенда и отображаются на дисплее в виде измеряемых величин (рисунок 12), а также могут использоваться для компьютерного расчёта и распечатки протокола испытаний.

Для расчета и построения характеристик ЦСМТ в ходе эксперимента измеряются следующие параметры:

- полное избыточное давление воздуха на входе в СА турбины p_0^* , кПа;
- статическое давление на выходе из турбины p_2 , равное атмосферному p_H , кПа;
- температура воздуха на входе в турбину T_0^* , равная температуре воздуховода, т.е. комнатной температуре T_H , К;
- массовый расход воздуха через турбину G_B , кг/с;

- частота вращения РК турбины, мин^{-1} ;
- сила F , с которой опрокидываемый тормозной барабан 3 нажимает коромыслом 10 (рисунок 11) на площадку тензометрического датчика, Н.

Полное избыточное давление воздуха $p^*_{0 \text{ изб}}$ на входе в испытываемую турбину измеряется манометром, входящим в состав автоматического регулятора давления и отображается на дисплее в виде часового индикатора 1 (рисунок 12). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения абсолютного необходимо его увеличить на величину атмосферного давления:

$$p^*_0 = p^*_{0 \text{ изб}} + p_H. \quad (18)$$

Статическое давление рабочего тела на выходе из ЦСМТ равно атмосферному p_H . Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле 5 перед началом эксперимента.



Рисунок 12 – Вид дисплея экспериментальной установки

Температура воздуха на входе в турбину $T^*_{0 \text{ вх}}$ считается равной температуре воздуха в лаборатории T_H , поскольку сжатый воздух подается из ресивера по трубопроводу комнатной температуры. Она оп-

ределяется с помощью лабораторного термометра и также вводится вручную в поле 6.

Измерение массового расхода воздуха через турбину G_B выполняется косвенно, с использованием следующих автоматических вычислений. Объемный расход воздуха Q_B измеряется термоанемометрическим датчиком. По ранее определенным значениям p_0^* и T_H компьютер рассчитывает плотность входящего в установку воздуха ρ . А затем определяет массовый расход, который выводится на индикатор 4.

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{1000 \cdot p_0^*}{RT_0^*}, G_B = Q_B \cdot \rho. \quad (19)$$

При расчете плотности статические параметры принимаются равными полным, поскольку скорость в расходомере невелика.

Частота вращения ротора микротурбины измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика. Испускаемый светодиодом луч за один оборот диска достигает фотодиода дважды – в моменты прохождения мимо датчика двух отверстий диска. Компьютер подсчитывает количество импульсов за определенное время и вычисляет частоту вращения РК, которая выводится на индикатор 3.

Сила, которую развивает турбина на коромысле с длиной плеча l , измеряется тензометрическим датчиком и выводится на индикатор 2.

Крутящий момент турбины $M_{кр}$ равен моменту опрокидывания тормозного барабана:

$$M_{кр} = F \cdot l. \quad (20)$$

Мощность на валу турбины по измеренным значениям крутящего момента $M_{кр}$ и частоте вращения РК определяется по формуле:

$$N_T = \frac{\pi n M_{кр}}{30}. \quad (21)$$

Удельная механическая работа на валу турбины:

$$L_T = \frac{N_T}{G_B}. \quad (22)$$

По величинам параметров на входе в турбину p_0^* и T_0^* , а также по величине давления на выходе из турбины $p_2 = p_H$ можно определить *удельную изоэнтروпическую работу расширения газа в турбине*:

$$L_S = C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (23)$$

Тогда *КПД испытываемой турбины* можно найти следующим образом:

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_S}. \quad (24)$$

По измеренной частоте вращения ротора турбины определяется окружная скорость

$$u_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_1}{2}. \quad (25)$$

Тогда, вычислив изоэнтропическую скорость

$$c_{ST} = \sqrt{2L_S}, \quad (26)$$

можно найти значение *параметра нагруженности*.

$$y_T = u_1 / c_{ST} \quad (27)$$

После этого можно построить характеристики испытываемой турбины $M_{кр} = f(y_T)$, $N_T = f(y_T)$ и $\eta_0 = f(y_0)$.

