

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ТЕОРИИ И РАСЧЕТУ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве практикума для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 25.03.01 Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей и специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

С А М А Р А
Издательство Самарского университета
2019

УДК 621.431(075)

ББК 39.55я7

Л125

Авторы: *О.В. Батури***н**, *И.Б. Дмитриева*, *В.Н. Матвеев*,
В.М. Радько, *Л.С. Шаблий*

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.П. Данильченко ;
д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев

*Батури***н**, *Олег Витальевич*

Л125 **Лабораторный практикум по теории и расчету лопаточных машин:** практикум / *О.В. Батури***н** [и др.]. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2019. – 152 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-1440-2

Практикум содержит краткие сведения о схемах и основах рабочего процесса наиболее распространенных типов лопаточных машин. В работе приведены их основные геометрические и кинематические параметры. Кроме того, описаны методики экспериментального определения характеристик компрессоров, турбин и сопловых лопаточных венцов на основе испытания их малоразмерных моделей.

Предназначен для студентов направлений подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 25.03.01 Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей и специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей.

Подготовлен на кафедре теории двигателей летательных аппаратов Самарского университета.

УДК 621.431(075)

ББК 39.55я7

ISBN 978-5-7883-1440-2

© Самарский университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения	6
Введение	10
1 Назначение и место лопаточных машин	12
1.1 Назначение и место лопаточных машин в системе ГТД.....	12
1.2 Системы питания ЖРД	16
1.3 Система наддува двигателей внутреннего сгорания.....	20
2 Устройство и принцип действия наиболее распространенных типов лопаточных машин	22
2.1 Схема и принцип действия осевого компрессора	22
2.1.1 Схема и основные геометрические параметры ступени осевого компрессора	22
2.1.2 Принцип действия ступени осевого компрессора.....	26
2.2 Схема и принцип действия центробежного компрессора	28
2.2.1 Принцип действия центробежного компрессора	28
2.2.2 Основные геометрические параметры ступени центробежного компрессора	31
2.3 Схема и принцип действия осевой турбины.....	36
2.3.1 Схема и основные геометрические параметры одноступенчатой осевой турбины	36
2.3.2 Принцип действия одноступенчатой осевой турбины ...	37
2.3.3 Основные элементы, параметры профиля лопатки и турбинной решётки профилей	39
2.4 Схема и принцип действия центростремительной турбины	42
2.4.1 Схема и основные геометрические параметры центростремительной турбины.....	42
2.4.2 Принцип действия центростремительной турбины	42
2.4.3 Геометрические параметры ступени центростремительной турбины.....	44
2.5 Схема и принцип действия шнекоцентробежного насоса.....	44
2.5.1 Определение насоса и его основные параметры	44

2.5.2	Схема насоса	47
2.5.3	Основные геометрические параметры насоса	47
2.5.4	Принцип действия шнекоцентробежного насоса	53
3 Экспериментальное определение характеристик		
	центробежного компрессора	57
3.1	Цель и задачи лабораторной работы	57
3.2	Характеристики центробежного компрессора.....	57
3.3	Экспериментальное оборудование, применяемое при определении характеристик компрессора.....	61
3.4	Параметры, измеряемые в ходе эксперимента	64
3.5	Порядок экспериментального определения характеристик компрессора	71
3.6	Порядок выполнения лабораторной работы	73
3.7	Обработка результатов эксперимента и построение характеристик	74
3.8	Контрольные вопросы для отчета по лабораторной работе...	76
4 Экспериментальное определение характеристик		
	малоразмерной турбины	79
4.1	Цели и задачи лабораторной работы	79
4.2	Характеристики ступени турбины.....	79
4.3	Влияние режимных параметров и потерь энергии в лопаточных венцах на КПД ступени турбины.....	83
4.4	Стенд для определения характеристик ЦСМТ и методика обработки результатов эксперимента.....	89
4.5	Порядок выполнения лабораторной работы	95
4.6	Обработка результатов эксперимента и построение характеристик	97
4.7	Содержание отчета по лабораторной работе	98
4.8	Контрольные вопросы для подготовки к отчету по лабораторной работе	98
5 Экспериментальное исследование кольцевых решёток		
	центростремительных микротурбин	100
5.1	Цель и задачи лабораторной работы	100

5.2 Рабочий процесс в лопаточном венце турбины и методы его экспериментального исследования	100
5.3 Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в кольцевых решетках турбин	111
5.4 Параметры, измеряемые в ходе проведения эксперимента.....	113
5.5 Порядок экспериментального исследования рабочего процесса в кольцевой решётке СА ЦСМТ и определения ее характеристик.....	117
5.6 Порядок выполнения лабораторной работы и отчета.....	118
5.7 Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы	119
5.8 Контрольные вопросы для отчета по лабораторной работе.....	122
6 Вычисление погрешностей параметров, определяемых при проведении экспериментальных исследований	124
6.1 Общие правила вычисления погрешностей параметров, определяемых при технических измерениях	124
6.2 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании малоразмерного компрессора.....	125
6.3 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании малоразмерной центростремительной турбины	129
6.4 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании кольцевых лопаточных венцов центростремительных микротурбин	133
Список литературы	138
Приложение 1	140
Приложение 2	145
Приложение 3	147

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — скорость звука, м/с ;
- $a_{кр}$ — критическая скорость, м/с;
- b — хорда профиля, м;
- b/t — плотность решётки лопаточной машины;
- c — скорость потока в абсолютном движении, м/с;
- Cm — максимальная толщина профиля, мм;
- D — диаметр, м;
- \bar{d} — относительный диаметр втулки;
- F — площадь проходного сечения, м²;
- G — массовый расход газа, кг/с;
- \bar{G} — коэффициент производительности;
- H_T — теоретический напор, создаваемый компрессором, Дж/кг;
- L_U — работа турбины на окружности рабочего колеса, Дж/кг;
- h_l — высота лопатки, м;
- h/b — удлинение лопатки;
- k — показатель изэнтропы;
- L_K — удельная работа компрессора, Дж/кг;
- L_T — удельная работа турбины, Дж/кг;
- m — масса, кг;
- M — число Маха (отношение скорости потока к скорости звука);
крутящий момент, Н·м;
- N_K — мощность привода компрессора, кВт;
- N_T — мощность на валу турбины, кВт;
- n — частота вращения, мин⁻¹; показатель политропы;
- p — давление, Па;
- R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг К);
- S — осевая ширина решётки лопаток, м; линия тока;
- T — температура, К;

u	—	окружная скорость, м/с;
w	—	скорость потока в относительном движении, м/с;
z	—	число ступеней; число лопаток;
α	—	угол потока в абсолютном движении, град;
α_l	—	лопаточный угол неподвижных лопаточных венцов, град;
β	—	угол потока в относительном движении, град;
β_l	—	лопаточный угол вращающихся лопаточных венцов, град;
δ	—	угол отгиба профиля, град; радиальный зазор, мм;
γ	—	угол установки профиля в решётке, град;
ξ	—	коэффициент потерь;
φ	—	коэффициент скорости соплового аппарата;
ψ	—	коэффициент скорости рабочего колеса;
ρ	—	плотность, кг/м ³ ;
σ	—	коэффициент восстановления полного давления;
η	—	коэффициент полезного действия;
λ	—	приведенная скорость;
π_K	—	степень повышения давления в компрессоре;
π_T	—	степень понижения давления в турбине;
ω	—	угловая скорость, рад/с.

Индексы

*	—	заторможенные параметры;
0	—	сечение на входе в сопловой аппарат;
1	—	сечение на входе в рабочее колесо;
2	—	сечение на выходе из рабочего колеса;
3	—	сечение на выходе из направляющего аппарата;
a	—	по оси лопаточной машины;
c	—	в абсолютном движении;
n	—	по нормали;
r	—	в радиальном направлении;
w	—	в относительном движении;
v	—	вход, воздух;
$вт$	—	вторичный;

<i>г</i>	— газ;
<i>к</i>	— компрессор, концевой, периферийный;
<i>кор</i>	— корытце;
<i>кр</i>	— кромочный, критический;
<i>л</i>	— лопаточный;
<i>отр</i>	— отрывной;
<i>пр</i>	— профильный, приведенный;
<i>пред</i>	— предельный;
<i>сп</i>	— спинка;
<i>ср</i>	— средний;
<i>ст</i>	— ступень;
<i>т</i>	— относящийся к турбине, теоретический;
<i>тр</i>	— трение.

Условные сокращения

ВНА	— входной направляющий аппарат;
Г	— горючее;
ГДФ	— газодинамические функции;
ГТД	— газотурбинный двигатель;
ГТУ	— газотурбинная установка;
ДВС	— двигатель внутреннего сгорания;
ЛВ	— лопаточный венец;
ЛД	— лопаточный диффузор;
ЛМ	— лопаточная машина;
МТ	— микротурбина;
НА	— направляющий аппарат;
О	— окислитель;
ПД	— поршневой двигатель;
РЗ	— радиальный зазор;
РК	— рабочее колесо;
СА	— сопловой аппарат;
ТНА	— турбонасосный агрегат;

- ТРД — турбореактивный двигатель;
ТРДД — турбореактивный двухконтурный двигатель;
ШЦБН — шнекоцентробежный насос;
ЦСМТ — центростремительная микротурбина.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

Лопаточные машины (компрессора, вентиляторы, турбины, насосы...) широко применяются в энергетических установках различного назначения и их системах. В частности, лопаточные машины являются основными узлами газотурбинных двигателей, турбонасосных агрегатов систем питания жидкостных ракетных двигателей, турбокомпрессоров наддува двигателей внутреннего сгорания. Поэтому курс теории и расчета лопаточных машин изучается, например, в таких направлениях подготовки и специальности, как «Двигатели летательных аппаратов», «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей», «Энергетическое машиностроение», «Проектирование авиационных и ракетных двигателей».

В рамках курса теории и расчета лопаточных машин учебными планами указанных направлений подготовки и специальности предусмотрен комплекс лабораторных работ, последовательность которых увязана с читаемым лекционным материалом. При проведении лабораторных работ студенты в первую очередь знакомятся с назначением и местом лопаточных машин в изделиях, схемами различных типов лопаточных машин и их принципом действия, с их основными геометрическими и кинематическими параметрами. В дальнейшем рассматриваются типовые характеристики лопаточных машин-исполнителей и машин-двигателей, экспериментальные методы их определения. Именно в такой последовательности и излагается учебный материал в данной работе.

В связи с этим для студентов специальности «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» специализации «Управление проектами и интегрированные информационные технологии в авиадвигателестроении» и направления подготовки «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» первую лабораторную работу предлагается проводить, используя подразделы 1.1, 2.1, 2.2 и 2.3.

Для специальности «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» специализации «Инновационные технологии в ракетном

двигателестроении» в первой лабораторной работе целесообразно использовать подразделы 1.2, 2.3, 2.4 и 2.5.

Для специальности «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» специализации «Инновационные технологии создания двигателей внутреннего сгорания» и направления подготовки «Энергетическое машиностроение» будут полезны подразделы 1.3, 2.2 и 2.4.

В дальнейшем в разделах 3, 4 и 5 последовательно рассматривается экспериментальное определение характеристик малоразмерного центробежного компрессора, центростремительной микротурбины и соплового лопаточного венца. Представленный в этих подразделах материал дает возможность познакомиться не только с методиками проведения эксперимента, но и позволяет проанализировать особенности получаемых характеристик лопаточных машин.

Практикум предназначен не только для выполнения лабораторных работ, но и будет полезен для самостоятельного изучения схем, принципа действия и характеристик лопаточных машин.

Авторы благодарят Мусаткина Николая Федоровича за помощь в работе над данным практикумом.

1 НАЗНАЧЕНИЕ И МЕСТО ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Лопаточной машиной называется устройство, в проточной части которого осуществляется подвод (или отвод) механической энергии к потоку рабочего тела, проходящего через машину. Это взаимодействие с потоком рабочего тела осуществляется системой вращающихся и неподвижных лопаток специальной формы.

1.1 Назначение и место лопаточных машин в системе ГТД

Для современной авиации, освоившей большие высоты $H_{п}$ и скорости полета $V_{п}$, требуются силовые установки, в которых реализуется термодинамический цикл с непрерывным характером рабочего процесса. Таким циклом является цикл Брайтона, или, как его чаще называют, цикл с подводом тепла при $p = \text{const}$. Схема этого цикла приведена на рис. 1.1. Для реализации цикла необходимо осуществить следующие процессы:

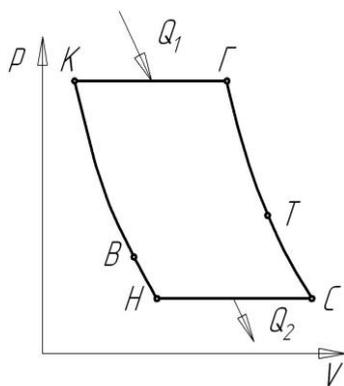


Рис. 1.1. Идеальный цикл $p = \text{const}$ (Брайтона) в p - V -координатах

- $н-к$ – непрерывное сжатие в воздухозаборнике и компрессоре;
- $к-г$ – изобарический подвод тепла;
- $г-с$ – непрерывное расширение с целью организации реактивной струи;
- $с-н$ – изобарический отвод тепла от реактивной струи во внешнюю среду.

Наиболее простой тип устройства авиационного газотурбинного двигателя – турбореактивного двигателя (ТРД), в котором реализуется цикл с подводом тепла при $p = \text{const}$, представлен на рис. 1.2.

Входное устройство ТРД выполняется в виде дозвукового или сверхзвукового диффузора и служит для предварительного сжатия поступающего в двигатель воздушного потока (участок $n-v$, см. рис. 1.1) за счёт его кинетической энергии, которой оно обладает на входе.



Рис. 1.2. Схема проточной части одновального турбореактивного двигателя

Компрессор представляет собой агрегат, предназначенный для непрерывного сжатия поступающего воздуха до расчётного уровня степени повышения давления π_k (участок $v-k$, см. рис. 1.1). Для осуществления сжатия к компрессору подводится извне механическая работа L_k , в результате чего полное давление и полная температура воздуха возрастают, достигая на выходе значений p_k^* и T_k^* .

Камера сгорания – это устройство, в котором происходит непрерывное сгорание подводимого топлива (керосина) при $p=const$ в потоке сжатого воздуха. В результате этого к рабочему телу подводится потребное количество тепла Q_1 , а его температура возрастает до расчётного значения T_2^* (участок $k-z$, см. рис. 1.1).

Турбина предназначена для выработки мощности, необходимой для привода компрессора. При этом сжатое и нагретое рабочее тело, расширяясь (участок $z-T$, см. рис. 1.1), совершает работу $L_m=L_k + L_{np}$, где L_{np} – работа, необходимая для привода бортовых агрегатов самолета и агрегатов самого двигателя.

В результате совершения работы давление и температура рабочего тела в турбине уменьшаются, достигая на выходе значений p_T^* и T_T^* .

Реактивное сопло представляет собой суживающийся конфузор при дозвуковых перепадах давления. Если срабатывается сверхзвуковой перепад давления, оно имеет форму сопла Лаваля.

В сопле осуществляется дальнейший процесс расширения сжатого и нагретого рабочего тела (участок $T-c$, см. рис. 1.1). При этом его потенциальная энергия превращается в кинетическую энергию струи, вытекающей из сопла, и используется для создания тяги самолета.

И, наконец, в результате тепломассообмена струи с атмосферой происходит изобарический отвод тепла Q_2 (участок $c-n$, см. рис. 1.1). Это условный процесс, замыкающий тепловой цикл при $p = \text{const}$.

Как следует из сказанного, основными узлами ТРД являются компрессор и турбина, в которых реализуются термодинамические процессы сжатия и расширения рабочего тела. Для обеспечения непрерывности этих процессов в современных ТРД компрессора и турбины выполняются в виде лопаточных машин.

В настоящее время газотурбинные двигатели (ГТД) выполняются по самым различным схемам [2,5]. Они могут быть не только одновальными (рис. 1.2), но и двух- и трехвальными, одно или двухконтурными, с авиационными или вертолетными винтами, а также винтовентиляторами (рис. 1.3...1.9). И во всех перечисленных типах ГТД основными узлами являются компрессора и турбины, вентиляторы и подпорные ступени, представляющие собой лопаточные машины.

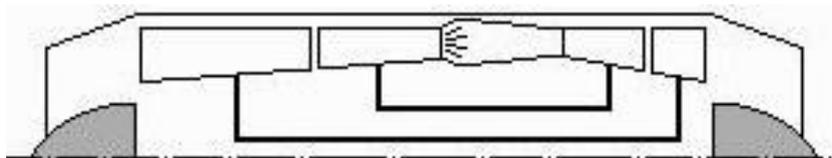


Рис. 1.3. Схема двухвального турбореактивного двигателя

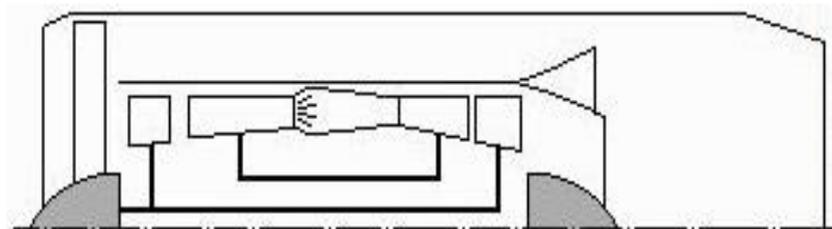


Рис. 1.4. Схема двухвального ТРДД с подпорными ступенями и смешением потоков

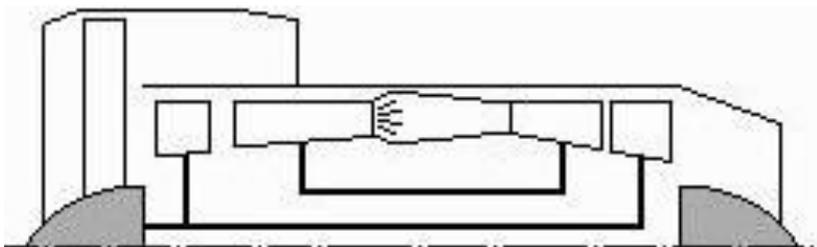


Рис. 1.5. Схема двухвального ТРД с опорными ступенями и с раздельным истечением потоков

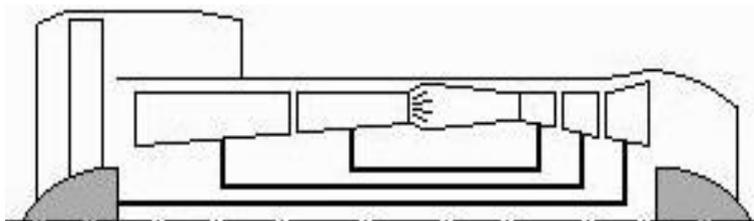


Рис. 1.6. Схема трехвального ТРД с раздельным истечением потоков

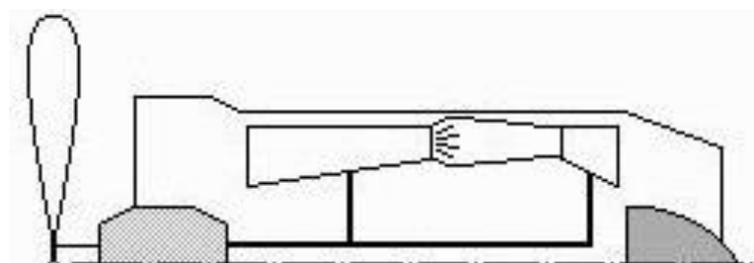


Рис. 1.7. Схема одновального турбовинтового двигателя

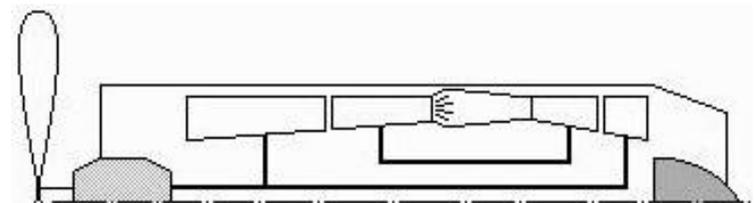


Рис. 1.8. Схема двухвального турбовинтового двигателя

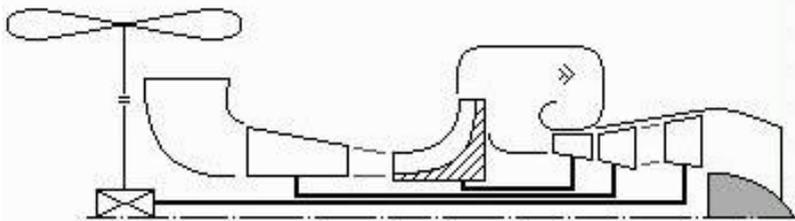


Рис. 1.9. Схема трехвального турбовального двигателя с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной

1.2 Системы питания ЖРД

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) – это двигатель, работающий на жидких компонентах топлива, находящихся на борту ракеты. Компонентами топлива являются окислитель (жидкий кислород, азотная кислота, четырёхокись азота и др.) и горючее (керосин, жидкий водород, несимметричный диметилгидразингидрат и др.) Может применяться и однокомпонентное топливо (перекись водорода и др.).

Основным отличием ЖРД от других двигателей внутреннего сгорания является независимость от атмосферного воздуха как окислителя. Эта особенность ЖРД позволяет двигателю работать в условиях безвоздушного пространства (космоса, под водой) и развивать при этом необходимую силу тяги.

ЖРД предназначены для кратковременного создания тяги. Величина тяги ЖРД варьируется от долей ньютона до тысяч килоньютонов.

В ЖРД используются обычно два компонента топлива – горючее (G) и окислитель (O). Давление этих компонентов в камере сгорания достигает $1,0...30$ МПа, а их расход в зависимости от типа двигателя может быть и очень маленьким ($0,05...5$ г/с), и очень большим (до 3000 кг/с).

Рассмотрим простейшие схемы ЖРД и принцип их действия, а также выявим место турбонасосного агрегата в системе питания ЖРД.

Известны два типа систем подачи компонентов топлива в камеру сгорания ЖРД [9, 12]: вытеснительная и насосная.