6 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Перед началом работы студенты должны ознакомиться с приведенными выше методическими указаниями и выслушать объяснения преподавателя, касающиеся особенностей проведения лабораторного практикума. Перед началом работы на испытательном стенде студенты должны знать его устройство и принцип действия, а также ход проведения эксперимента по снятию характеристик турбины.

Определение характеристик $M_{кр}=f(y_T)$, $N_T=f(y_T)$ и $\eta_{\partial}=f(y_{\partial})$ испытываемой ЦСМТ рекомендуется проводить в следующем порядке.

1. Убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневмосети с давлением не ниже 200 кПа (2 кг/см²).
2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему и исполняемую программу на компьютере.
3. Определить атмосферное давление и температуру в помещении по лабораторному барометру и термометру, записать их показания в поля 5 и 6 соответственно (см. рисунок 12).
4. Установить ползунок 9 (см. рисунок 12) необходимое для снятия характеристики избыточное давление на входе в турбину (рекомендуется $p_{0 \text{ изб}}^* = 70 \dots 100$ кПа).
5. Установить ползунок 8 (см. рисунок 12) начальное значение частоты вращения турбины (рекомендуется 25 000 мин⁻¹).
6. Нажать кнопку «УСТ.0» для установки нулевого уровня сопротивления тензодатчика крутящего момента 11 (см. рис. 11).
7. Нажатием кнопки СТАРТ начать эксперимент. При этом срабатывает регулятор давления 13 (см. рисунок 11), выставив заданное ползунок 9 (см. рисунок 12) значение давления воздуха на входе в турбину. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора 3 (см. рисунок 12). Когда частота вращения превысит заданное ползунок 8 значение, система автоматически включит электромагнитный тормоз и за счёт измене-

ния силы тока в катушках электромагнита установит заданную частоту вращения ротора.

8. Убедившись, что установка работает на установившемся режиме и значения измеряемых параметров не изменяются, нажать кнопку **ЗАПИСЬ**. При этом мгновенные значения всех индикаторов сохраняются в таблице 7 (см. рисунок 12).
9. Установить ползунком 8 новое значение частоты вращения. При этом система автоматически изменит силу тока в цепи электромагнитов и, пройдя переходные режимы, установка выйдет на требуемую частоту вращения. Убедившись в этом, снова нажать кнопку **ЗАПИСЬ**.
10. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 8. Если система по каким-либо причинам не может установить требуемую частоту вращения (например, достигнута максимальная мощность торможения, а частота всё ещё велика), загорается индикатор «Ошибка режима». Это означает, что получить желаемую частоту вращения не удастся. Однако, если текущий режим является устойчивым, то его можно включить в расчёт характеристики, нажав кнопку **ЗАПИСЬ**.
11. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха, нажав кнопку **СТОП**. Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, нажав кнопку **СОХРАНИТЬ**. После этого нужно распечатать несколько экземпляров протокола испытаний, которые являются для студентов бланками отчета по лабораторному практикуму.
12. По окончании работы необходимо выключить компьютер и отключить питание стенда на электрошите.

Получив протокол-бланк, студенты обрабатывают результаты эксперимента, рассчитывают и строят графики характеристик, а также выполняют схему испытательного стенда.

Форма отчета по лабораторной работе приведена в приложении А.

7 ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Обработка результатов опыта и расчет характеристик $M_{кр}=f(y_T)$, $N_T=f(y_T)$ и $\eta_T = f(y_T)$ выполняются по методике, которая приведена в разделе 5 и соответствует системе СИ.

В данном разделе приведена последовательность расчёта, учитывающая некоторые особенности измерений.

1. Поскольку температура окружающего воздуха t_H измеряется в лаборатории в градусах Цельсия, её необходимо перевести в кельвины:

$$T_H = t_H + 273,15.$$

2. Определяется абсолютное полное давление на входе в турбину по формуле (18).

3. Крутящий момент на валу турбины определяется по формуле (20). При этом длина плеча коромысла $l = 0,105$ м.

4. Мощность на валу турбины вычисляется по формуле (21).

5. Удельную работу турбины находят по формуле (22).