Схема вытеснительной системы подачи топлива приведена на рис. 1.10,а. Из бака высокого давления 1 инертный газ (например, азот, гелий или др.) через пусковые клапаны 2, редуктор давления 3 и обратные клапаны 4 и 5 поступает в баки 6 горючего (Г) и 7 окислителя (О). Под воздействием давления инертного газа компоненты топлива вытесняются в камеру 20 двигателя, когда открываются главные клапаны окислителя 18 и горючего 19.

Преимущество вытеснительной системы подачи компонентов заключается в простоте и надежности системы питания. Однако при этом давление в баках должно быть высоким, больше давления в камере сгорания. Поэтому в случае большой тяги двигателя, а следовательно значительных расходов горючего и окислителя, баки получают чрезвычайно толстостенными и массивными, по массе неприемлемыми для ракетной техники.

Для ЖРД умеренной и большой тяги применяются насосные системы подачи топлива (рис. 1.10, б,в). В этом случае внутри топливных баков 6,7 поддерживается небольшое давление, достаточное для бескавитационной работы насосов 12 и 13. Эти насосы обеспечивают необходимое давление для подачи компонентов в камеру 20.

Существуют две принципиально отличные друг от друга схемы работы ЖРД с насосной системой подачи топлива:

- открытая схема (рис. 1.10,б), когда отработанные на турбине газы идут на «выхлоп» в окружающую среду;
- закрытая схема (рис. 1.10,в) или схема с дожиганием отработавших на турбине газов в камере сгорания.

Рассмотрим принцип действия ЖРД, выполненного по открытой схеме (рис. 1.10,б). По команде «Пуск» открывается пусковой клапан 2. Инертный газ (чаще всего гелий), находящийся в баке 1 высокого давления, через редуктор давления 3, обратные клапаны 4 и 5 поступает в баки 6 горючего и 7 окислителя и осуществляет их наддув. Открываются пусковые клапаны горючего 10 и окислителя 11. Компоненты топлива через насосы 12 горючего и 13 окислителя заполняют магистрали двигателя до клапанов 15 окислителя и 17 горючего газогенератора и камеры 18, 19 соответственно.

В заданный момент по достижении определённого давления наддува открываются клапаны окислителя 15 и горючего 17 газогенератора. Топливо поступает в газогенератор 16, где воспламеняется от специальной системы зажигания или самостоятельно, если компоненты самовоспламеняющиеся. Далее продукты сгорания из газогенератора

нератора поступают на турбину 14, которая начинает раскручивать насосы 12 и 13, повышая давление на их входе.

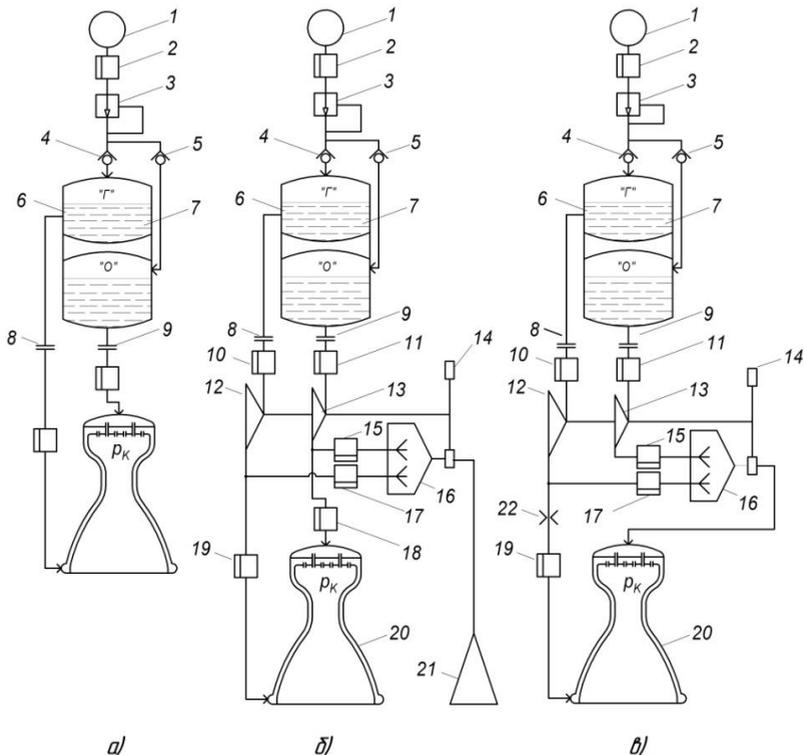


Рис. 1.10. Двигательные установки ЖРД, выполненные: по вытеснительной (а), открытой (б) и закрытой (в) насосным схемам; 1 – бак с инертным газом; 2 – пусковой клапан; 3 – редуктор; 4, 5 – обратные клапаны; 6, 7 – баки горючего и окислителя; 8, 9 – места стыковки ЖРД с ракетой по линиям горючего и окислителя; 10, 11 – пусковые клапаны горючего и окислителя; 12 – насос горючего; 13 – насос окислителя; 14 – газовая турбина; 15, 17 – клапаны окислителя и горючего на линии газогенератора; 16 – газогенератор; 18 – главный клапан окислителя; 19 – главный клапан горючего; 20 – камера ЖРД; 21 – утилизационное сопло; 22 – дроссельная шайба

По достижении заданного давления компонентов топлива за насосами открываются главные клапаны 18 окислителя и 19 горючего. Топливо поступает в камеру 20. Один компонент (на рис. 1.10,

б,в) проходит по рубашке охлаждения камеры 20, а затем поступает в камеру. При смешении компонентов топлива в камере оно воспламеняется аналогично тому, как это происходит в газогенераторе. Продукты сгорания поступают в турбину, она раскручивается до расчетной частоты вращения, и двигатель выходит на режим.

Недостаток открытой схемы ЖРД заключается в том, что часть расхода компонентов топлива, идущего на привод турбины, выбрасывается на «выхлоп» через сопло 21. При этом не полностью используется его энергия, так как температура этой части топлива существенно ниже, чем в камере сгорания, и, кроме того, эта часть топлива практически не участвует в создании тяги двигателя.

Энергетически более выгодна замкнутая схема ЖРД (см. рис. 1.10,в), в которой отработанный в турбине 14 газ, образовавшийся в газогенераторе 16 при сгорании топлива, поступает не на «выхлоп», а в камеру 20 на дожигание. В этом отличие принципа действия ЖРД, выполненного по замкнутой схеме, от ЖРД, выполненного по открытой схеме. Это отличие приводит к тому, что в ЖРД с дожиганием весь расход одного из компонентов топлива идёт через газогенератор 16 (на рис. 1.10,в – окислитель), а другой компонент (на рис. 1.10,в – горючее) большей частью поступает в камеру 20. При этом незначительная его часть (порядка 1% от суммарного расхода топлива) идёт в газогенератор для обеспечения процесса горения и образования газа – рабочего тела для привода турбины. Поскольку газ после турбины 14 поступает непосредственно в камеру 20 ЖРД, то такая турбина называется предкамерной.

Таким образом, ЖРД состоит из следующих основных агрегатов:

- камеры сгорания 20;
- турбины 14, насосов 12 горючего и 13 окислителя (в целом комплекс из этих трех агрегатов называют турбонасосным агрегатом – ТНА), повышающих давление компонентов топлива до заданной величины p_k в камере и газогенераторе до десятков МПа;
- газогенератора, обеспечивающего создание рабочего тела турбины;
- агрегатов автоматики, которые обеспечивают управление запуском и остановом двигателя, а также регулирование величины тяги;
- трубопроводов и узлов общей сборки, соединяющих все агрегаты двигателя в единую систему.

ТНА – наиболее трудоёмкий агрегат в составе ЖРД как по объёму конструкторской и технологической документации, так и в оснащении производства на его изготовление и испытания, а также по затратам на доводку и числу экспериментов по её осуществлению.

Основные требования на разработку ТНА – это обеспечение заданных давления и расхода компонентов топлива на входе в двигатель (по местам стыковки 8 и 9 с ракетой, см. рис. 1.10, б,в) и на выходе из насосов; габаритных размеров и массы агрегата.

Насосная система подачи значительно сложнее вытеснительной, но при больших расходах и давлении компонентов на входе в камеру она обеспечивает меньшую массу всей двигательной установки – совокупности ЖРД и баков.

Таким образом, в состав мощных ракетных двигательных установок обязательно входит ТНА, состоящий из нескольких насосов и приводной турбины.

1.3 Система наддува двигателей внутреннего сгорания

Повышение удельных параметров двигателя внутреннего сгорания (ДВС) возможно за счет увеличения массы топливного заряда, т.е. увеличения количества воздуха и топлива, подаваемого в цилиндр. Выполняется это без изменения объема двигателя за счет увеличения плотности воздуха путем его наддува с помощью компрессора. Привод компрессора может осуществляться от вала двигателя или от турбины, работающей на выхлопных газах. В последнем случае агрегат наддува называется турбокомпрессором.

Надув ДВС позволяет не только форсировать двигатель, увеличивать удельную мощность, но и обеспечивает комплексное повышение таких показателей технического уровня, как энергетическая эффективность, экологичность и надежность ДВС.

Схема наддува ДВС приведена на рис. 1.11. При работе двигателя 4 воздух из атмосферы засасывается через фильтр 1 и компрессором 2 подается через теплообменник 3 в двигатель 4. Теплообменник 3 служит для охлаждения наддувочного воздуха.

При выхлопе отработавшие газы из двигателя 4 поступают в турбину 7, которая вырабатывает механическую энергию, необходимую для привода в действие компрессора 2.

Регулирование работы системы наддува осуществляется следующим образом. В случае повышенного давления за компрессором 2 шток 5 перемещается на открытие регулирующего клапана 6. При этом часть выхлопных газов перепускается из подводящей магистрали в затурбинный диффузор. Мощность турбины 7 снижается, что обеспечивает уменьшение частоты вращения турбокомпрессора и, следовательно, давления воздуха на выходе из компрессора 2.

Таким образом, основным элементом системы наддува ДВС является турбокомпрессор, обычно состоящий из центробежного компрессора и центробежной или радиально-осевой турбины. Конструктивная схема типового турбокомпрессора ДВС представлена на рис. 1.12.

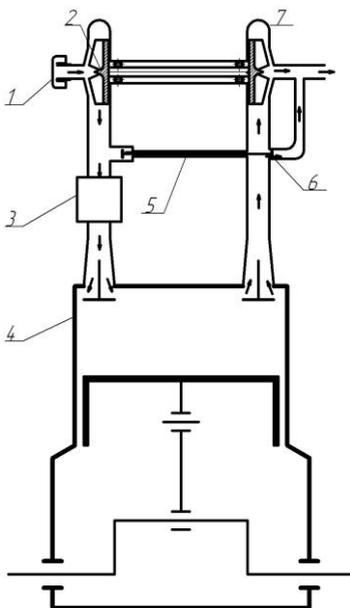


Рис. 1.11. Схема системы наддува двигателя внутреннего сгорания

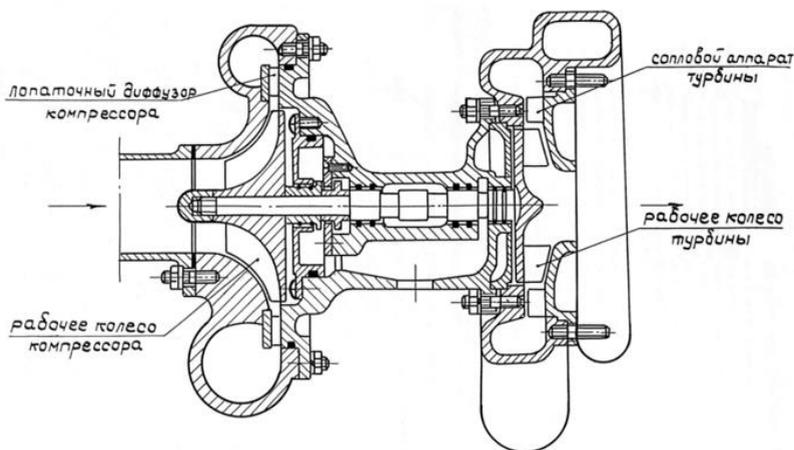


Рис. 1.12. Конструктивная схема турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания

2 УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ ТИПОВ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

2.1 Схема и принцип действия осевого компрессора

2.1.1 Схема и основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

Компрессор – это лопаточная машина, предназначенная для непрерывного сжатия рабочего тела до расчетного уровня степени повышения давления π_k^* .

Схема ступени осевого компрессора в меридиональной плоскости (плоскости, проходящей через ось ЛМ) приведена на рис. 2.1. Ступень представляет собой совокупность вращающегося РК и неподвижного НА. В соответствии с ГОСТ 23851-79 «Двигатели авиационные газотурбинные» сечение

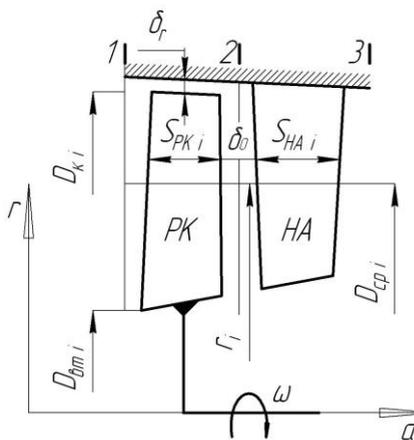


Рис. 2.1. Схема и геометрические параметры осевого компрессора

на входе в РК обозначается индексом 1, на выходе – 2 и, наконец, на выходе из НА – 3. Основное направление движения воздуха в проточной части совпадает с направлением оси вращения РК.

Прежде чем перейти к описанию основных геометрических параметров ступени осевого компрессора и других лопаточных машин, необходимо привести некоторые определения (см. рис. 2.2 и 2.3).

Средняя линия профиля – геометрическое место точек центров окружностей d_i , вписанных в профиль.

Отрезок, соединяющий точки пересечения средней линии профиля с его контуром, называется **хордой профиля** и обозначается буквой b .

Выпуклая часть контура профиля называется **спинкой**, вогнутая – **корытцем**.

Угол изгиба профиля Θ – угол между касательными к средней линии, проведенными в точках пересечения ее с контуром профиля.

Стрела максимального прогиба средней линии профиля f – расстояние от хорды до максимально удаленной от неё точки средней линии.

Максимальная толщина профиля C_m – диаметр максимальной окружности, вписанной в профиль.

Координата максимального прогиба – расстояние вдоль хорды от носика профиля до точки максимального прогиба.

Координата положения максимальной толщины – расстояние вдоль хорды от носика профиля до точки положения максимальной толщины.

Шаг решётки t – расстояние между одноименными точками двух соседних профилей.

Фронт решётки – линия, соединяющая крайние точки профилей на входе в решётку или на выходе из неё.

Угол установки профиля в решётке γ – угол между хордой профиля и фронтом решётки.

Лопаточные углы на входе и выходе $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – углы между фронтом и касательными к средней линии в точках её пересечения входной и выходной кромок соответственно.

Величина горла решётки a_2 – минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями.

Угол атаки i – разность между лопаточным углом и углом набегания потока на входную кромку лопатки.

Угол отставания потока δ – разность между лопаточным углом и углом выхода потока из решётки.

Основные геометрические параметры проточной части осевого компрессора в меридиональной плоскости представлены на рис. 2.1 и в табл. 2.1.

Для рассмотрения геометрических параметров профилей и решёток профилей осевого компрессора необходимо построить дополнительное сечение. Для этого проведем секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r_i = D_{cpi}/2$ с осью, совпадающей с осью компрессора. В дальнейшем разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Таким образом будет получена плоская решётка профилей.

Таблица 2.1. Основные геометрические параметры осевого компрессора в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Наружный (периферийный) диаметр	D_{ki}
Втулочный диаметр	D_{vti}
Средний диаметр	$D_{cpi} = (D_{ki} - D_{vmi})/2$
Высота лопатки	h_{li}
Ширина венца рабочего колеса	S_{PK}
Ширина венца направляющего аппарата	S_{HA}
Ширина осевого зазора	δ_0
Величина радиального зазора	$\delta_r = (D_{kicm} - D_{ki})/2$
Относительный диаметр втулки	$\bar{d}_i = D_{vmi}/D_{ki}$
Удлинение лопатки	$\bar{h}_{li} = h_{li}/S_{cpi}$

Основные элементы и геометрические параметры профилей и решеток профилей осевого компрессора приведены на рис. 2.2, 2.3 и в табл. 2.2.

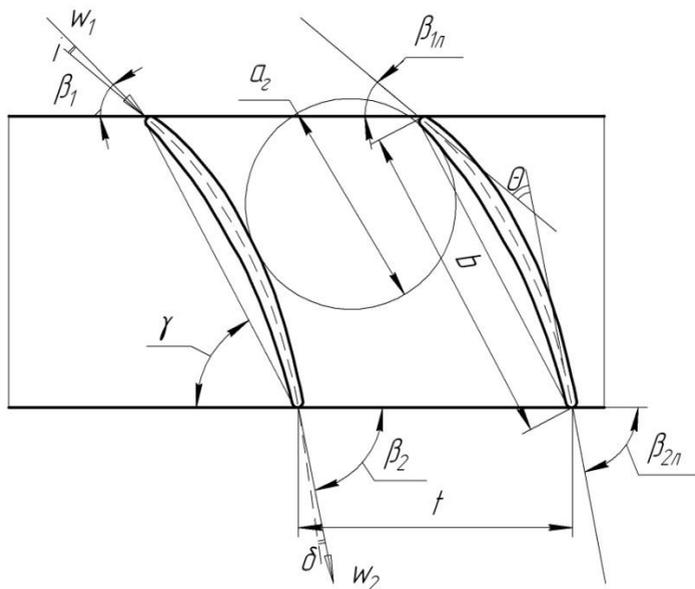


Рис. 2.2. Основные геометрические характеристики решетки профилей РК осевого компрессора

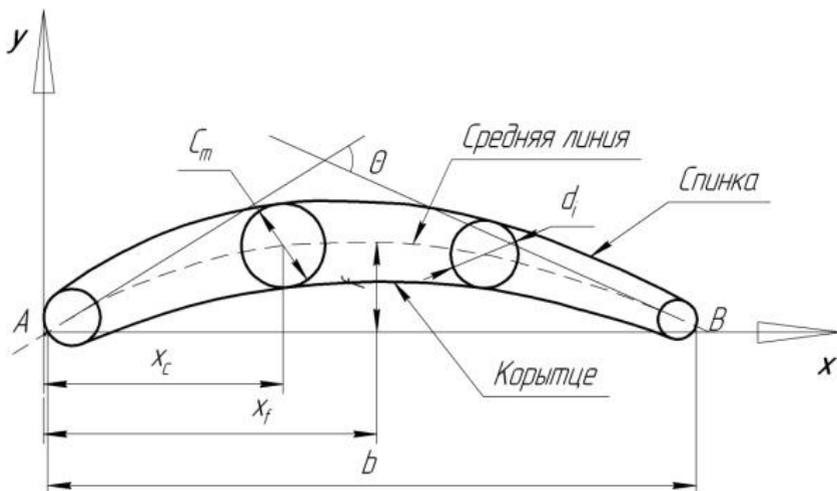


Рис. 2.3. Основные геометрические характеристики профиля лопатки осевого компрессора

Таблица 2.2. Основные геометрические параметры решёток профилей

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметры окружностей, вписанных в профиль	d_i
Хорда профиля	b
Угол изгиба профиля	$\Theta = \beta_{2Л} - \beta_{1Л}$
Стрела максимального прогиба средней линии профиля	f
Максимальная толщина профиля	c_m
Координата максимального прогиба средней линии	x_f
Координата положения максимальной толщины профиля	x_c
Шаг решётки	t
Угол установки профиля в решётке	γ
Лопаточный угол на входе в рабочую решётку; на выходе из рабочей решётки	$\beta_{1Л}$ $\beta_{2Л}$
Горло решётки	a_z
Густота решётки	b/t
Относительная величина горла	a_z/t
Угол атаки	$i = \beta_{1Л} - \beta_1$
Угол отставания потока	$\delta = \beta_{2Л} - \beta_2$
Угол поворота потока в решётке	$\delta = \beta_2 - \beta_1$

2.1.2 Принцип действия ступени осевого компрессора

Рассмотрим двухмерную модель рабочего процесса ступени осевого компрессора, расположенную на некотором радиусе (рис. 2.4). Рабочее тело набегаёт на РК в самом общем случае с некоторой скоростью c_1 под углом α_1 к фронту решётки. На входных кромках РК воздух начинает участвовать в двух движениях: с переносной скоростью u , с которой вращается РК на радиусе r_i , и с относительной скоростью w_1 относительно стенок межлопаточных каналов. Относительная скорость на входе в рабочее колесо определяется по формуле $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1$. При этом вектор скорости потока в относи-

его также диффузорны. В диффузорном межлопаточном канале НА происходит торможение потока, поэтому $c_3 < c_2$, а статические давление p_i и температура T_i продолжают возрастать. Угол выхода потока из НА α_3 примерно равен углу $\alpha_{3л}$, который, в свою очередь, выбирается таким образом, чтобы $\alpha_{3л}$ был примерно равен α_1 .

Совместив входной треугольник скоростей в одном полюсе с выходным, мы получим план скоростей ступени осевого компрессора (рис. 2.5). На плане скоростей приведены как система отсчета углов (α_i и β_i), так и углы поворота потока в решётках:

- в РК в относительном движении $-\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$;
- в НА в абсолютном движении $\Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2$.

В решётках компрессора происходит процесс торможения потока, который сопровождается повышенными потерями. Поэтому $\Delta\beta(\Delta\alpha)$ обычно ограничивают значениями в 20...30°.

2.2 Схема и принцип действия центробежного компрессора

2.2.1 Принцип действия центробежного компрессора

Схема ступени центробежного компрессора (ЦБК) приведена на рис. 2.7. Ступень ЦБК представляет собой совокупность вращающегося рабочего колеса (а) и расположенных за ним щелевого (б) и лопаточного (в) диффузора, а также выходного устройства (г). Основным элементом ступени является РК со специальным образом спрофилированными лопатками.

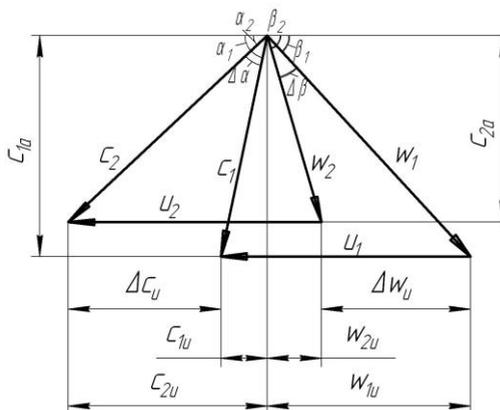


Рис. 2.5. План скоростей в ступени осевого компрессора

По конструкции РК центробежных компрессоров можно разделить на 4 группы: открытые, полукрытые, закрытые и двусторонние (рис. 2.6).

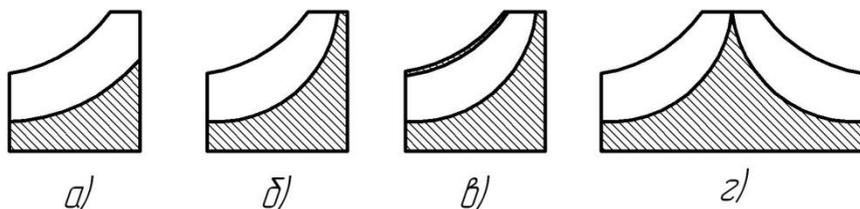


Рис. 2.6. Виды РК центробежного компрессора:
a – открытое; *б* – полуоткрытое; *в* – закрытое; *г* – двустороннее

Принцип действия ЦБК заключается в следующем. При вращении РК рабочее тело перемещается по межлопаточным каналам от сечения 1-1 к сечению 2-2 (от входа к периферии) (рис. 2.7). Перед РК образуется область разрежения и поток наружного воздуха поступает в колесо. В его каналах рабочее тело сжимается вследствие действия инерционных сил и торможения потока в относительном движении. При этом к выходу из РК, к сечению 2-2, статические давление p и температура T повышаются. Абсолютная скорость потока c увеличивается ($c_2 > c_1$) вследствие подвода к нему механической работы. График изменения основных параметров потока в ступени ЦБК приведен на рис. 2.8.

Из РК рабочее тело поступает в диффузор, который может быть щелевым или лопаточным. В нем повышенная кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

При этом абсолютная скорость c уменьшается, а статические давление p и температура T растут. Поскольку внешняя работа в диффузоре не подводится, полная температура рабочего тела не изменяется $T_2^* = T_3^*$, а полное давление несколько снижается из-за наличия гидравлических потерь $p_3^* < p_2^*$.

В выходном устройстве процесс превращения кинетической энергии потока в работу сжатия продолжается. Изменение параметров потока аналогично их изменению в диффузоре.

Для обеспечения безударного входа потока рабочего тела в РК используются два конструктивных приема:

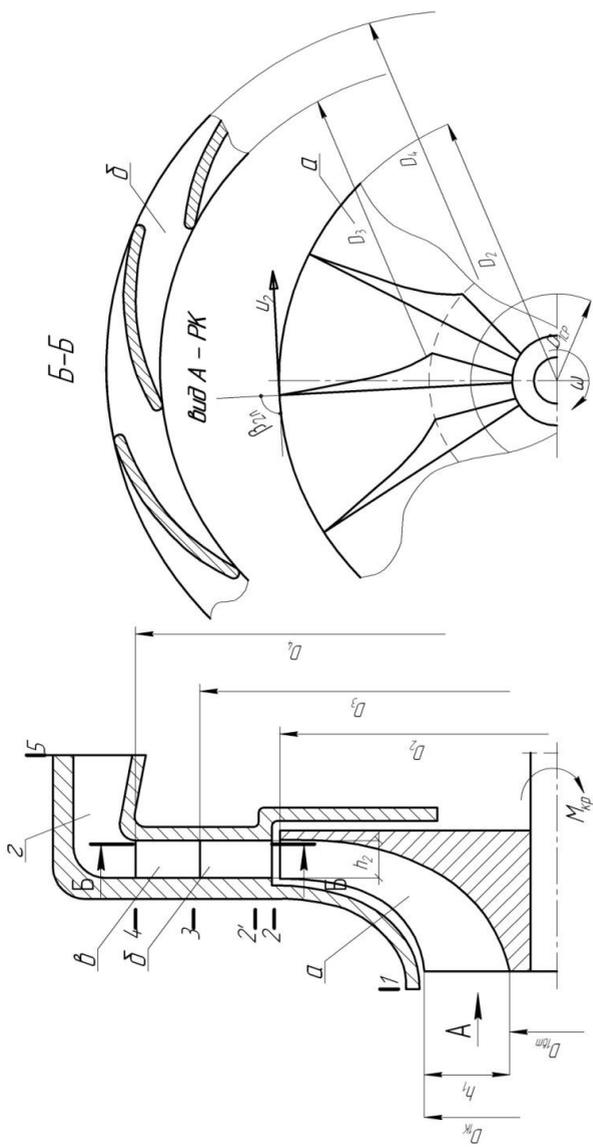


Рис. 2.7. Схема и геометрические параметры ступени центробежного компрессора

- применение неподвижного входного НА, в котором поток получает предварительную закрутку c_{1u} в сторону вращения колеса (рис. 2.9). Причем на расчетном режиме $c_{1u} = u$. Применение закрутки потока позволяет уменьшить приведенную скорость потока в относительном движении в РК λ_{1W} (что снижает в нем потери);

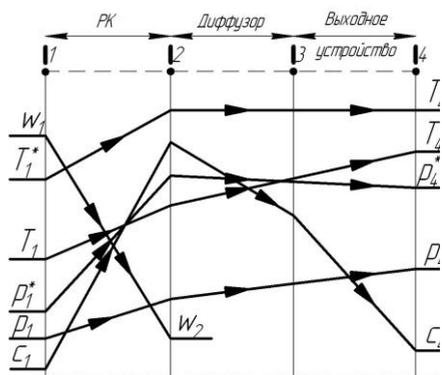


Рис. 2.8. Изменение параметров в ступени ЦБК

- отгиб входных кромок лопаток колеса в сторону вращения последнего (рис. 2.10).

2.2.2 Основные геометрические параметры ступени центробежного компрессора

Основные геометрические параметры проточной части центробежного компрессора в меридиональной плоскости приведены на рис. 2.7, 2.11, 2.12 и в табл. 2.3.

Для рассмотрения геометрических параметров профилей лопаток на входе в РК необходимо построить дополнительное сечение. Для этого проведем секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r_i = D_{ср}/2$ с осью, совпадающей с осью компрессора. В дальнейшем разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Таким образом, будет получена плоская решётка профилей лопаток ВНА или входной части РК.

Основные элементы и геометрические параметры входной части профилей РК и решёток рабочих профилей центробежного компрессора приведены на рис. 2.13 и в табл. 2.4.

Лопаточный диффузор предназначен для дальнейшего преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию статического давления. Процесс в диффузоре сопровождается снижением скорости потока. Основные геометрические параметры лопа-

точного диффузора показаны на рис. 2.14 и 2.15, а также приведены в табл. 2.5.

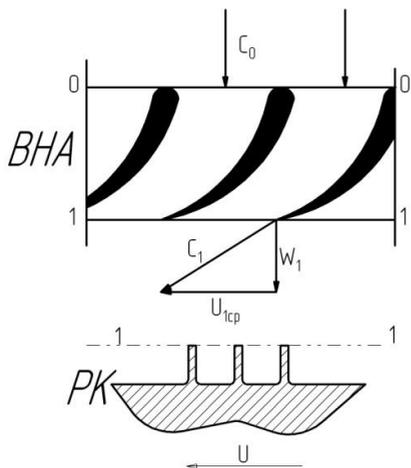


Рис. 2.9. Плоские решётки ВНА и РК ЦБК с треугольником скоростей

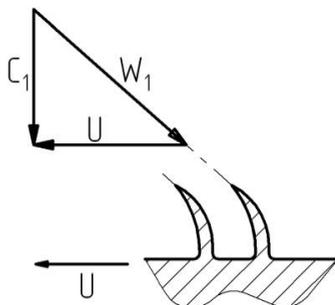


Рис. 2.10. Плоские решётки РК ЦБК с отгибом лопаток

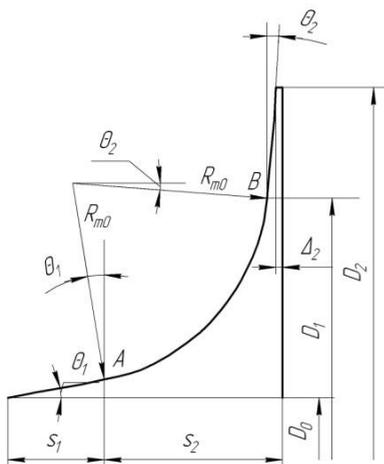


Рис 2.11. Профиль внутренней стенки РК

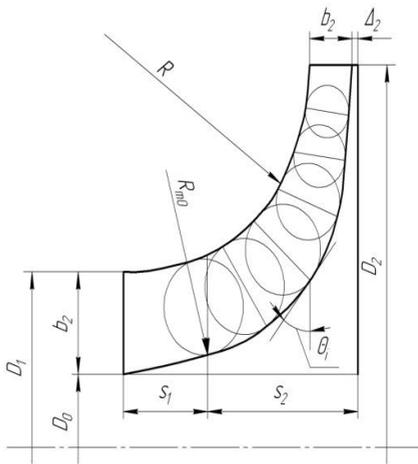


Рис 2.12. Схема меридионального сечения канала РК

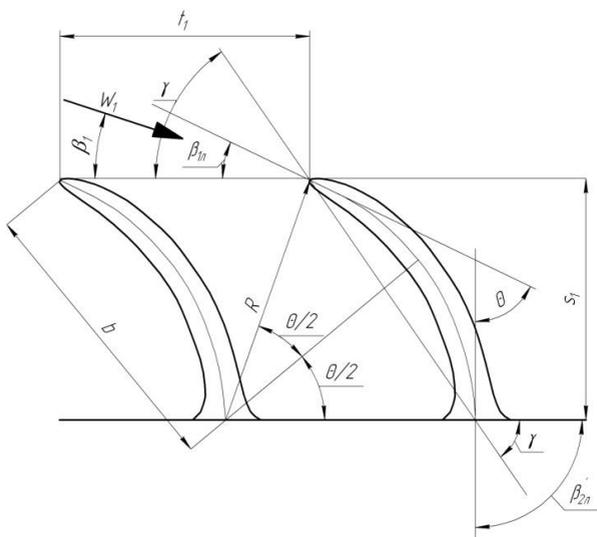


Рис. 2.13. Профиль лопаток входного участка РК (ВНА)

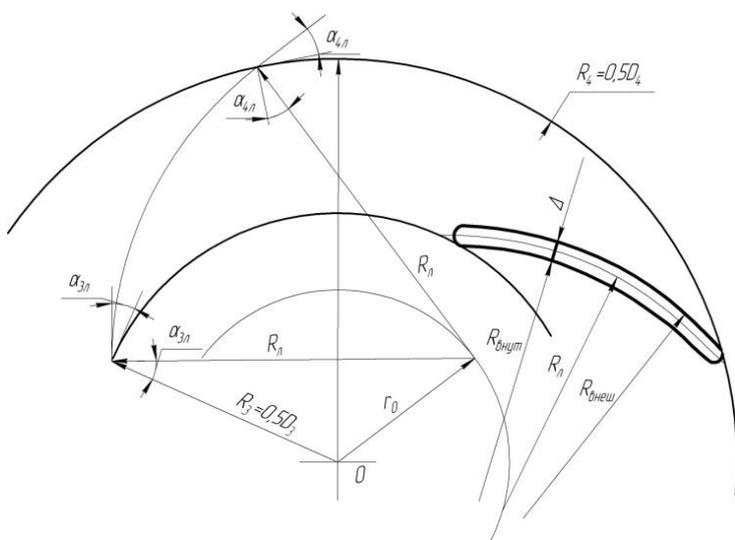


Рис. 2.14. Схема и геометрические параметры лопаточного диффузора

Таблица 2.3. Основные геометрические параметры центробежного компрессора в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Наружный диаметр на входе в РК	$D_{1к}$
Втулочный диаметр на входе в РК	$D_{1вм}$
Средний диаметр на входе в РК	$D_{cp} = (D_{1к} + D_{1вм})/2$
Высота лопатки на входе в РК	h_1
Высота лопатки на выходе из РК	h_2
Наружный диаметр РК	D_2
Диаметр на входе в лопаточный диффузор	D_3
Ширина ВНА	S_1
Ширина РК	S_2
Относительная толщина диска	Δ_2/D_2
Угол наклона внутренней стенки ВНА	θ_1
Угол уширения внутренней стенки диска	θ_2
Радиус внутренней стенки РК	R_{mo}
Радиус внешней стенки РК	R
Толщина диска РК вблизи выходных кромок	Δ_2

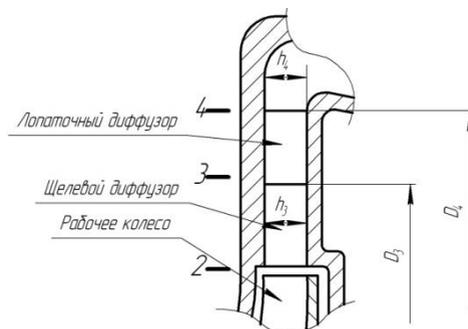


Рис. 2.15. Схема меридионального сечения диффузора центробежного компрессора

Таблица 2.4. Параметры входной части рабочего колеса центробежного компрессора

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Лопаточный угол входных кромок лопаток РК	$\beta_{1л}$
Угол входа потока в РК	β_1
Угол атаки	$i = \beta_{1л} - \beta_1$
Угол изгиба профиля на входе в РК	θ
Лопаточный угол в месте контакта лопатки с диском	$\beta'_{2л}$
Хорда	b
Густота решётки	b/t_1
Радиус средней линии профиля	R
Шаг решётки профилей	$t_1 = \pi D_1/z$
Число лопаток	z
Угол установки профиля	γ
Ширина лопаточного венца	S_1

Таблица 2.5. Основные геометрические параметры лопаточного диффузора

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметр на входе в лопаточный диффузор	D_3
Диаметр на выходе из лопаточного диффузора	D_4
Ширина лопаточного диффузора на входе	h_3
Лопаточный угол на входе в диффузор	$\alpha_{3л}$
Лопаточный угол на выходе из диффузора	$\alpha_{4л}$
Отношение проходных сечений на выходе и входе в диффузор	$f = F_4/F_3$
Радиус кривизны вогнутой поверхности профиля лопатки диффузора	$R_{внут}$
Радиус кривизны выпуклой поверхности профиля лопатки диффузора	$R_{внеш}$
Радиус кривизны средней линии профиля лопатки диффузора	R_l
Толщина профиля лопатки диффузора	Δ
Радиус центров расположения радиусов R_l	r_0

2.3 Схема и принцип действия осевой турбины

2.3.1 Схема и основные геометрические параметры одноступенчатой осевой турбины

Турбина – это лопаточная машина, в которой происходит отбор энергии от сжатого, нагретого газа и преобразование ее в механическую энергию вращения ротора. Схема ступени осевой турбины показана на рис. 2.16.

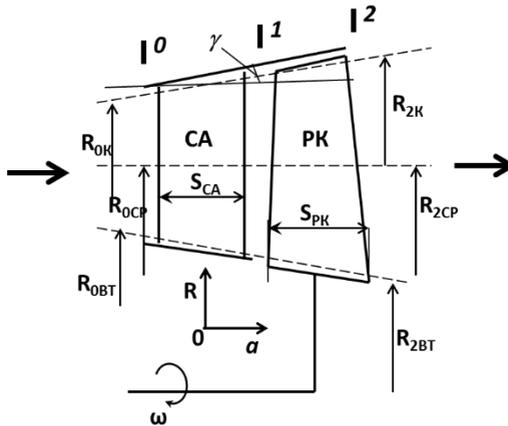


Рис. 2.16. Основные геометрические параметры ступени осевой турбины

Ступень турбины состоит из соплового аппарата (СА) и РК. Для автономных турбин ТНА с выхлопом в окружающую среду в ЖРД открытых схем (см. рис.1.10, б) характерны большие значения степеней понижения давления ($\pi_T = 20 \dots 50$). СА таких турбин представляет собой совокупность осесимметричных сужающе-расширяющихся сопел. У ступеней авиационных турбин и предкамерных турбин ТНА степень понижения давления обычно находится в диапазоне $\pi_T = 1,2 \dots 3,5$. Их СА выполняются в виде лопаточных венцов, установленных между неподвижным диском и корпусом.

В ступени турбины выделяются три характерных сечения:

- на входе в СА сечение $0-0$;
- на выходе из СА (на входе в РК) сечение $1-1$;

- на выходе из РК сечение 2-2.

Основные геометрические параметры ступени турбины в меридиональной плоскости обозначены на рис. 2.16 и приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6. Основные геометрические параметры ступени турбины в меридиональной плоскости

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметры на входе в СА: – периферийный – средний – втулочный	$D_{0к}$ $D_{0ср}$ $D_{0вт}$
Диаметры на входе в РК: – периферийный – средний – втулочный	$D_{1к}$ $D_{1ср}$ $D_{1вт}$
Диаметры на выходе из РК: – периферийный – средний – втулочный	$D_{2к}$ $D_{2ср}$ $D_{2вт}$
Высоты лопаток: – на входе в СА – на входе в РК – на выходе из РК	h_0 h_1 h_2
Ширина лопаточного венца СА	$S_{СА}$
Ширина лопаточного венца РК	$S_{РК}$
Величина осевого зазора	δ_{01}
Величина радиального зазора	δ_r

2.3.2 Принцип действия одноступенчатой осевой турбины

Рассмотрим принцип действия турбины на примере осевой ступени (рис. 2.17).

Мысленно вырежем в ней бесконечно тонкую цилиндрическую оболочку на произвольном радиусе r толщиной dr . Разрежем эту оболочку по образующей и развернем на плоскость. В результате получится так называемая элементарная ступень турбины, состоящая из элементарных лопаточных венцов СА и РК.

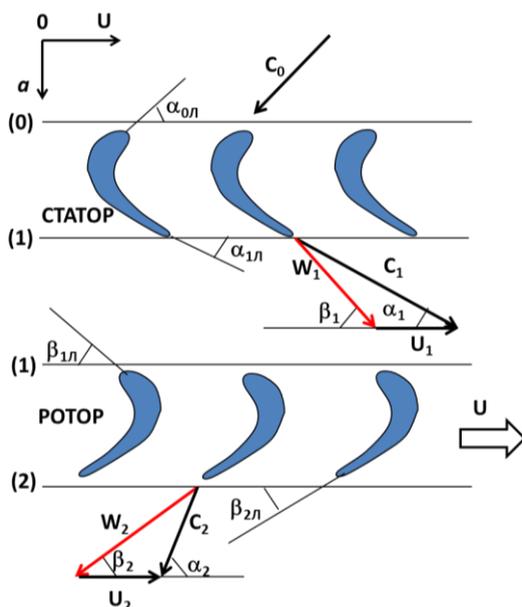


Рис. 2.17. Схема потока в ступени осевой турбины

На вход в ступень (сечение 0–0) подается газ высокого давления p^*_0 с повышенной температурой T^*_0 до 1200...1700К. На выходе из ступени (сечение 2–2) статическое давление p_2 значительно меньше давления p^*_0 . Поэтому газ со входа стремится попасть на выход из турбины.

Первоначально рабочее тело проходит через СА. Так как межлопаточные каналы СА выполнены конфузорными (сужающимися) и криволинейными, то поток в них разгоняется и разворачивается, направляясь на лопатки РК с большой абсолютной скоростью c_1 . Струя газа, попадая в межлопаточные каналы РК, создает на рабочих лопатках силу \bar{P} (рис. 2.17), окружная составляющая которой обеспечивает крутящий момент и заставляет вращаться РК с угловой скоростью ω .

Окружная скорость вращения выделенного элементарного ЛВ РК в этом случае будет равна $u = \omega \cdot r$.

Для того чтобы определить скорость потока относительно входной кромки рабочей лопатки, надо вычесть из вектора абсолютной

скорости c_1 вектор окружной скорости u_1 и построить треугольник скоростей на входе в РК (рис. 2.17).

В межлопаточных каналах РК поток газа разворачивается, совершает механическую работу и выходит из рабочего ЛВ по направлению выходных кромок лопаток с относительной скоростью \bar{w}_2 . Абсолютную скорость газа на выходе из РК c_2 определяют, сложив вектора w_2 и u_2 (рис. 2.17). Следует отметить, что в РК относительная скорость потока увеличивается из-за того, что межлопаточные каналы сужающиеся. Абсолютная скорость потока в РК уменьшается вследствие преобразования части кинетической энергии в механическую энергию вращения РК. Рабочие лопатки последней ступени турбины проектируют (профилируют) так, чтобы c_2 не имела закрутки, т.е. чтобы $c_2 = c_{2a}$.

2.3.3 Основные элементы, параметры профиля лопатки и турбинной решётки профилей

Основные элементы, геометрические и кинематические параметры рабочей решётки профилей осевой турбины обозначены на рис. 2.18 и приведены в табл. 2.7.