8. Изобэнтропическая работа расширения воздуха в турбине определяется по соотношению (23). В нём k – показатель изобэнтропы, C_p – теплоёмкость при постоянном давлении. Для воздуха при нормальной температуре $k = 1,4$, а

$$C_p = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

9. Изобэнтропическая скорость, соответствующая перепаду давления от p_0^* до p_H , определяется по формуле (26).

10. Окружная скорость на входе в РК находится по формуле (25), где D_1 – диаметр на входе в РК. У испытываемой турбины $D_1 = 0,05$ м.

11. Параметр нагруженности турбины рассчитывается по формуле (27).

12. Мощностной КПД определяется по формуле (24).

Результаты расчетов заносятся в таблицу обработки произведенных измерений в отчете по лабораторной работе.

По полученным значениям осуществляется построение:

- моментной характеристики $M_{кр} = f(y_T)$;
- мощностной характеристики $N_T = f(y_T)$;
- КПД-характеристики $\eta_T = f(y_T)$.

Все графики целесообразно располагать на едином поле (смотри приложение А).

8 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

В отчете по лабораторной работе должны быть представлены:

- протокол испытаний, в котором приводятся параметры, определенные непосредственно в ходе испытаний, а также атмосферные условия;
- схема экспериментальной установки;
- таблица с результатами обработки проведенных измерений;
- построенные по результатам эксперимента моментная, мощностная и КПД-характеристики малоразмерной турбины.

Вид бланка отчета по лабораторной работе приведен в приложении А.

После оформления отчета по лабораторной работе необходимо с помощью предложенных ниже контрольных вопросов убедиться в понимании физической сущности протекания характеристик турбины, принципах работы экспериментального стенда и систем измерения параметров. При необходимости следует обратиться за разъяснением к преподавателю.

9 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ОТЧЕТУ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

1. Для чего нужна турбина? Каков принцип её действия?
2. Как меняются параметры газа в ступени турбины?
3. Какие факторы определяют режим работы турбины?
4. Что такое характеристика? Для чего нужны характеристики турбины?
5. Как влияет уровень потерь энергии в лопаточных венцах на КПД турбинной ступени?
6. Как изменится КПД ступени при изменении степени реактивности?
7. Объясните влияние параметра нагруженности на величину потерь энергии с выходной скоростью.
8. Объясните влияние параметра нагруженности на величину потерь энергии в рабочем колесе.
9. Из каких основных узлов состоит стенд для испытания микротурбин?
10. Объясните принцип работы тормозного устройства для испытания малоразмерной турбины.
11. С какой целью на экспериментальной установке одновременно применено и воздушное и магнитное торможение вала турбины?
12. Каким способом измеряется массовый расход рабочего тела через турбину?
13. Ухудшится ли качество измерений на испытательном стенде при износе подшипников ротора турбины? А при износе ножевых опор?
14. Каким образом измеряются на стенде термодинамические параметры рабочего тела?

ПРИЛОЖЕНИЕ А – ФОРМА ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

Страница 1

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени акад. С.П. Королева

Лаборатория полетных машин	Определение характеристик турбины	Работа № 3
----------------------------	-----------------------------------	------------

Дата: 26.03.2010

Атмосферные условия:

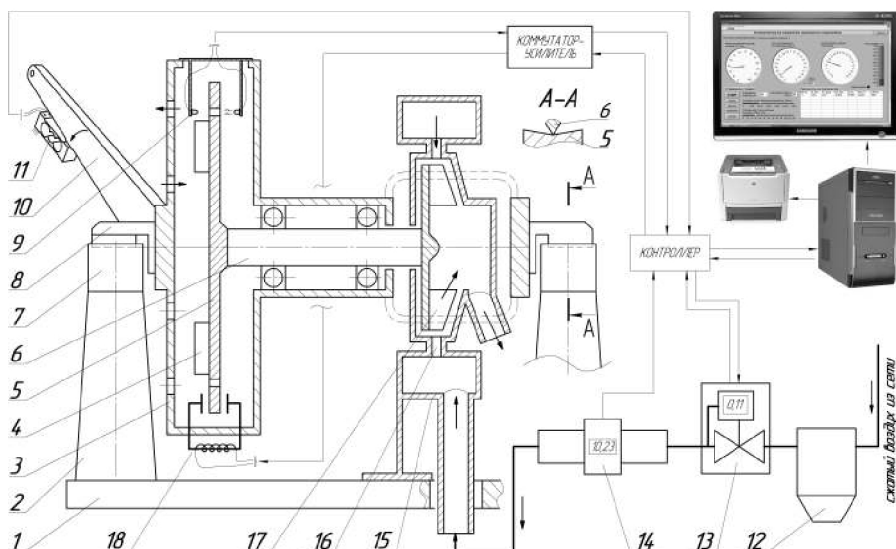
$P_{\text{н}} = 100,00$ кПа

$T_{\text{н}} = 24,00$ °C

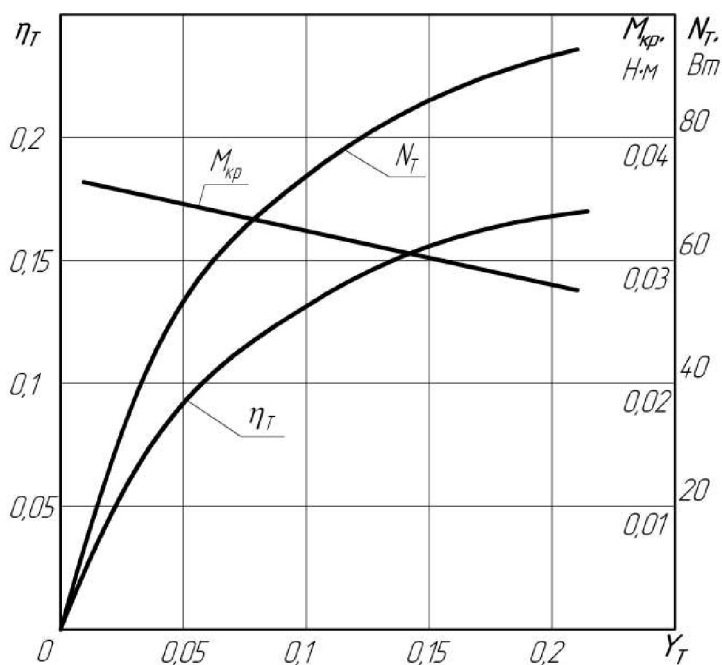
Протокол испытаний

№ пп	P_0^* , кПа	G^* , кг/с	F , Н	M , об/мин
1	69,34	0,01677	0,335	24960
2	68,83	0,01706	0,390	19860
3	68,51	0,01677	0,397	14880
4	68,56	0,01677	0,413	10080
5	68,70	0,01678	0,407	6960

Схема установки



№ пп	P_0^* изб., кПа	$G_{\text{ж}}^*$ кг/с	F , Н	η , об/мин	ρ , кг/м ³	$M_{\text{кр}}^*$ Н·м	$N_{\text{т}}^*$ Вт	L_s , Дж/кг	$c_{\text{жт}}^*$ м/с	u_1 , м/с	$\gamma_{\text{т}}$	$\eta_{\text{т}}$
1	69,34	0,01677	0,335	24960	1,9866	0,0352	91,9	41689	288,8	65,3	0,23	0,13
2	68,83	0,01706	0,390	19860	1,9807	0,0410	85,2	41468	288,0	52,0	0,18	0,12
3	68,51	0,01677	0,397	14880	1,9769	0,0417	65,0	41328	287,5	39,0	0,14	0,09
4	68,56	0,01677	0,413	10080	1,9775	0,0434	45,8	41350	287,6	26,4	0,09	0,07
5	68,70	0,01678	0,407	6960	1,9791	0,0427	31,1	41411	287,8	18,2	0,06	0,04



Группа _____

Преподаватель _____

Студент _____

Работа принята _____

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. - М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
3. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974, – 228 с.
4. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.
5. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – Самара: ФГУП “Издательство Самарский Дом печати”, 2003. – 336 с.
6. Стенькин Е.Д., Мусаткин Н.Ф., Белоусов А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М: МАИ, 1992. – 187 с.
7. Тихонов Н.Т., Мусаткин Н.Ф., Матвеев В.Н. Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей: курс лекций. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2001. – 155 с.