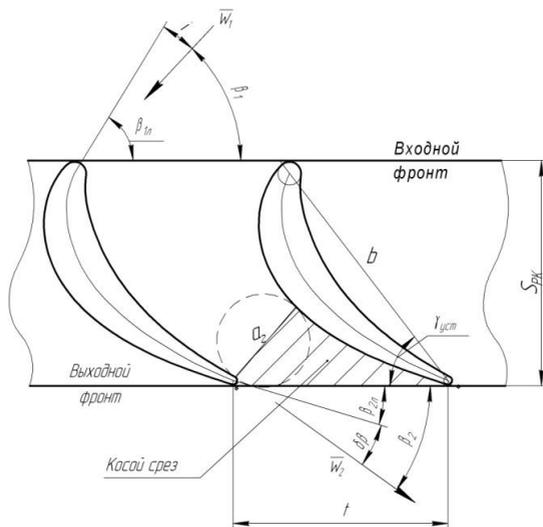


Рис. 2.18. Основные геометрические и кинематические параметры рабочей решётки профилей

Таблица 2.7. Основные элементы, геометрические и кинематические параметры решётки профилей

Наименование элемента или параметра	Обозначение
Входной фронт решётки	<i>Входной фронт</i>
Выходной фронт	<i>Выходной фронт</i>
Лопаточный угол на входе в РК	$\beta_{1л}$
Лопаточный угол на выходе из РК	$\beta_{2л}$
Шаг решётки	t
Ширина лопаточного венца РК	$S_{РК}$
Хорда лопатки	b
Угол установки профиля в решётке	$\gamma_{уст}$
Горло межлопаточного канала – минимальная ширина межлопаточного канала	a_2
Косой срез межлопаточного канала – область между горлом и выходным фронтом	<i>Косой срез</i>
Угол потока на входе в РК в относительном движении	β_1
Угол атаки	$i = \beta_{1л} - \beta_1$
Угол потока на выходе из РК в относительном движении	β_2
Эффективный угол рабочей решётки	$\beta_{2\phi} = \arcsin(a_2 / t)$
Угол отклонения потока в косом срезе рабочей решётки	$\delta \beta_2 = \beta_2 - \beta_{2\phi}$
Кинематическая степень конфузурности рабочей решётки	$K_{кон}^{кин} = \sin \beta_1 / \sin \beta_2$
Геометрическая степень конфузурности рабочей решётки	$K_{кон}^{geom} = \sin \beta_{1л} / \sin \beta_{2л}$

Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки турбины приведены на рис. 2.19, их названия даны в табл. 2.8.

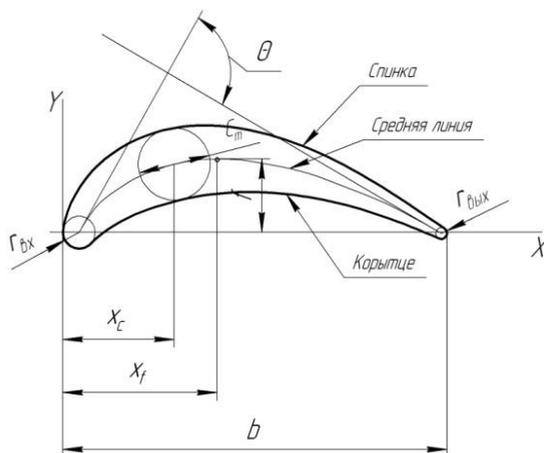


Рис. 2.19. Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки

Таблица 2.8. Основные элементы и геометрические параметры профиля лопатки

Наименование элемента или геометрического параметра профиля	Обозначение
Вогнутая часть контура профиля	<i>Корытце</i>
Выпуклая часть контура профиля	<i>Спинка</i>
Радиус входной кромки профиля	$r_{вх}$
Радиус выходной кромки профиля	$r_{вых}$
Максимальная толщина профиля	C_m
Координата расположения максимальной толщины профиля	X_c
Максимальный прогиб средней линии	f
Координата расположения максимального прогиба средней линии	X_f
Угол изгиба средней линии профиля – угол между касательными к средней линии на входе и выходе	θ
Хорда профиля лопатки	b
Относительная координата расположения максимальной толщины профиля	$\bar{X}_c = X_c / b$
Относительная координата расположения максимального прогиба средней линии	$\bar{X}_f = X_f / b$

2.4 Схема и принцип действия центростремительной турбины

2.4.1 Схема и основные геометрические параметры центростремительной турбины

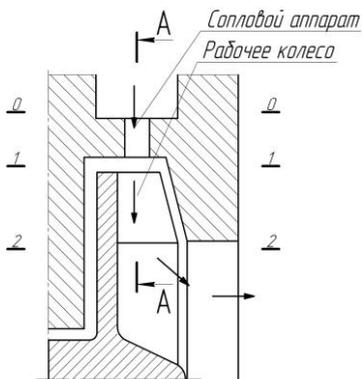


Рис. 2.20. Меридиональное сечение ступени центростремительной турбины

Схема ступени центростремительной турбины приведена на рис. 2.20. Ступень центростремительной турбины, так же как и осевой, представляет собой совокупность неподвижного соплового аппарата и расположенного за ним вращающегося рабочего колеса. Основным элементом ступени является РК, снабженное специальным образом спрофилированными лопатками.

2.4.2 Принцип действия центростремительной турбины

Принцип действия центростремительной турбины заключается в следующем (рис. 2.21). На входе в СА газ имеет начальные параметры T_0^* и p_0^* , а также вектор скорости c_0 , направленный под некоторым углом α_0 к фронту решётки. Лопаточный угол решётки на выходе из СА $\alpha_{1л}$ значительно меньше лопаточного угла на входе в решётку $\alpha_{0л}$. При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из СА существенно меньше, чем на входе. Это приводит к увеличению скорости газа в нем и соответственно к снижению статического давления и статической температуры ($p_1 < p_2$, $T_1 < T_2$). Газ покидает СА со скоростью c_1 под углом α_1 , который близок к выходному лопаточному углу СА $\alpha_{1л}$.

На входных кромках РК газ начинает участвовать в двух движениях: в относительном со скоростью w_1 и в абсолютном со скоростью c_1 . При этом относительная скорость w_1 определяется векторной разностью $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$, где u_1 – переносная скорость. Межлопаточный

канал в РК, так же как и в СА, конфузурный. В результате скорость потока в относительном движении возрастает $w_2 > w_1$, а статические давления и температура снижаются ($p_2 < p_1, T_2 < T_1$). График изменения основных параметров потока в ступени центростремительной турбины приведен на рис. 2.22.

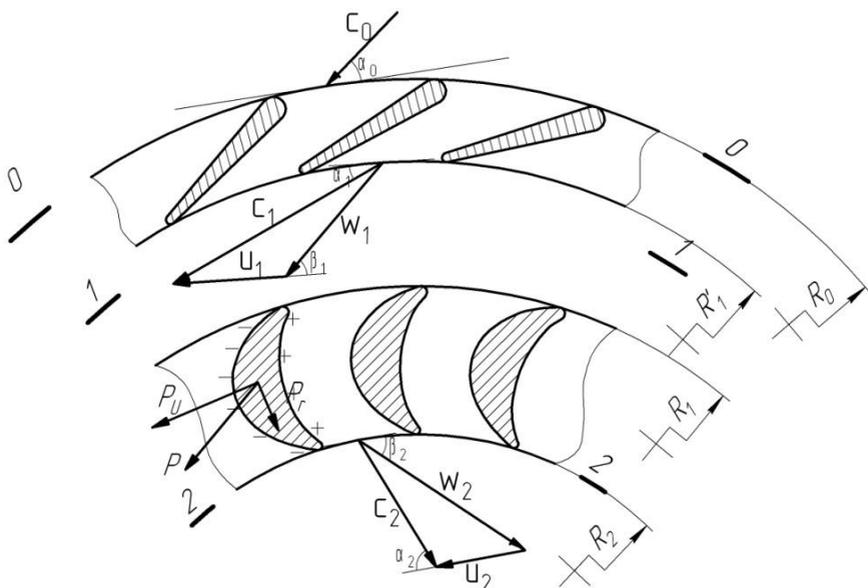


Рис. 2.21. Схема и принцип действия ступени центростремительной турбины (сечение А-А на рис. 2.20)

В результате поворота и ускорения потока в относительном движении в межлопаточном канале РК на поверхности лопаток возникает разность давления. Вблизи корытца наблюдается повышенное давление, а у спинок – пониженное. Равнодействующая \vec{P} сил давления в общем случае направлена так, как это показано на рис. 2.21. 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.

В агрегатах питания современных ЖРД используются как автономные, так и предкамерные турбины [9]. В автономных турбинах выхлоп рабочего тела осуществляется в заборное пространство по-

средством специальной системы газоотвода. Вследствие этого для таких турбин характерны высокие степени понижения давления ($\pi_T = 20 \dots 50$) и малые расходы рабочего тела ($G_T = 0,5 \dots 5 \text{ кг/с}$). Из-за незначительных расходов рабочего тела турбины агрегатов ЖРД имеют малые высоты лопаток ($h_{л} < 20 \text{ мм}$) и парциальный подвод рабочего тела ($\varepsilon < 1$), что вызывает необходимость использования активных ступеней ($\rho_{СТ} = 0$).

В агрегатах подачи с предкамерной турбиной рабочее тело после турбины подается в основную камеру сгорания ЖРД. При этом один из компонентов топлива (чаще горючее) полностью пропускается через газогенератор турбины, а второй добавляется лишь в таком количестве, которое обеспечивает потребную температуру газа T^*_T перед турбиной. Для таких турбин характерны небольшие π_T ($\pi_T = 1,3 \dots 1,8$), но высокие расходы рабочего тела ($G_T = 20 \dots 100 \text{ кг/с}$). Последнее обуславливает выполнение ступеней с полным подводом рабочего тела ($\varepsilon = 1$). Вместе с тем высоты лопаток предкамерных турбин значительно больше, чем у автономных, и ступени обычно выполняются с $\rho_{СТ} > 0$.

2.4.3 Геометрические параметры ступени центростремительной турбины

Основные геометрические параметры ступени центростремительной турбины в меридиональном сечении приведены на рис. 2.22 и в табл. 2.9. Их обозначения в основном соответствуют аналогичным параметрам, описанным выше. Параметры профиля РК ЦСМТ не отличаются от параметров профиля РК осевой турбины (рис 2.18, 2.19).

2.5 Схема и принцип действия шнекоцентробежного насоса

2.5.1 Определение насоса и его основные параметры

Насос – это машина для преобразования механической энергии двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. В насосе увеличивается и потенциальная, и кинетическая энергии рабочего тела (жидкости).

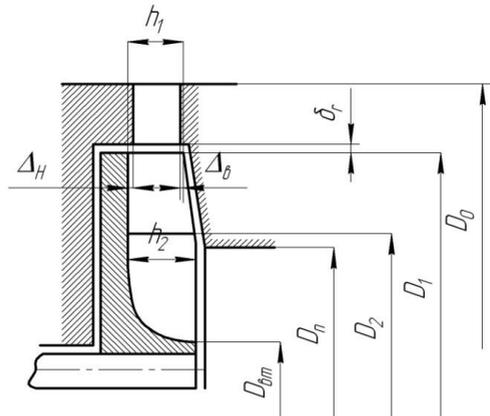


Рис. 2.22. Основные геометрические параметры ступени центробежной турбины в меридиональном сечении

Насос характеризуется тремя основными параметрами:

- производительностью;
- напором;
- мощностью.

Таблица 2.9. Основные геометрические параметры ступени центробежной турбины в меридиональном сечении

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Втулочный диаметр диска РК на выходе	$D_{вн}$
Диаметр СА на входе	D_0
Диаметр РК на входе	D_1
Диаметр РК на выходе	D_2
Периферийный диаметр выходного отверстия в корпусе	D_n
Высота лопатки на входе в РК	h_1
Высота лопатки на входе из РК	h_2
Радиальный зазор	δ_r
Нижняя перекрыша	Δ_H
Верхняя перекрыша	Δ_B

Производительность – это количество жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Различают объемную V и массовую m производительности.

Объемная производительность – это объем рабочего тела, перекачиваемый насосом в единицу времени.

Массовая производительность – масса рабочего тела, подаваемая насосом в единицу времени.

В ЖРД используется синоним производительности – расход компонента (G или O). Связь между объемным и массовым расходами компонента описывается зависимостью $\dot{m} = \dot{V}\rho$, где ρ – массовая плотность компонента.

Напор – это приращение механической энергии каждого килограмма жидкости, проходящей через насос, т.е. это разность удельных (приходящихся на единицу массы) энергий жидкости на выходе из насоса и входе в него. Такой напор в теории насосов еще называется действительным напором.

Для несжимаемой жидкости, пренебрегая энергией положения, действительный напор насоса можно определить по формуле

$$H = \frac{(p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}})}{\rho} + \frac{(c_{\text{вых}}^2 - c_{\text{вх}}^2)}{2},$$

где $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ – статическое давление на выходе и входе в насос; $c_{\text{вых}}$ и $c_{\text{вх}}$ – скорость жидкости на выходе и входе в насос.

Обычно действительный напор насоса ТНА располагается в диапазоне от 10 до 40 кДж/кг. У насосов жидкого водорода вследствие очень малой плотности рабочего тела действительный напор достигает 200...500 кДж/кг.

Мощность. Различают потребляемую мощность N_n для привода насоса и полезную мощность N_n .

Приращение энергии жидкости, проходящей через насос в единицу времени, и есть полезная мощность. Полезная мощность связана с напором следующим образом:

$$N_n = H\dot{m} \text{ или } N_n = H\dot{c}\rho.$$

Отношение полезной мощности к затраченной называется полным КПД насоса:

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

Обычно полный КПД имеет значение в диапазоне от 0,5 до 0,8.

2.5.2 Схема насоса

В качестве насоса ТНА ЖРД обычно используется насос с двумя рабочими колесами – осевым (шнек) и центробежным. Такой насос называется шнекоцентробежным. Шнек служит для улучшения антикавитационных качеств насоса, а с помощью центробежного колеса жидкости передается основная часть механической энергии.

Рассмотрим схему шнекоцентробежного насоса (ШЦБН), представленную на рис. 2.23. Проточная часть ШЦБН состоит из следующих элементов. Входное устройство – подвод расположен между сечениями *вх-вх* и *1ш-1ш*. Шнек размещен между сечениями *1ш-1ш* и *2ш-2ш*. Область между сечениями *2ш-2ш* и *1ц-1ц* называется переходным каналом.

Между сечениями *1ц-1ц* и *2-2* находится центробежное РК. За ним между сечениями *2-2* и *3-3* расположен безлопаточный (щелевой) диффузор.

За щелевым диффузором иногда между сечениями *3-3* и *4-4* устанавливается лопаточный диффузор (ЛД). Хотя ЛД усложняет конструкцию насоса, но позволяет несколько снизить диаметральные размеры, а также повысить жесткость и прочность корпуса насоса в случае его тонких стенок.

Далее между сечениями *4-4* и *Г-Г* размещается так называемый «язык» спирального сборника, а между сечениями *Г-Г* и *вых-вых* – конический диффузор. В сечении *Г-Г* располагается самое узкое место конического диффузора – его горло.

2.5.3 Основные геометрические параметры насоса

Основные геометрические параметры проточной части насоса в меридиональной и окружной плоскостях представлены на рис. 2.23, а их названия приведены в табл. 2.10.

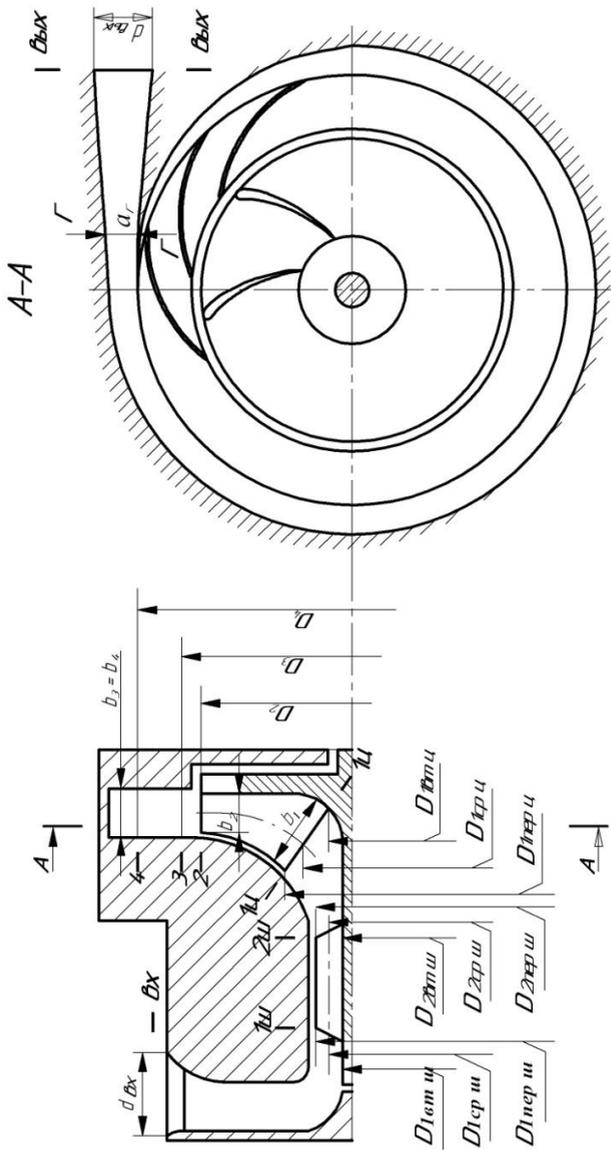


Рис. 2.23. Схема и геометрические параметры проточной части шнекоцентриробежного насоса

Таблица 2.10. Основные геометрические параметры насоса в меридиональной и окружной плоскостях

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Диаметр подвода на входе в насос	d_{ex}
Диаметры на входе в шнек: средний	$D_{1cp\ u}$
– втулочный	$D_{1вт\ u}$
– периферийный	$D_{1n\ u}$
Диаметры на выходе из шнека: средний	$D_{2cp\ u}$
– втулочный	$D_{2вт\ u}$
– периферийный	$D_{2n\ u}$
Диаметры на входе в центробежное РК: средний	$D_{1cp\ ч}$
– втулочный	$D_{1вт\ ч}$
– периферийный	$D_{1n\ ч}$
Высота лопаток на входе в РК	b_1
Высота лопаток на выходе из РК	b_2
Диаметр на выходе из РК	D_2
Диаметр на выходе из щелевого (безлопаточного) диффузора	D_3
Ширина безлопаточного диффузора в меридиональной плоскости	b_3
Диаметр на выходе из лопаточного диффузора	D_4
Высота лопаток на выходе из лопаточного диффузора	b_4
Ширина горла на входе в конический диффузор	a_r
Диаметр на выходе из насоса	$d_{вых}$

Для рассмотрения геометрических параметров шнека необходимо построить дополнительное сечение. Для этого проведем секущую цилиндрическую поверхность радиусом $r = D_{1cp\ u}/2$ с осью, совпадающей с осью шнека. В дальнейшем разрежем эту поверхность по образующей и развернем ее на плоскость. Таким образом, будет получена плоская решетка профилей шнека.

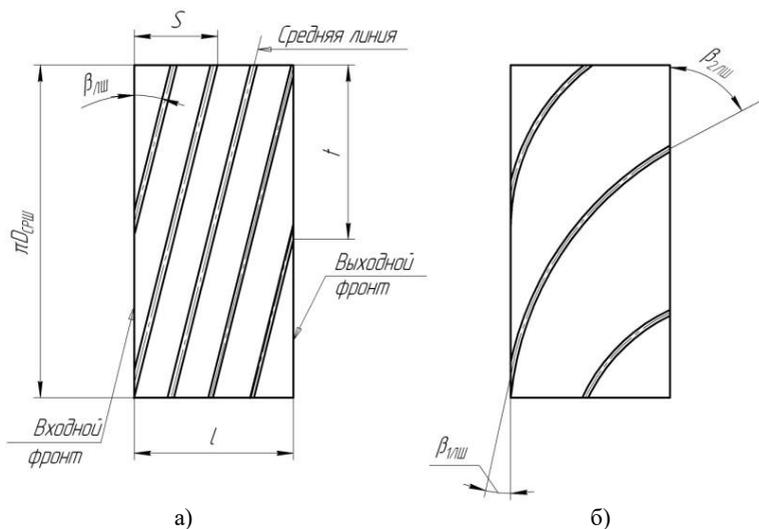


Рис. 2.24. Основные элементы и геометрические параметры решетки шнека:
 а – постоянного шага; б – переменного шага

Основные элементы и геометрические параметры решетки шнека постоянного шага приведены на рис.2.24,а, а их названия даны в табл. 2.11.

Таблица 2.11. Основные элементы и геометрические параметры решётки профилей шнека постоянного шага

Наименование элемента или геометрического параметра	Обозначение
Входной фронт решётки	<i>Входной фронт</i>
Выходной фронт решётки	<i>Выходной фронт</i>
Лопаточный угол	$\beta_{лш}$
Шаг шнека	s
Шаг решётки шнека	t
Количество лопаток шнека	$Z_{лш}$
Длина шнека	l

Шаг шнека s – это расстояние в осевом направлении, на которое перемещается винтовая линия за один полный оборот. У шнека постоянного шага лопаточные углы на входе и выходе одинаковы и обозначены на рис. 2.24, а как $\beta_{1лш}$ ($\beta_{1лш} = \beta_{2лш} = \beta_{лш}$).

Если шнек имеет переменный шаг (см. рис. 2.24,б), то лопаточный угол на выходе $\beta_{2лш}$ больше лопаточного угла на входе $\beta_{1лш}$. При этом угол $\beta_{1лш}$ представляет собой угол между входным фронтом и касательной к средней линии профиля на входе в шнек, а угол $\beta_{2лш}$ – угол между выходным фронтом и касательной к средней линии профиля на выходе из шнека.

Плоские решётки профилей лопаток центробежного РК и ЛД получаются сечением плоскостью, перпендикулярной оси насоса (сечение $A-A$ на рис. 2.23). Основные геометрические параметры этих решёток указаны на рис. 2.25, а их наименования приведены в табл.2.12.

Таблица 2.12. Основные геометрические параметры решёток профилей лопаток центробежного РК и ЛД

Наименование геометрического параметра	Обозначение
Шаг решётки профилей на входе в РК	t_1
Шаг решётки профилей на выходе из РК	t_2
Лопаточный угол на входе в решётку РК	$\beta_{1лц}$
Лопаточный угол на выходе из решётки РК	$\beta_{2л}$
Число лопаток РК	$z_{лРК}$
Угловой шаг рабочей решётки	$\theta_{РК}$
Шаг решётки профилей на входе в ЛД	t_3
Шаг решётки профилей на выходе из ЛД	t_4
Лопаточный угол на входе в решётку ЛД	$\alpha_{3л}$
Лопаточный угол на выходе из решётки ЛД	$\alpha_{4л}$
Число лопаток ЛД	$z_{лЛД}$
Угловой шаг решётки ЛД	$\theta_{ЛД}$

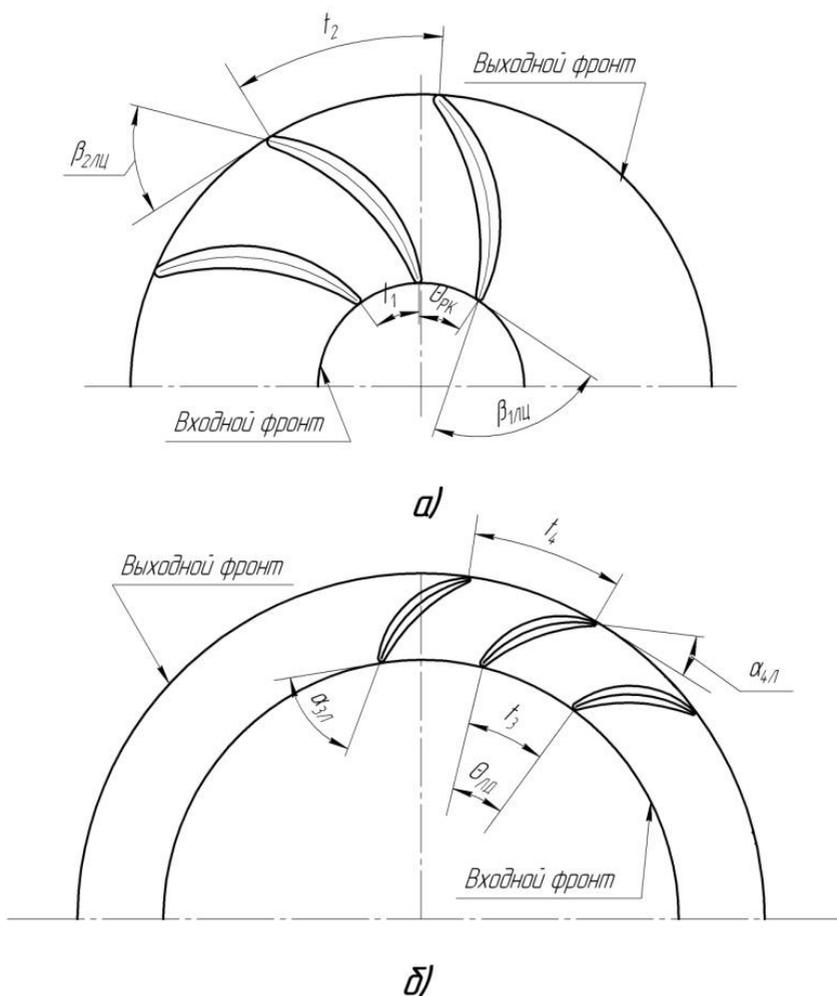


Рис. 2.25. Основные геометрические параметры решётки:
a – центробежного РК; *б* – лопаточного диффузора

Как и у решёток шнека, на входе в кольцевые решётки РК и ЛД и выходе из них расположены входные и выходные фронты (рис. 2.25,б). Лопаточный угол на входе в решётку РК и решётку ЛД строится следующим образом:

- проводится касательная к средней линии профиля в конечной точке средней линии;

- точка пересечения касательной и входного фронта фиксируется;
- из этой точки проводится касательная к входному фронту.

Лопаточный угол образуется двумя построенными касательными.

Лопаточный угол на выходе из решёток РК и ЛД строится аналогичным образом, только при этом используются выходные фронты.

Линейный и угловой шага связаны с числом лопаток следующим образом:

$$t = \frac{\pi D}{z} \quad \text{и} \quad \theta = \frac{360}{z}.$$

2.5.4 Принцип действия шнекоцентробежного насоса

При принудительном вращении ротора насоса с угловой скоростью ω решётка шнека, расположенная на радиусе r_i , перемещается с окружной скоростью $u = \omega \cdot r$ в сторону, указанную на рис. 2.26. При этом лопатки шнека воздействуют на жидкость в межлопаточных каналах с некоторой силой \bar{R} . Осевая составляющая этой силы R_a проталкивает рабочее тело к выходу из насоса как поршень, а окружная составляющая R_u определяет потребный крутящий момент, необходимый для привода шнека во вращение.

На место вытесненной из межлопаточных каналов жидкости на вход в шнек поступает новое рабочее тело из подвода с некоторой абсолютной скоростью c_{1u} – скоростью относительно неподвижных стенок проточной части насоса. Скорость потока c_{1u} обычно находится в диапазоне 5...10 м/с.

Абсолютную скорость жидкости при ее перемещении по межлопаточным каналам вращающихся колес можно представить в виде векторной суммы окружной (переносной) скорости \bar{u} и относительной скорости \bar{w} – скорости жидкости относительно перемещающихся стенок РК: $\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$. Тогда вектор относительной скорости рабочего тела на входе в шнек можно определить как разность: $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1$.

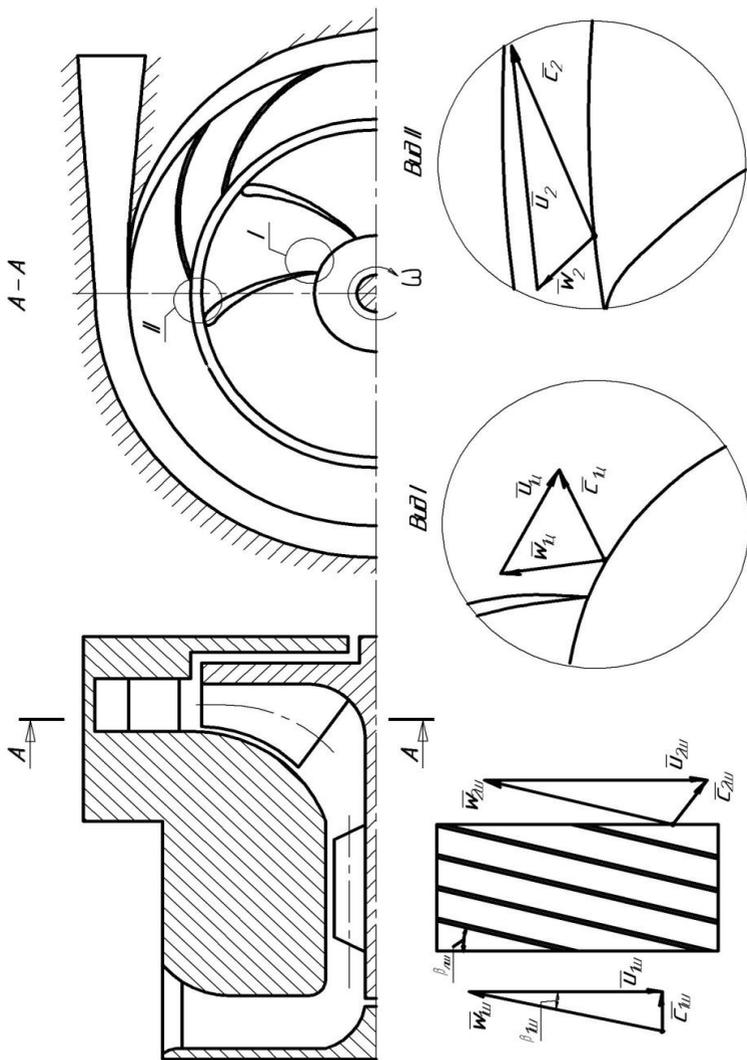


Рис. 2.2.6. Схема потока в шнекоцентриробежном насосе

Вектор относительной скорости \bar{w}_1 образует с вектором окружной скорости \bar{u}_1 угол β_1 , который называется углом потока в относительном движении на входе в шнек. В случае шнека с постоянным шагом необходимо, чтобы значение β_1 было меньше величины $\beta_{лш}$, а угол атаки $i = \beta_{лш} - \beta_1$ был бы положительным. Только в этом случае в шнеке постоянного шага происходит увеличение площади поперечного сечения потока жидкости и увеличение ее статического давления.

В шнеке переменного шага межлопаточные каналы диффузорны (см. рис. 2.24,б) и статическое давление рабочего тела будет увеличиваться и при нулевом угле атаки. Увеличение статического давления необходимо для обеспечения бескавитационной работы центробежного колеса насоса.

Относительная скорость потока при увеличении его площади поперечного сечения уменьшается и на выходе из шнека величина относительной скорости \bar{W}_2 будет меньше значения \bar{W}_1 .

Для того чтобы определить вектор абсолютной скорости \bar{c}_2 рабочего тела на выходе из шнека, надо к вектору скорости \bar{W}_2 прибавить вектор окружной скорости \bar{u}_2 (рис. 2.26). Следует отметить, что величина скорости c_2 больше значения скорости c_1 вследствие воздействия на жидкость лопаток шнека с силой \bar{R} .

В переходном канале поток изменяет свое направление от почти осевого (с некоторой окружной закруткой $c_{2лш}$) до приблизительно радиального, а вот скорость потока по абсолютной величине изменяется незначительно. Вследствие этого статическое давление в переходном канале остается практически одним и тем же.

При вращении центробежного РК его лопатки, как и лопатки шнека, воздействуют на жидкость и проталкивают ее к выходу из насоса. По векторам абсолютной скорости $c_{1ц}$ и окружной скорости $\bar{u}_{1ц}$ на входе в центробежное колесо определяется вектор скорости $\bar{w}_{1ц}$ (рис. 2.26). Вектор $\bar{w}_{1ц}$ образует с вектором окружной скорости $\bar{u}_{1ц}$ угол потока $\beta_{1ц}$. Значение этого угла обычно меньше величины лопаточного угла $\beta_{1ц}$ на $5...15^\circ$. Следовательно, угол атаки на входе в

центробежное колесо $i = \beta_{1лц} - \beta_{1ц}$ равен $5...15^\circ$. В этом диапазоне он слабо влияет на энергетические и кавитационные параметры насоса.

Площадь поперечного сечения межлопаточных каналов центробежного РК увеличивается. Это обуславливает уменьшение относительной скорости потока и увеличение его статического давления. Кроме того, статическое давление жидкости в центробежном РК увеличивается еще и вследствие действия инерционных сил. Таким образом, на выходе из центробежного РК $p_2 > p_1$, а $|\overline{w}_2| < |\overline{w}_1|$.

Вектор абсолютной скорости \overline{c}_2 жидкости на выходе из центробежного колеса находится как сумма векторов \overline{w}_2 и \overline{u}_2 (см. рис. 2.27). Следует отметить, что окружная скорость на выходе из центробежного колеса \overline{u}_2 больше окружной скорости на его входе \overline{u}_1 вследствие того, что диаметр на выходе из колеса больше, чем на входе.

Величина скорости c_2 значительно больше значения c_1 благодаря интенсивному воздействию на поток лопаток центробежного колеса.

Величина скорости \overline{c}_2 достигает значений $150...200$ м/с.

Повышенное значение скорости \overline{c}_2 означает, что поток обладает повышенной кинетической энергией, которую необходимо преобразовать в потенциальную энергию давления. Поэтому на выходе из центробежного колеса оставшиеся элементы проточной части насоса (щелевой и лопаточный диффузоры, язык спирального сборника и конический диффузор) имеют расширяющуюся форму. Это позволяет снизить в них скорость жидкости и повысить ее статическое давление. Скорость потока на выходе из насоса обычно располагается в диапазоне $10...20$ м/с, а давление жидкости может достигать $25...30$ МПа.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

3.1 Цель и задачи лабораторной работы

Целью лабораторной работы является теоретическое и практическое изучение поведения характеристик центробежного компрессора, а также ознакомление с современными методами экспериментального исследования компрессоров.

В ходе выполнения лабораторной работы необходимо решить следующие *задачи*:

- изучить современные автоматизированные методы экспериментального определения характеристик компрессоров, конструкцию стенда и оборудование, применяемое в лабораторной работе;
- изучить методику обработки результатов эксперимента, научиться находить основные параметры исследуемого компрессора;
- получить экспериментальным путем напорную и КПД характеристики центробежного компрессора $\pi_{к}^*$, $\eta_k = f(G_g)$ при различных фиксированных частотах вращения ротора;
- дать физическое объяснение полученным результатам.

3.2 Характеристики центробежного компрессора

На расчетном режиме поток набегаёт на лопатки рабочего колеса компрессора под углом атаки i близким к оптимальному. Оптимальный угол атаки на входе в РК центробежного компрессора равен приблизительно нулю.

В условиях эксплуатации ГТД часто имеет место отклонение от расчетных значений частоты вращения компрессора n и параметров воздуха p_H и T_H на его входе. Изменение последних определяет изме-

нение расхода воздуха через компрессор. При этом меняется режим обтекания лопаток, что приводит к изменению π_{κ}^* и η_{κ} компрессора в целом. Отклонение от оптимального режима обтекания лопаток может сопровождаться не только снижением π_{κ}^* и η_{κ} , но и появлением срыва потока со спинок лопаток, что в конечном итоге может привести к срыву работы (неустойчивой работе) компрессора в целом (в частности, к помпажу). Многочисленные эксперименты показали, что причиной срыва потока в компрессоре является появление больших положительных углов атаки i из-за уменьшения осевой составляющей абсолютной скорости c_a на входе в РК или роста частоты вращения n . При увеличении отрицательных углов атаки i срыв потока, как правило, не наблюдается.

Чтобы знать характер изменения параметров, характеризующих работу компрессора (π_{κ}^* и η_{κ}) на режимах отличных от расчетного, экспериментально определяют их зависимость от режимных параметров (расхода G_6 и частоты вращения n). Зависимости $\pi_{\kappa}^* = f(G_6)$ и $\eta_{\kappa} = f(G_6)$, полученные для нескольких значений частот вращения n , называют **характеристиками компрессора**. На рис. 3.1 приведены типовые характеристики центробежного компрессора.

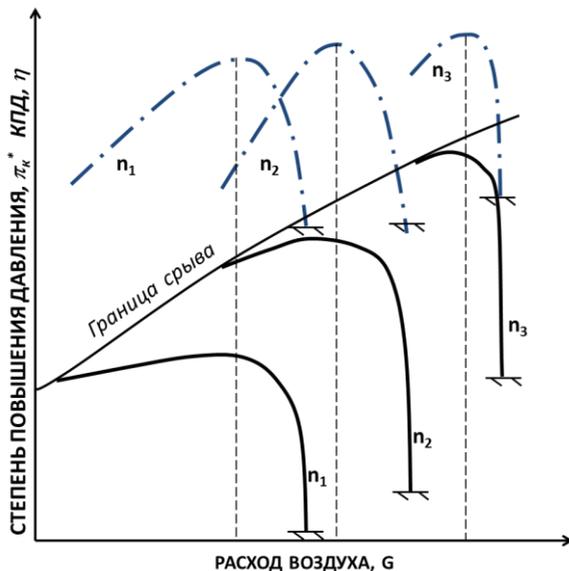


Рис. 3.1. Типовая характеристика центробежного компрессора

Рассмотрим причины, определяющие характер изменения π_k^* и η_k от расхода воздуха G_6 через компрессор при $n=const$ для центробежной ступени. С этой целью мысленно рассечем ВНА и РК цилиндрической поверхностью диаметром D_{cp} . Поверхность сечения развернем на плоскость. Получим плоскую решётку (см. рис. 2.9 и 2.10).

Рассмотрим изменение обтекания лопаток РК ЦБК из-за изменения режима работы ступени при условии неизменности частоты вращения ротора $n=const$ ($u=const$). С уменьшением расхода рабочего тела через компрессор G_B уменьшается осевая составляющая абсолютной скорости c_{1a} . Направление скорости c_1 не изменяется, так как оно определяется лопаточным углом выхода из расположенного впереди венца. Поэтому при неизменной частоте вращения угол β_1 уменьшится и угол атаки i станет положительным (рис.3.2).

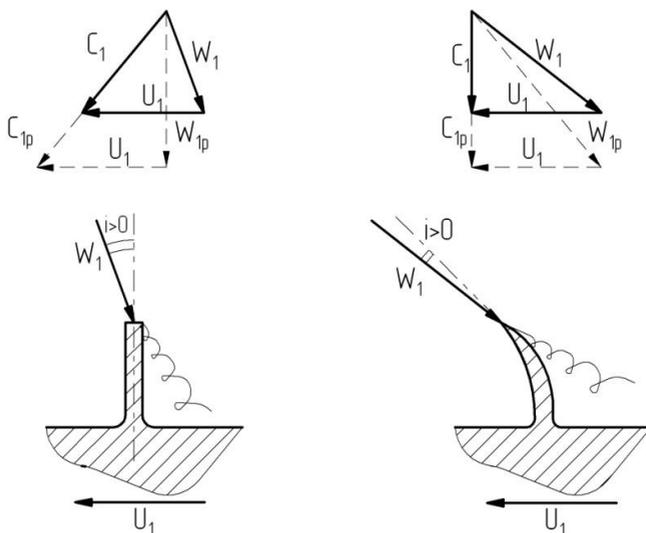


Рис. 3.2. Треугольники скоростей на входе в РК ЦБК при $G_B = G_B \text{ расч}$ и $G_B < G_B \text{ расч}$

Отклонение угла атаки от расчетного значения приводит к возникновению отрыва потока с нерабочей стороны лопатки (спинки). При этом лопатка, вращаясь, стремится «уйти» от срыва.

В результате область срыва стремится занять всю область межлопаточного канала и «загромождает» его проходное сечение. Центробежная сила перемещает зону вихрей вверх по каналу, что может

привести к пульсирующей подаче воздуха в камеру сгорания. При этом КПД ступени η_K значительно уменьшается.

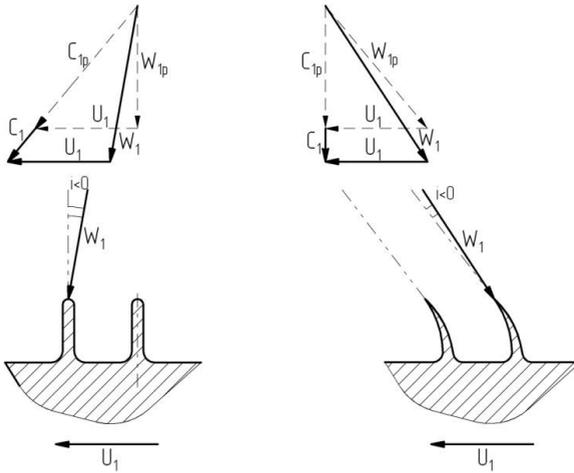


Рис. 3.3. Треугольники скоростей на входе в РК ЦБК при $G_B = G_{B \text{ расч}}$ и $G_B > G_{B \text{ расч}}$

Из-за снижения расхода G_B уменьшается не только c_{1a} , но и радиальная составляющая скорости потока на выходе из РК c_{2r} (см. рис. 3.3). Это приводит к увеличению окружной составляющей абсолютной скорости потока c_{2u} и, следовательно, к увеличению теоретического напора $H_T \approx u_2 c_{2u}$ – удельной работы, передаваемой газу от РК. Последнее сопровождается ростом π_K^* . В то же время увеличение потерь из-за отрыва на спинке снижает работу, приходящуюся на сжатие рабочего тела, и при достижении некоторого значения расхода воздуха G_B степень сжатия начинает уменьшаться. Таким образом, зависимость $\pi_K^* = f(G_B)$ имеет максимум, причем точка максимума не совпадает с расчетным режимом и лежит в области пониженных расходов воздуха.

С ростом расхода рабочего тела G_B осевая составляющая абсолютной скорости c_{1a} и угол β_1 увеличиваются, а угол атаки i становится отрицательным (рис.3.3).

Уменьшение угла атаки по сравнению с расчетным значением приводит к возникновению отрыва потока с рабочей стороны лопат-

ки (корытца). В этом случае за счет вращения РК срывная зона будет прижиматься к лопатке. Из-за отклонения угла атаки от оптимального значения КПД ступени η_K уменьшается. Степень сжатия ступени π_K^* также снижается вследствие увеличения гидравлических потерь и уменьшения теоретического напора $H_T \approx u_2 c_{2u}$ из-за снижения c_{2u} по сравнению с расчетным режимом. В результате характеристика ступени компрессора имеет вид, представленный на рис. 3.1.

3.3 Экспериментальное оборудование, применяемое при определении характеристик компрессора

Наиболее достоверные данные о характеристиках компрессора получаются экспериментально. Существуют также и расчетные методики для их определения, однако даже самые современные из них не способны учесть всех факторов, влияющих на рабочий процесс в компрессоре. Вместе с тем экспериментальный способ не лишен недостатков, главными из которых являются дороговизна, большая протяженность во времени и ограниченные возможности средств измерения.

Экспериментальное исследование характеристик центробежного компрессора проводится на специальных стендах. Одна из возможных схем такого стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов Самарского университета, показана на рис. 3.4. Внешний вид установки для испытания центробежных компрессоров показан на рис. 3.5.

Устроен стенд следующим образом. В корпусе 1 (см. рис. 3.4) на подшипниках располагается вал 3, на правом конце которого установлено рабочее колесо 4 исследуемого компрессора. Внешний вид РК представлен на рис.3.6. Компрессор вращается воздушной микро-турбиной 5 (см. рис. 3.4), рабочее колесо которой располагается на другом конце вала 3.

Турбина приводится в действие сжатым воздухом, который предварительно проходит через фильтр 9 (см. рис. 3.4) и кран-регулятор 10. Сжатый воздух расширяется в турбине и совершает механическую работу по вращению РК турбины. При этом РК турбины приводит во вращение РК компрессора.

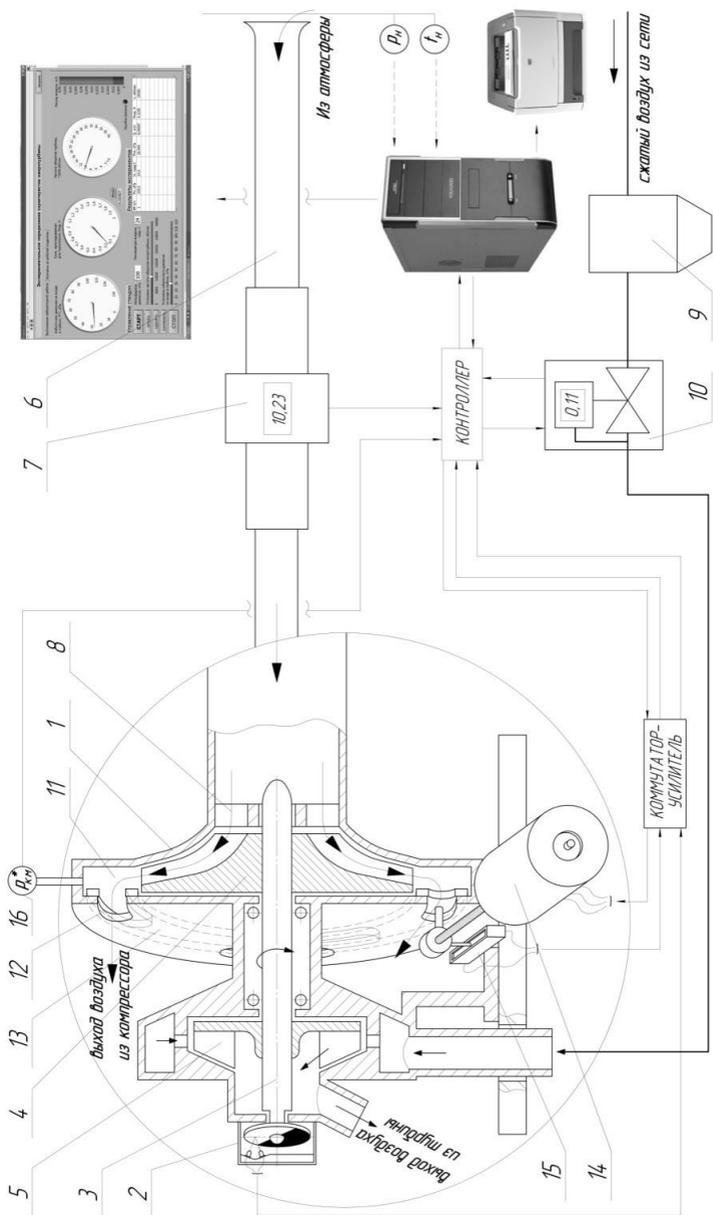


Рис. 3.4. Принципиальная схема для исследования рабочего процесса и получения экспериментальных характеристик центробежного микрокомпрессора

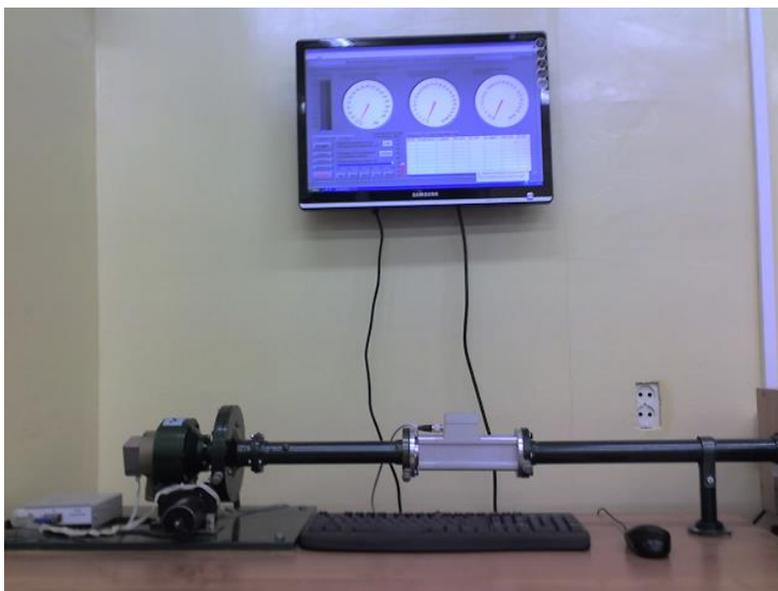


Рис. 3.5. Лабораторная установка для определения характеристик центробежного компрессора

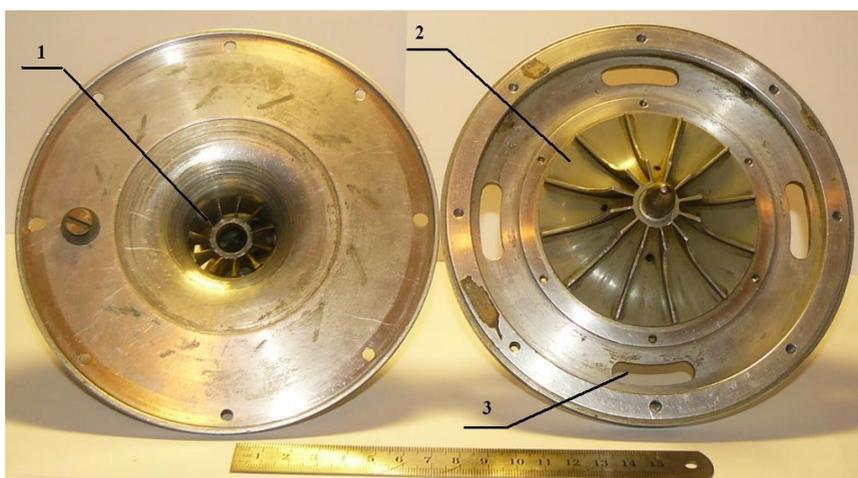


Рис. 3.6. Внешний вид исследуемого центробежного компрессора:
1 – входной направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо;
3 – выпускные окна

Работает стенд следующим образом. Атмосферный воздух засасывается работающим компрессором. Прежде чем попасть на его вход, воздух проходит мерную трубу *б*, в которой установлено расходомерное устройство *7*. Для повышения точности замера расхода воздуха через компрессор *Гв* труба *б* имеет значительную протяженность, что способствует выравниванию эпюры скоростей перед расходомером *7*. На входе в РК установлен входной направляющий аппарат (ВНА) *8*, который сообщает потоку предварительную закрутку. Лопатки рабочего колеса *4* воздействуют на поток и совершают механическую работу, обеспечивая повышение полного и статического давления, а также абсолютной скорости воздуха. После рабочего колеса *4* воздух попадает в щелевой диффузор *11*, где происходит его торможение в абсолютном движении и преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. В завершении сжатый воздух выбрасывается в атмосферу через регулируемые окна *12*. Их площадь может изменяться с помощью диска-дресселя *13*, который перемещается шаговым двигателем *14*. За счет этого регулируется расход воздуха через компрессор *Гв*. Дроссель оборудован датчиком обратной связи *15*, который сигнализирует о положениях диска *13*, соответствующих определенным площадям выпускных окон.

Характеристика компрессора снимается в виде напорных линий, при $n = \text{const}$. Поддержание заданной оператором частоты вращения n РК компрессора осуществляется автоматически системой управления стендом посредством изменения подачи питающего микротурбину воздуха краном-регулятором *10*.

3.4. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента

В ходе проведения эксперимента на описанном стенде измеряются следующие параметры, необходимые для определения характеристик компрессора:

- атмосферные давление p_H (кПа) и температура t_H (°C) в лабораторном помещении. При проведении эксперимента считается, что давление и температура на входе в компрессор равны атмосферным;

- полное избыточное давление на выходе из компрессора $p_{\text{км}}^*$, кПа;
- частота вращения РК компрессора n , мин⁻¹.
- объёмный расход воздуха через компрессор $Q_{\text{в}}$, л/мин;
- полное избыточное давление на входе в приводную микротурбину $p_{\text{тм}}^*$, кПа.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей. Они преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, которые обрабатываются автоматизированной системой управления стенда и отображаются на мониторе компьютера в специальной программе (рис.3.9). Расчет и построение характеристик компрессора по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.

Полное манометрическое (избыточное) давление на выходе из компрессора $p_{\text{км}}^*$ воспринимается чувствительным элементом *16* (рис. 3.4), преобразующим давление газа в электрический сигнал. Первичный преобразователь представляет собой резистор из платины (вольфрама). Под действием давления его сопротивление изменяется, что и регистрируется с помощью измерительного моста Уинстона и потенциометров.

Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 3.4) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится с помощью программы отображения результатов на экране дисплея в виде стрелочного индикатора *3* (рис. 3.7). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление является избыточным. Для получения абсолютного давления (кПа) значение $p_{\text{км}}^*$ необходимо увеличить на величину атмосферного давления:

$$p_{\text{км}}^* = p_{\text{к}}^* + p_{\text{н}}.$$

Абсолютное давление рабочего тела на входе в компрессор $p_{\text{к}}^*$ принимается равным атмосферному $p_{\text{н}}$. Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле *5* на экране дисплея (рис. 3.7) перед началом эксперимента.

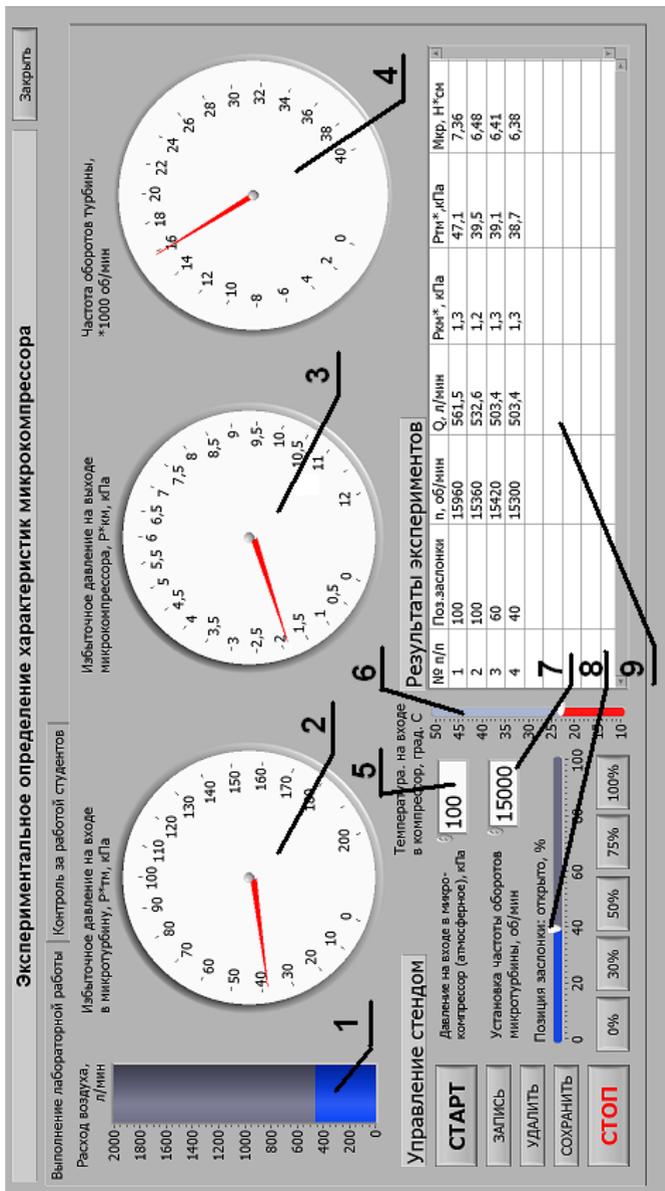


Рис. 3.7. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов

Зная давление на входе и выходе компрессора, легко определить *степень повышения давления* в нем и *идеальную (изоэнтропическую) работу сжатия, Дж/кг*:

$$\pi_{\kappa}^* = p_{\kappa}^* / p_{\varepsilon}^* ;$$

$$L_{\kappa S} = c_p T_H \left(\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ – теплоемкость воздуха; k – показатель изоэнтропы воздуха $k=1,4$.

Полная температура воздуха на входе в компрессор $t^*_{\text{в}}$, равная температуре воздуха в лаборатории $t_{\text{н}}$, определяется по комнатному термометру и выставляется ползунком 6 (рис. 3.7) перед началом эксперимента.

Частота вращения ротора компрессора измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика 2 (рис. 3.4). Испускаемый светодиодом луч отражается от блестящей половины алюминиевого диска и достигает фотодиода, формируя высокий уровень сигнала. В момент прохождения окрашенной половины диска луч не отражается и на фотодиоде формируется низкий уровень сигнала. Таким образом, за один оборот диска формируется один «гребень» сигнала и одна «впадина». Компьютер подсчитывает количество таких «гребней» или «впадин» за определенное время и вычисляет частоту вращения РК, которая выводится на индикатор 4 (рис. 3.7).

Объёмный расход воздуха через компрессор $Q_{\text{в}}$ измеряется косвенно вихревым расходомером 7 (рис. 3.4). Он представляет собой помещенное в поток плохообтекаемое тело в виде усеченной трапецеидальной призмы. При ее обтекании образуются вихри (дорожка Кармана), частота схода которых пропорциональна объемному расходу. Она фиксируется двумя пьезодатчиками, фиксирующими пульсации давления. Сигнал, полученный в расходомере, обрабатывается вторичной аппаратурой и выводится на индикатор 1 (рис. 3.7) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

Для построения характеристики компрессора необходимо знать массовый расход, поэтому полученное значение Q_B необходимо умножить на плотность воздуха на входе в компрессор ρ_6 , кг/м³, вычислив ее предварительно по атмосферным параметрам в соответствии с формулой

$$\rho_6 = \frac{1000 p_n}{RT_n},$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R=287$ Дж/кг; p_n – атмосферное давление в кПа; $T_n = t_n + 273,15$ – температура воздуха на входе в компрессор, К.

Массовый расход, кг/с, равен:

$$G_6 = Q_6 \rho_6.$$

Полное избыточное (манометрическое) давление перед турбиной p_{tm}^* измеряется первичным преобразователем давления, преобразующим давление газа в электрический сигнал. Принцип его действия аналогичен преобразователю давления, установленному в компрессоре. Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 3.4) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится в окне программы управления стендом в виде стрелочного индикатора 2 (рис. 3.9). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения его абсолютного значения необходимо к давлению p_{tm}^* , кПа, прибавить величину атмосферного давления:

$$p_m^* = p_{tm}^* + p_n.$$

Величина **крутящего момента** $M_{кр}$ компрессора определяется косвенно следующим образом. На установившемся режиме крутящий момент на валу турбин M_T равен сумме момента на валу компрессора M_K и моменту трения в подшипниковых опорах $M_{мп}$. Однако вследствие того, что момент трения $M_{мп}$ значительно меньше момента компрессора и турбины, можно принять, что $M_K = M_T$. Мо-

ментная характеристика турбины $M_T = f(p^*_T; n)$ определена заранее и представлена на рис. 3.8. По ней находится величина M_T на основании значений полного давления на входе в турбину и частоты вращения ротора.

При проведении эксперимента значение момента M_T оценивается автоматически по сигналам от датчиков, измеряющих частоту вращения и давление на входе в турбину, после чего значение M_T фиксируется в протоколе испытаний в Н·см.

По величине крутящего момента легко определить мощность, затраченную на вращение компрессора N_k , Вт, а по ней найти затраченную работу (затраченный напор) H_z , Дж/кг, т.е. величину механической работы, совершаемой над каждым килограммом воздуха, проходящим через компрессор:

$$N_k = M_k \omega / 100 = M_k \frac{\pi n}{3000};$$

$$H_z = \frac{N_k}{G_g},$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; n – частота вращения ротора, мин⁻¹.

Зная величины изоэнтروпической и действительной работы компрессора, можно определить его КПД:

$$\eta_k = \frac{L_{кс}}{H_z}.$$

По полученным данным могут быть найдены напорные $\pi^*_k = f(G_g)$ и КПД $\eta_k = f(G_g)$ характеристики компрессора при фиксированных значениях частоты вращения n ротора.

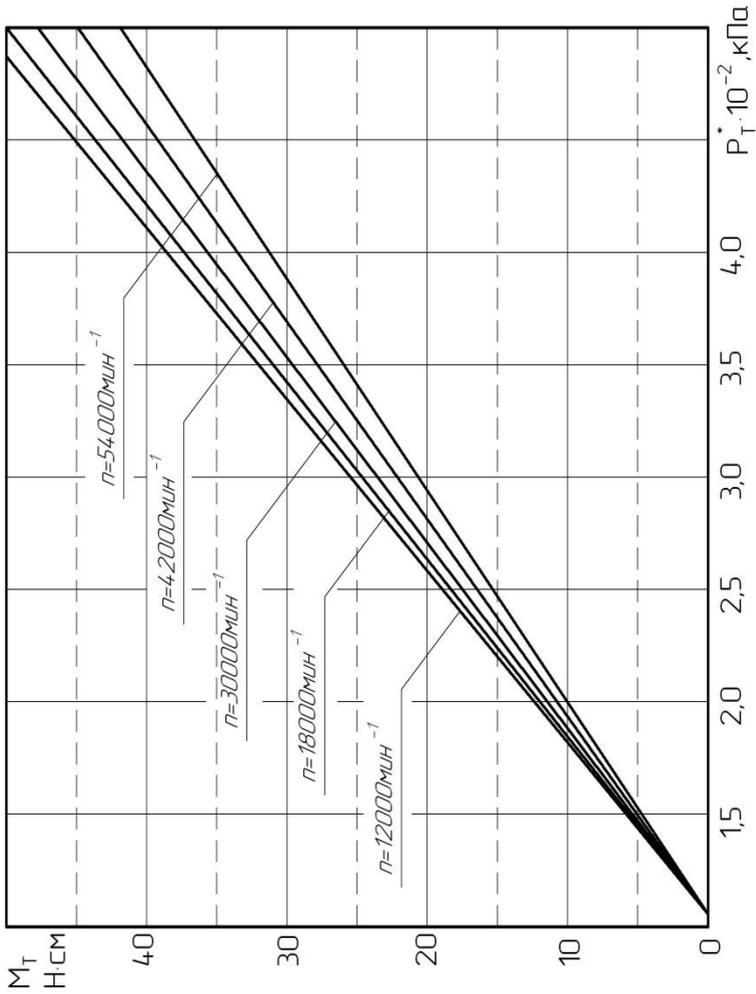


Рис. 3.8. Зависимость крутящего момента турбины M_T от давления на входе в турбину P_T^* и частоты вращения ротора

3.5 Порядок экспериментального определения характеристик компрессора

Перед началом работы необходимо ознакомиться с устройством, принципом действия стенда и порядком проведения эксперимента, а также выслушать объяснения преподавателя или лаборанта, касающиеся особенностей проведения лабораторной работы.

Эксперимент рекомендуется проводить в следующем порядке.

1. Убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневматической сети не ниже 200 кПа (2 кг/см^2).

2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему и программу управления стендом на компьютере.

3. Определить атмосферное давление в помещении по электронному барометру и записать его показания в поле 5 (см. рис. 3.7) управляющей программы.

4. Определить комнатную температуру по лабораторному термометру и выставить ее значение ползунком 6 (см. рис. 3.7) управляющей программы.

5. Установить в окне 7 (см. рис. 3.7) значение частоты вращения рабочего колеса компрессора, при котором определяются характеристики. Частоту вращения рекомендуется выбирать кратной 2000 мин^{-1} . По условиям прочности не рекомендуется задавать частоту вращения более 30000 мин^{-1} .

6. С помощью ползунка 8 (см. рис. 3.7) выставить значение величины площади открытых окон, соответствующее расходу в первой точке характеристики. На соответствующей шкале 100% соответствует полностью открытым окнам (максимальный расход), а 0% – полностью закрытым окнам и минимальному расходу воздуха. Рекомендуется начинать эксперимент с максимального расхода G_s (100%), а затем его плавно уменьшать.

7. Нажатием кнопки «СТАРТ» начать эксперимент. При этом открывается кран-регулятор 10 (см. рис. 3.4) и запускается турбина. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора 4 (рис. 3.7). Когда частота вращения превысит заданное в поле 7 значение, система автоматически уменьшит краном 10 давление питающего воздуха, что снизит ее мощность, и частота вращения станет меньше. Если же частота упала ниже заданной, то

система увеличит уровень давления за краном-регулятором *10*, повысив мощность турбины и увеличив ее частоту вращения. Необходимо подождать, пока система, пройдя колебательные процессы, выйдет на установившийся режим.

8. Убедившись, что стенд работает на установившемся режиме и значения измеряемых параметров изменяются незначительно, нажать кнопку «ЗАПИСЬ». При этом мгновенные значения всех индикаторов сохраняются в табл. 9 (см. рис. 3.7).

9. Установить ползунком 8 (см. рис. 3.7) новое значение величины площади открытых окон *12* (рис. 3.4). При этом произойдет рассогласование сигналов ползунка 8 (см. рис. 3.7) и датчика обратной связи *15* (см. рис. 3.6), который по-прежнему выдает сигнал, соответствующий «старому» положению диска-дресселя *13*. Пытаясь скомпенсировать данное рассогласование, система управления подаст сигнал на шаговый двигатель *14*, который будет перемещать диск-дрессель *13* до тех пор, пока сигнал с датчика обратной связи *15* не согласуется со значением, заданным ползунком 8 (см. рис. 3.7). Таким образом, величина площади окон примет заданное значение.

10. Так как при уменьшении площади окон *12* (см. рис. 3.4) расход воздуха через компрессор уменьшится, то уменьшится и мощность N_k , необходимая для привода компрессора. Вместе с тем мощность, вырабатываемая в этот момент турбиной N_m , еще остается на прежнем уровне. Поэтому происходит кратковременный «заброс» частоты вращения. В этом случае система управления стендом уменьшит давление на входе в турбину и частота вращения вала n после нескольких колебаний придет к прежнему значению. Убедившись в том, что процесс установился, следует нажать кнопку «ЗАПИСЬ».

11. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 10, выставляя требуемую площадь окон *12* (см. рис. 3.4). Снятие характеристики рекомендуется проводить строго в одном направлении, то есть только уменьшая расход, чтобы исключить гистерезисные явления.

12. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха в турбину, нажав кнопку «СТОП». Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, нажав кнопку «СОХРАНИТЬ». После этого нужно распечатать несколько экземпляров протокола испытаний.

13. По окончании работы необходимо выключить компьютер и отключить питание стенда.

3.6 Порядок выполнения лабораторной работы

Выполнение лабораторной работы начинается с изучения студентами устройства стенда по описанию, приведенному в данном пособии. На это отводится 10...15 минут учебного времени. В течение этой части занятия студенты могут задавать любые вопросы относительно устройства стенда, теоретических основ работы компрессора и его характеристик. По истечении отведенного времени преподаватель, ведущий занятие, проводит выборочный опрос, выясняя, насколько усвоен учебный материал. После этого студенты допускаются к выполнению эксперимента.

Все студенты разбиваются на 2...3 группы. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта или преподавателя, по инструкции, приведенной в разделе 3.5, снимает напорную и КПД характеристики компрессора при частоте вращения ротора, указанной преподавателем. Полученные результаты сообщаются всем студентам учебной группы и заносятся в бланк отчета по лабораторной работе. Туда же заносятся атмосферные условия в момент проведения работы (t_H и p_H).

Затем каждая группа студентов обрабатывает результаты проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в подразделе 3.7. После этого группы обмениваются полученными результатами. Таким образом, все студенты будут иметь напорные и КПД характеристики для 2...3 значений разных частот вращения.

Результаты расчета заносятся в бланк отчета. Пример его оформления приведен в Приложении 1. В нем должна содержаться следующая информация:

- схема экспериментальной установки;
- протокол испытаний, в котором приведены параметры, измеренные непосредственно в ходе испытаний, и атмосферные условия;
- таблица с результатами обработки произведенных измерений;
- построенные по результатам эксперимента напорные $\pi_k^* = f(G_0)$ и КПД – характеристики $\eta_k = f(G_0)$ компрессора при всех исследованных значениях n с теоретическим обоснованием полученных результатов.

3.7 Обработка результатов эксперимента и построение характеристик

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров компрессора. Рекомендуемая форма отчета о проведенном эксперименте приведена в Приложении 1.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности, не учитываются потери в трубе b (см. рис. 3.6) и при передаче мощности от турбины компрессору. Параметры потока считаются постоянными по сечению, утечки и втекания рабочего тела в проточной части не учитываются. Теплоемкость воздуха считается постоянной.

Все формулы методики были записаны с учетом размерностей получаемых величин, поэтому никаких дополнительных переводов величин из одной системы измерения в другую не требуется.

1. Вычисляется значение температуры потока на входе в компрессор в градусах Кельвина (К):

$$T_n = T_n^* = t_n + 273,15.$$

2. Определяются абсолютные значения полных давлений, кПа, на выходе из компрессора и на входе в турбину:

$$p_k^* = p_{km}^* + p_n,$$

$$p_T^* = p_{TM}^* + p_n.$$

3. Рассчитывается плотность воздуха, кг/м^3 , на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_v = \frac{1000 p_n}{RT_n},$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

4. По значению плотности вычисляется величина массового расхода рабочего тела на входе в компрессор, кг/с, с учетом того, что объемный расход определен с помощью расходомера в л/мин:

$$G_{\epsilon} = \frac{Q_{\epsilon} \rho_{\epsilon}}{60000}.$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины M_T он может быть найден с помощью графика на рис. 3.10 по величинам давления на входе в турбину p^*_{T} и частоты вращения n .

6. Исходя из допущения равенства крутящих моментов турбины и компрессора, рассчитывается мощность, затрачиваемая на вращение компрессора, Вт, с учетом того, что момент измеряется в Н·см:

$$N_{\kappa} = M_{\kappa} \omega / 100 = M_{\kappa} \frac{\pi n}{3000}.$$

7. Затраченный напор, Дж/кг, находится по формуле

$$H_z = \frac{N_{\kappa}}{G_{\epsilon}}.$$

8. Степень повышения давления в компрессоре равна:

$$\pi_{\kappa}^* = p_{\kappa}^* / p_n^*.$$

9. Изэнтропическая работа компрессора, Дж/кг, определяется по соотношению

$$L_{KS} = c_p T_n \left(\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – теплоемкость воздуха; k – показатель изэнтропы воздуха $k=1,4$.

10. КПД компрессора находится по формуле

$$\eta_{\kappa} = \frac{L_{KS}}{H_Z}.$$

По полученным результатам строятся напорные $\pi_{\kappa}^* = f(G_e)$ и КПД – характеристики $\eta_{\kappa} = f(G_e)$ компрессора при фиксированных частотах вращения вала $n = const$. При построении точек и линий характеристик на едином графическом поле их следует разделять цветом, типом линий или другими способами. Пример построения характеристик приведен в Приложении 1.

3.8 Контрольные вопросы для отчета по лабораторной работе

1. Каким типом двигателя приводится во вращение РК компрессора на экспериментальном стенде?
2. Объясните принцип действия преобразователя давления.
3. Объясните принцип действия расходомера.
4. Каким образом в эксперименте находится степень повышения давления π_{κ}^* ?
5. Объясните принцип измерения частоты вращения РК компрессора.
6. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через компрессор?
7. Каким образом находится крутящий момент на валу РК турбины?
8. Каким образом можно найти мощность, развиваемую турбиной?
9. Каким образом в эксперименте оценивается значение КПД компрессора?
10. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса компрессора.
11. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения КПД?
12. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения степени повышения давления в компрессоре?

13. Почему при закрытии окна, регулирующего расход, частота вращения ротора увеличивается?
14. Дайте определение компрессора. Какие виды компрессоров вы знаете?
15. Каково принципиальное отличие между центробежным и осевым компрессором?
16. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени повышения давления? Почему?
17. Для чего нужно рабочее колесо компрессора?
18. Почему в компрессоре воздух движется из области пониженного давления в область повышенного давления?
19. В каком месте компрессора происходит повышение статического давления: во входном НА, РК, в выходной системе?
20. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора?
21. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора?
22. Дайте определение КПД компрессора.
23. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?
24. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?
25. Что определяет осевая составляющая скорости на входе в компрессор?
26. На что влияет окружная скорость компрессора?
27. Изобразите схему передачи энергии в ступени компрессора от привода компрессора к лопаткам и далее.
28. Изобразите треугольники скоростей на входе в РК компрессора на втулочном, среднем и периферийном диаметрах.
29. Для чего на входе в РК компрессора устанавливается входной направляющий аппарат?
30. Каким образом влияет на степень повышения давления ступени компрессора увеличение температуры воздуха на входе в компрессор при неизменной подводимой мощности?
31. Каким образом и почему повлияет на степень повышения давления ступени компрессора увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях?
32. Почему высота лопаток на входе в компрессор больше, чем на выходе?

33. При каких условиях и почему возможен выход компрессора на режим срыва?

34. Каковы причины отступления от расчетного режима работы компрессора в условиях эксплуатации?

35. Принципиально изобразите зависимость степени сжатия компрессора от расхода воздуха через компрессор. Поясните ее протекание.

36. Принципиально изобразите зависимость КПД компрессора от расхода воздуха через компрессор. Поясните ее протекание.

37. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при увеличении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.

38. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при уменьшении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.

39. Почему максимум степени повышения давления наблюдается при меньших расходах воздуха через компрессор, чем расчетный расход воздуха?

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛОРАЗМЕРНОЙ ТУРБИНЫ

4.1 Цели и задачи лабораторной работы

Целью настоящей лабораторной работы является теоретическое и практическое ознакомление с характеристиками ступени центро-стремительной малоразмерной турбины (ЦСМТ) и методами ее экспериментального определения.

В ходе выполнения лабораторной работы необходимо:

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

4.2 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

турбины. Среди всего многообразия характеристик особо выделяются так называемые *универсальные* характеристики, 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 изоэнтروпической скорости турбины c_{ST} : $y_T = u_1/c_{ST}$. Изоэнтروпическая скорость c_{ST} связана с изоэнтропической (располагаемой) работой турбины L_{ST} соотношением $c_{ST} = \sqrt{2L_{ST}}$. Сама же работа L_{ST} определяется химическим составом рабочего газа (k, R), его температурой (T^*_0) и степенью понижения давления в турбине π_T . Окружная скорость u_1 на входе в РК зависит от частоты вращения и диаметра РК на входе в РК D_1 . Поэтому для конкретной ступени, работающей на газе определенного химического состава, при $T^*_0 = const$ и $\pi_T = const$ параметр нагруженности является аналогом частоты вращения: $y_T \sim n$. При $y_T = 0$ турбина предельно загружена и не вращается, хотя расширение газа в ней происходит. Уменьшение нагрузки влечёт повышение частоты вращения и увеличение y_T . Параметр нагруженности y_T служит для характеристики режима работы ступени.

Кроме КПД-характеристики также используются такие нормальные характеристики, как моментная и мощностная характеристики. Это зависимости соответственно крутящего момента на валу турбины и мощности, вырабатываемой турбиной, от режима её работы, например: $M_{кр} = f(y_T)$ и $N_T = f(y_T)$. Типовой вид характеристик представлен на рис. 4.1.

Объяснение причин такого вида характеристик начнём с зависимости $M_{кр} = f(y_T)$. Рассмотрим треугольники скоростей на входе в РК и выходе из него для двух режимов: расчётного и произвольного (рис. 4.2).

По уравнению моментов количества движения (для разнонаправленных c_{1u} и c_{2u}):

$$M_{кр} = G_B (c_{1u} R_1 + c_{2u} R_2). \quad (4.1)$$

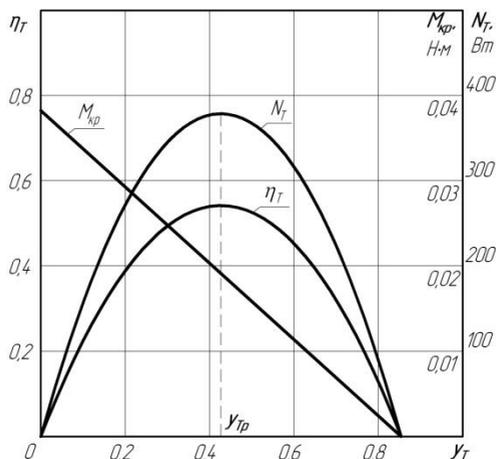


Рис. 4.1. Моментная, мощностная и КПД-характеристики

Поскольку при проведении эксперимента $T_0^* = \text{const}$ и $\pi_T = \text{const}$, 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: $c_1 \equiv c_{1p}$; $w_2 \equiv w_{2p}$.

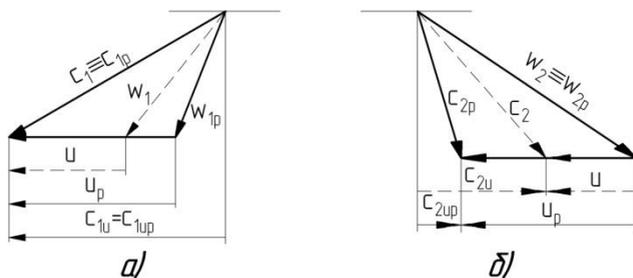


Рис. 4.2. Треугольники скоростей:
 a – на входе в РК, $б$ – на выходе из РК

На расчётном режиме получим:

$$M_{кр\ p} = G_B (c_{1u\ p} R_1 + c_{2u\ p} R_2). \quad (4.2)$$

Из рис. 4.2 для произвольного режима следует:

$$c_{2u} = c_{2u_p} + u_p - u; \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} M_{кр} &= G_B (c_{1u_p} R_1 + c_{2u_p} R_2 + u_p R_2 - u R_2) = \\ &= G_B (c_{1u_p} R_1 + c_{2u_p} R_2 + u_p R_2) - G_B R_2 u = A - B u = A - C u_T, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где A , B и C – некоторые постоянные.

Мы получили функцию $M_{кр} = f(u_T)$ в виде $M_{кр} = A - C u_T$, которая является линейной с наибольшим значением $M_{кр}$ при $u_T = 0$ (см. рис. 4.1).

Теперь перейдём к объяснению поведения характеристики $N_T = f(u_T)$. Мощность на любом валу определяется как произведение крутящего момента на угловую скорость его вращения:

$$N_T = M_{кр} \frac{\pi n}{30} = (A - C u_T) \frac{\pi n}{30}. \quad (4.5)$$

Вспоминая, что $u_T \sim n$, получим:

$$N_T = K u_T - L u_T^2, \quad (4.6)$$

где K и L – некоторые постоянные.

Полученная функция (4.6) является параболой, проходящей через ноль, направленная ветвями вниз (см. рис. 4.1). Таким образом, при изменении режима работы турбины мощность сначала растёт, а затем снова снижается. Теперь можно легко объяснить поведение КПД-характеристики $\eta_T = f(u_T)$. Мощностной КПД определяется как отношение полезной работы, произведенной 1 кг рабочего тела, к удельной работе, которую можно теоретически получить от 1 кг имеющегося энергоносителя при полном его расширении от давления p^*_0 до давления p_2 :

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_s} = \frac{N_T/G}{L_s}. \quad (4.7)$$

Удельная изоэнтропическая работа L_s и расход G не зависят от частоты вращения РК, поэтому КПД-характеристика представляет собой параболу, аналогичную мощностной характеристике (см. рис. 4.1).

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

4.3 Влияние режимных параметров и потерь энергии в лопаточных венцах на КПД ступени турбины

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 [9, 15]:

- а) $u_T = u_1/c_{sCT}$ – параметр нагруженности ступени;
- б) ρ_{CT} – степень реактивности ступени, определяющая распределение работы расширения газа между СА и РК:

$$\rho_{CT} = \frac{L_{PK}}{L_{CT}} \approx \frac{L_{SPK}}{L_{ST}},$$

где L_{CT} – политропическая работа расширения газа в ступени турбины; L_{PK} и L_{SPK} – соответственно политропическая и изоэнтروпическая 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 u_T и ρ_{CT} . Анализ изменения составляющих потерь энергии в настоящих указаниях проведен для центростремительной ступени (см. рис. 4.3). 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 [3,11,15]. В этом случае уравнение энергии для ступени можно записать в виде

$$L_{ST} = L_T + \Delta L_{CA} + \Delta L_{PK} + \frac{c_2^2}{2}, \quad (4.8)$$

или в относительных величинах (по отношению к располагаемой работе L_{ST}):

$$1 = \frac{L_T}{L_{ST}} + \zeta_{CA} + \zeta'_{PK} + \zeta_{BBLX}, \quad (4.9)$$

где $\zeta_{CA} = \frac{\Delta L_{CA}}{L_{ST}}$, $\zeta'_{PK} = \frac{\Delta L_{PK}}{L_{ST}}$ и $\zeta_{BBLX} = \frac{c_2^2}{2L_{ST}}$ – относительные доли потерь в СА, РК и с выходной скоростью соответственно.

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

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{ST}} = 1 - \zeta_{CA} - \zeta'_{PK} - \zeta_{BBLX}. \quad (4.10)$$

Формула (4.10) позволяет проанализировать влияние u_T и ρ_{CT} на η_T . Действительно, величину потерь энергии в СА ΔL_{CA} можно представить так:

$$\Delta L_{CA} = \frac{c_{1S}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = L_{SCA} (1 - \varphi_{CA}^2), \quad (4.11)$$

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

Если учесть, что $\rho_{CT} = L_{SPK} / L_{ST}$, то для ζ_{CA} можно получить следующее выражение:

$$\zeta_{CA} = (1 - \varphi_{CA}^2)(1 - \rho_{CT}). \quad (4.12)$$

Аналогично определяется величина ΔL_{PK} :

$$\Delta L_{PK} = \frac{w_{2S}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi_{PK}^2} - 1 \right) \cdot \varphi_{CA}^2 \cdot \left(\frac{w_2}{c_1} \right)^2 \cdot \frac{c_{1S}^2}{2}, \quad (4.13)$$

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

Тогда

$$\xi'_{PK} = \varphi_{CA}^2 \left(\frac{1}{\psi_{PK}^2} - 1 \right) \cdot (1 - \rho_{CT}) \cdot \left(\frac{w_2}{c_1} \right)^2. \quad (4.14)$$

Коэффициент $\xi_{ВЫХ}$ определяется соотношением:

$$\xi_{ВЫХ} = \frac{c_2^2}{2L_{ST}} = \varphi_{CA}^2 \cdot (1 - \rho_{CT}) \cdot \left(\frac{c_2}{c_1} \right)^2. \quad (4.15)$$

Используя соотношения (4.13) ... (4.15), можно проанализировать изменение коэффициентов потерь энергии, а, следовательно, и η_T при изменении u_T и ρ_{CT} . Сам анализ целесообразно проводить не по параметру u_T , а по величине u_1/c_1 , которая связана с u_T следующим соотношением:

$$u_T = \frac{u_1}{c_{ST}} = \frac{u_1}{c_1} \varphi_{CA} \sqrt{1 - \rho_{CT}}. \quad (4.16)$$

На рис. 4.3 приведена диаграмма изменения составляющих потерь энергии с ростом u_1/c_1 при $\rho_{CT} = \text{const}$. Горизонтальная линия с ординатой 1,0 соответствует (в относительных единицах) располагаемой работе на турбине. Величина ξ_{CA} , как следует из (4.12), не зависит от u_1/c_1 . Поэтому на рис. 4.3 при различных значениях u_1/c_1 одна и та же величина относительных потерь в СА отнимается от горизонтальной линии с ординатой 1,0.

Зависимость ξ'_{PK} от u_1/c_1 при $\rho_{CT} = \text{const}$, как следует из (4.14), 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. рис. 4.4).

План скоростей на рис. 4.4, 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

$$w_2 = \psi_{PK} \sqrt{w_1^2 + 2\rho_T L_{ST} - u_1^2 (1 - \overline{D}^2)}, \quad (4.17)$$

то в этом случае и значение w_2 велико. По мере роста u_1 (рис. 4.4) величина w_1 уменьшается. Соответственно уменьшаются значения w_2 и ζ_{PK} . В осевых ступенях, когда $D_1 = D_2$, т.е. $\bar{D} = 1$, наименьшее значение w_1 (следовательно, и наименьшее значение ζ_{PK}) будет достигнуто в том случае, когда вектор w_1 будет направлен вдоль оси ступени, т.е. при $u_1 = c_1 \cos \alpha_1$.

В центростремительных ступенях ($\bar{D} < 1$) вследствие непосредственного влияния u_1 на w_2 (см. выражение (4.17)) минимальные значения w_2 и ζ_{PK} должны быть достигнуты при несколько больших значениях u_1 (рис. 4.4,д).

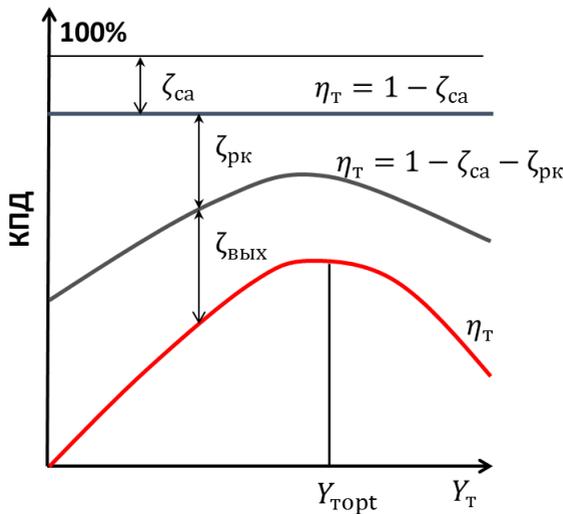


Рис. 4.3. Зависимость КПД турбины от u_1/c_1

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

Отложив (см. рис. 4.3) вниз от ординаты $1,0$ отрезок, равный $\zeta_{са} + \zeta_{PK}$, получим кривую зависимости изоэнтропического КПД

$\eta_S = \frac{L_{CT}}{L_S}$ от параметра u_1/c_1 . Анализ ее показывает, что макси-

мальное значение η_s получается при u_1/c_1 несколько больше величины $\cos \alpha_1$.

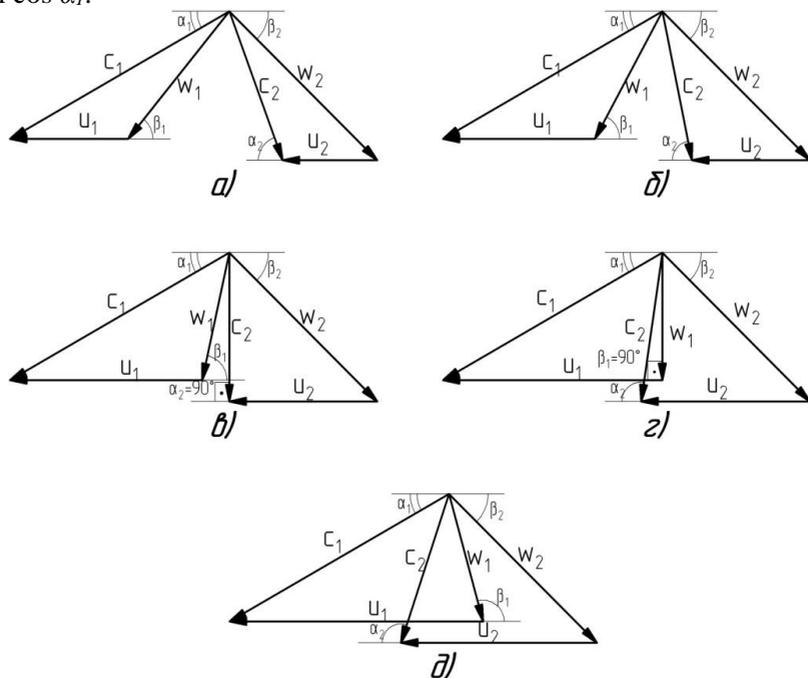


Рис. 4.4. Планы скоростей ступени турбины при различных u_1/c_1

Зависимость $\xi_{\text{ВЫХ}}$ от u_1/c_1 , как следует из выражения (4.14), определяется отношением c_2/c_1 . Из рис. 4.4 видно, что по мере роста u_1/c_1 скорость c_2 сначала уменьшается, но потом, при больших значениях u_1/c_1 , снова начинает расти. Минимум потерь с выходной скоростью достигается при такой форме треугольника скоростей, которая изображена на рис. 4.4,в, т.е. при радиальном выходе потока из ступени ($\alpha_2 = 90^\circ$).

При $u_1 = 0$ работа на валу турбины равна нулю. Тогда $\xi_{CA} + \xi_{PK} + \xi_{ВЫХ} = 1$ 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 $(u_1/c_1)_{\text{опт}}$. Этой величине параметра нагруженности соответствует выход 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 η_{Tmax} достигается при $\alpha_2 = 120...140^\circ$ [6].

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 рис. 4.5 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 рис. 4.5) становится значительно больше w_1 и для достижения угла α_2 , обеспечивающего η_{Tmax} , 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} .

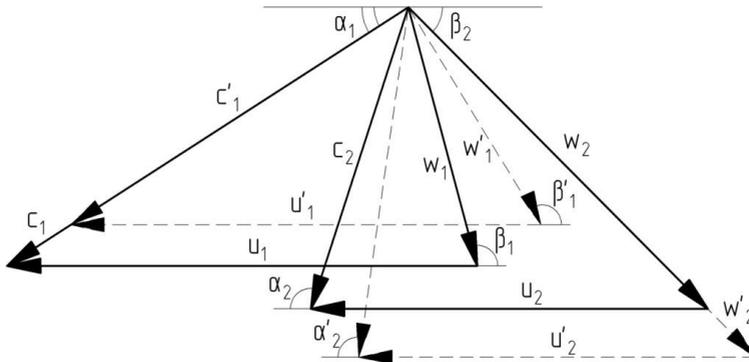


Рис. 4.5. Влияние степени реактивности ρ_{CT} на деформацию треугольников скоростей

Вид зависимостей $\eta_T = f(u_1/c_1)$ при различных значениях ρ_{CT} для полноразмерных турбинных ступеней представлен на рис. 4.6. 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 $\zeta_{РК}$. На рис. 4.6 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.

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

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

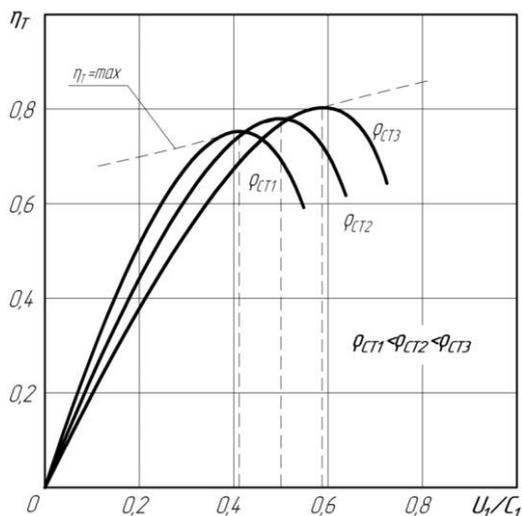


Рис. 4.6. Влияние степени реактивности $\rho_{СТ}$ на КПД-характеристики турбины и оптимальное значение u_1/c_1

4.4 Стенд для определения характеристик ЦСМТ и методика обработки результатов эксперимента

Схема тормозного стенда для испытания ЦСМТ представлена на рис. 4.7. На основании 1 расположены 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 за-

креплено коромысло 10, которое касается площадки тензометрического датчика силы 11. В корпусе на шарикоподшипниках размещается турбинный вал 6. На правом конце вала (рис. 4.7) 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.

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.

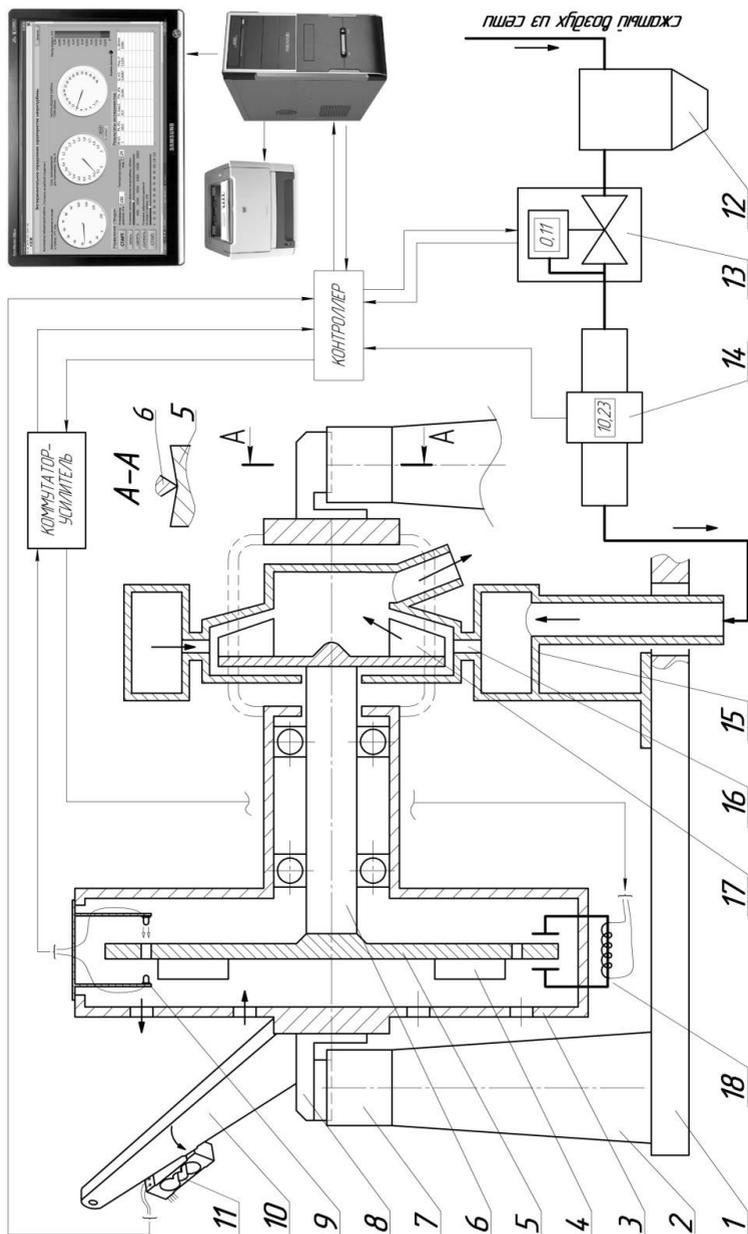


Рис. 4.7. Схема стенда для получения экспериментальных характеристик микротурбины

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 (рис. 4.8), 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 n РК турбины, мин⁻¹;
- сила F , с которой опрокидываемый тормозной барабан 3 нажимает коромыслом 10 (см. рис. 4.7) на площадку тензочувствительного датчика, Н.

Полное избыточное давление воздуха p^*_0 изб на входе в испытываемую турбину измеряется манометром, входящим в состав автоматического регулятора давления, и отображается на дисплее в виде часового индикатора 1 (рис. 4.8). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное и для получения абсолютного необходимо его увеличить на величину атмосферного давления:

$$p^*_0 = p^*_0 \text{ изб} + p_H. \quad (4.18)$$

Статическое давление рабочего тела на выходе из ЦСМТ равно атмосферному p_H . Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле 5 (рис. 4.8) перед началом эксперимента.

Температура воздуха на входе в турбину T^*_0 считается равной температуре воздуха в лаборатории T_H , поскольку сжатый воздух подается из ресивера по трубопроводу комнатной температуры. Она

определяется с помощью лабораторного термометра и также вводится вручную в поле 6 (рис. 4.8).



Рис. 4.8. Вид дисплея экспериментальной установки

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.

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{1000 \cdot p_0^*}{RT_0^*}, G_B = Q_B \cdot \rho. \quad (4.19)$$

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 светодионом луч за один оборот диска достигает фотодиод дважды – в моменты прохождения мимо датчика двух отверстий диска. Компьютер подсчитывает количество импульсов за опреде-

ленное 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:

$$M_{кр} = F \cdot l. \quad (4.20)$$

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

$$N_T = \frac{\pi n M_{кр}}{30}. \quad (4.21)$$

Удельная механическая работа на валу турбины:

$$L_T = \frac{N_T}{G_B}. \quad (4.22)$$

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 изэнтропическую работу расширения газа в турбине*:

$$L_{ST} = C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.23)$$

Тогда *КПД испытываемой турбины* можно найти следующим образом:

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{ST}}. \quad (4.24)$$

По измеренной частоте вращения ротора турбины определяется окружная скорость:

$$u_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_1}{2}. \quad (4.25)$$

Тогда, вычислив изоэнтропическую скорость

$$c_{ST} = \sqrt{2L_{ST}} , \quad (4.26)$$

можно найти значение *параметра нагруженности*:

$$y_T = u_1 / c_{ST} . \quad (4.27)$$

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

4.5 Порядок выполнения лабораторной работы

Перед началом работы студенты должны ознакомиться с приведенным выше материалом и выслушать объяснения преподавателя, касающиеся особенностей проведения лабораторной работы. 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 $\eta_T = f(y_T)$ 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. рис. 4.8).

4. Установить ползунком 9 (см. рис. 4.8) необходимое для снятия характеристики избыточное давление на входе в турбину (рекомендуется $p^*_{0\text{ изб}} = 70 \dots 100$ кПа).

5. Установить ползунком 8 (см. рис. 4.8) 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. 4.8).

7. Нажатием кнопки СТАРТ начать эксперимент. При этом срабатывает регулятор давления 13 (см. рис. 4.7), выставляя заданное ползунком 9 (см. рис. 4.8) значение давления воздуха на входе в турбину. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора 3 (см. рис. 4.8). Когда частота вращения превысит заданное ползунком 8 значение, система автоматически включит электромагнитный тормоз и за счёт изменения 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. рис. 4.8).

9. Установить ползунком 8 новое значение частоты вращения. При этом система автоматически изменит силу тока в цепи электромагнитов и, пройдя переходные режимы, установка выйдёт 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 вращения 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 электрощите.

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 2.

4.6 Обработка результатов эксперимента и построение характеристик

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 подразделе 4.4 и соответствует системе СИ.

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

1. Поскольку температура окружающего воздуха t_n измеряется в лаборатории в градусах Цельсия, её необходимо перевести в градусы Кельвина:

$$T_n = t_n + 273,15.$$

2. Абсолютное полное давление на входе в турбину определяется по формуле (4.18).

3. Крутящий момент на валу турбины определяется по формуле (4.20). При этом длина плеча коромысла $l = 0,105$ м.

4. Мощность на валу турбины вычисляется по формуле (4.21).

5. Удельную работу турбины находят по формуле (4.22).

8. Изэнтропическая работа расширения воздуха в турбине определяется по соотношению (4.23). В нём k – показатель изэнтропии, C_p – теплоёмкость при постоянном давлении. Для воздуха при нормальной температуре $k = 1,4$, а

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

9. Изэнтропическая скорость, соответствующая перепаду давления от p^*_0 до p_n , определяется по формуле (4.26).

10. Окружная скорость на входе в РК находится по формуле (4.25), где D_1 – диаметр на входе в РК. У испытываемой турбины $D_1 = 0,05$ м.

11. Параметр нагруженности турбины рассчитывается по формуле (4.27).

12. Мощностной КПД определяется по формуле (4.24).

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 (см. Приложение 2).

4.7 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 2.

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.

4.8 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?

5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН

5.1 Цель и задачи лабораторной работы

Целью лабораторной работы является теоретическое и практическое изучение рабочего процесса и протекания характеристик кольцевых решеток ЦСМТ, а также ознакомление с современными методами экспериментального исследования течения в лопаточных венцах (ЛВ) турбин.

В ходе выполнения лабораторных работ студенту необходимо решить следующие *задачи*:

- изучить и проверить на практике основные закономерности протекания рабочего процесса в ЛВ ЦСМТ;
- изучить современные автоматизированные методы экспериментального исследования рабочего процесса и определения характеристик кольцевых решеток ЦСМТ, конструкцию стенда и оборудование, применяемое в лабораторной работе;
- изучить методику обработки результатов эксперимента, научиться находить основные параметры потока в ЛВ ЦСМТ;
- экспериментально определить зависимости $\alpha_l = f(\lambda_{cls})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{cls})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{cls})$ для кольцевой решетки СА ЦСМТ;
- дать физическое объяснение полученным результатам.

5.2 Рабочий процесс в лопаточном венце турбины и методы его экспериментального исследования

Для правильного выбора режима работы ЛВ турбомашин и понимания особенностей их работы в различных условиях эксплуатации необходимо уметь анализировать течение рабочего тела в меж-

лопаточных каналах. Основная цель анализа течения рабочего тела обычно заключается в том, чтобы установить изменение коэффициента потерь энергии ξ , угла выхода потока из ЛВ $\alpha_1(\beta_2)$, а также усилий, действующих на лопатки, при изменении режима течения.

Обычно в ЛВ турбомашин режим течения характеризуется величиной приведенной скорости λ_{1s} , определяемой по фактическому перепаду давления на венце.

Исследования картины течения рабочего тела в лопаточных венцах показывают, что ее условно можно разбить на область центрального течения *I* и области концевых течений у втулки *II* и периферии *III* (рис. 5.1).

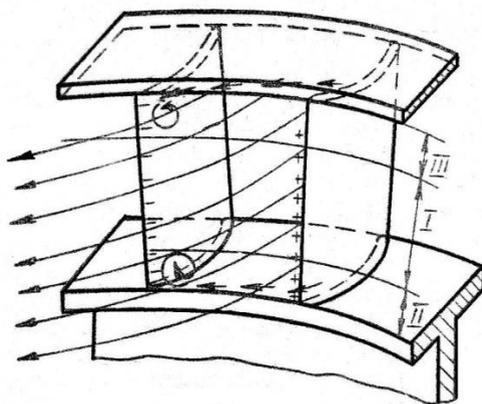


Рис. 5.1. Схема течения потока в лопаточном венце турбомашин

В области центрального течения *I* возникают так называемые профильные потери. Последние принято подразделять на следующие:

- *потери на трение* в пограничном слое у поверхности корытца и спинки лопаток (рис. 5.2,а);
- *кромочные потери*, возникающие из-за вихревых течений за выходными кромками лопаток (рис. 5.2,б).

Эти два вида потерь (на трение и кромочные) имеют место на всех режимах течения.

При больших положительных или отрицательных углах атаки на входе в решетку возможно появление отрывных зон на спинке или корытце (рис. 5.2,в), что обуславливает появление дополнительных

потерь – *потерь на отрыв потока*. Они являются третьей составляющей профильных потерь.

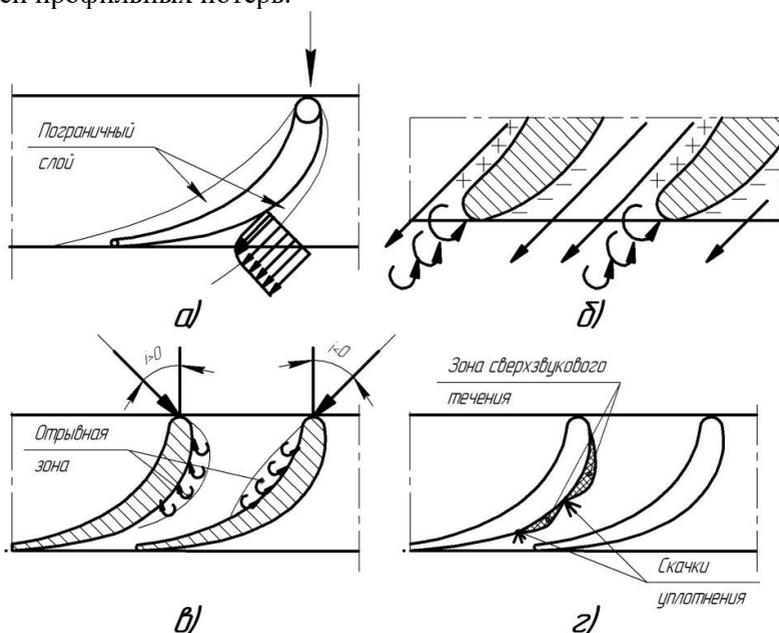


Рис. 5.2. Основные виды потерь энергии в лопаточных венцах:
 а – профильные; б – кромочные; в – потери на отрыв потока; г – волновые

При больших перепадах давления могут возникнуть области сверхзвуковых течений (рис. 5.2, г). Их переход в дозвуковые течения сопровождается появлением скачков уплотнения и отрывом пограничного слоя, что вызывает значительные дополнительные потери, которые принято называть *волновыми*. Последние являются четвертой составляющей профильных потерь.

В области концевых течений потери принято подразделять на следующие составляющие:

- трение о концевые (втулочную и периферийную) поверхности;
- вторичные или индуцированные, которые обусловлены вихрями, возникающими у втулки и периферии лопаток из-за наличия пограничного слоя на концевых поверхностях и перепада статического давления в межлопаточных каналах на корытце и спинке (см. рис 5.1).

Отмеченные особенности течения газа в межлопаточных каналах оказывают влияние на величину угла выхода потока из решетки и уровень потерь энергии.

При экспериментальном исследовании рабочего процесса в лопаточном венце выделить каждый отдельный вид потерь невозможно. Поэтому при продувках на стендах определяются суммарные потери в решетке, характеризующиеся коэффициентом потерь энергии ξ .

Для оценки потерь энергии в решетке СА в теории турбомашин часто пользуются *коэффициентом скорости*:

$$\varphi_{CA} = \frac{c_1}{c_{1s}}, \quad (5.1)$$

где c_1 – реальная скорость истечения газа из решетки СА; c_{1s} – изоэнтروпическая скорость истечения газа из решетки СА.

При исследовании рабочего процесса в РК коэффициент скорости определяется следующим образом:

$$\psi_{PK} = \frac{w_2}{w_{2s}}, \quad (5.1 \text{ а})$$

где w_2 – реальная скорость истечения газа из решетки РК в относительном движении; w_{2s} – изоэнтروпическая скорость истечения газа из решетки РК в относительном движении.

Коэффициент скорости связан с коэффициентом потерь энергии следующей зависимостью [3]:

$$\varphi_{CA} = \sqrt{1 - \xi_{CA}}; \quad (5.2)$$

$$\psi_{PK} = \sqrt{1 - \xi_{PK}}. \quad (5.3)$$

В расчетах использование коэффициентов скорости φ_{CA} и ψ_{PK} в качестве самостоятельной оценки эффективности процесса расширения более удобно, так как они позволяют осуществить непосредственный переход от параметров изоэнтропического процесса расширения к реальным параметрам потока.

В случае лопаточных венцов с относительно длинными лопатками, когда их высота в 1,5...2,0 раза больше шага решетки t , в межлопаточных каналах явно выражена центральная часть потока. При-

чем именно эта часть потока в основном определяет величины угла потока на выходе из решетки и потерь в лопаточном венце.

Наиболее достоверные данные о структуре потока в элементах турбомашин и их характеристиках получаются экспериментально. Существуют также и расчетные методики для их определения, однако даже самые современные из них не способны учесть всех факторов, влияющих на рабочий процесс в ЛВ. Вместе с тем, экспериментальный способ не лишен недостатков, главными из которых являются дороговизна, большая протяженность во времени и ограниченные возможности средств измерения.

Имитировать течение в центральной части межлопаточных каналов можно в решетке незакрученных лопаток постоянного сечения, так называемой «плоской решётке». Такая решётка состоит из ряда одинаковых параллельных лопаток, расположенных на равном расстоянии одна от другой. Нетрудно заметить, что плоская решетка является частным случаем лопаточного венца, радиус кривизны которого равен бесконечности. Однако для получения действительно двухмерного течения необходима решётка, состоящая из лопаток бесконечной высоты. Реальные решётки неизбежно ограничены в размере и для того, чтобы по крайней мере центральная часть (где проводятся измерения параметров потока) работала в условиях примерно двухмерного течения, необходимо выполнять их с высотой, превышающей шаг решётки [3]. В такой решетке влияние концевых участков незначительно и по параметрам потока в среднем сечении можно определить профильные потери $\xi_{\text{пр}}$.

На рис. 5.3 представлена установка для исследования решётки профилей с постоянным по высоте сечением при больших дозвуковых скоростях. Рабочий участок установки присоединяется к фланцу четырехгранного, профилированного по формуле Витошинского, конфузора. Второй конец конфузора соединен с достаточно длинным прямоугольным баком, помещенным внутри толстостенного ресивера. В противоположном конце бака, вблизи от входного отверстия, установлены решётки из прутьев, трубчатый успокоитель и сетки для выравнивания потока.

Подводящий канал рабочего участка сечением 150×120 мм имеет длину около 150 мм. Верхняя и нижняя стенки подводящего канала, а также стенки камер (рис. 5.3) и коробки подвижных пластин приварены к задней щеке рабочего участка. Передняя щека рабочего участка плотно пригнана к хорошо обработанным торцевым поверх-

ностям этих стенок и коробок, что практически исключает возможность перетечек рабочей среды со стороны высокого давления в область низкого давления.

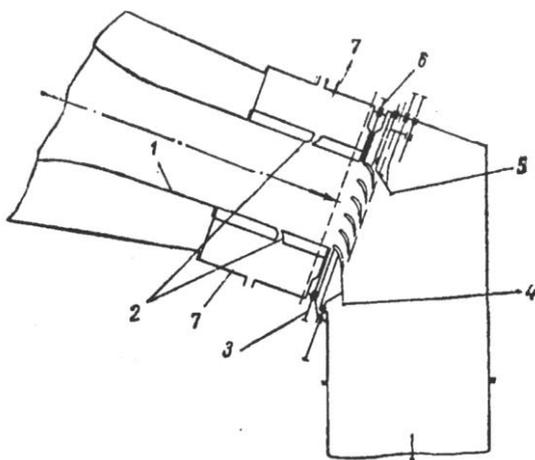


Рис. 5.3. Установка для продувки прямых решёток:

- 1 – конфузор; 2 – щели для сброса пограничного слоя;
- 3 – нижняя подвижная пластина; 4 – нижняя поворотная стенка;
- 5 – верхняя поворотная стенка; 6 – верхняя подвижная пластина;
- 7 – камеры, обеспечивающие сброс пограничного слоя

С верхней и нижней стенок подводящего канала перед сечением на входе в ЛВ производится слив пограничного слоя через щели 2, соединенные с камерами 7. Толщина пограничного слоя на стенках подводящего канала перед решеткой составляет 5...6 мм, а при работе камер 7 уменьшается до 2...3 мм.

Перед лопаточной решёткой, устанавливаемой перпендикулярно оси подводящего канала, размещены подвижные пластины 3 и 6, которые перемещаются при помощи маховиков.

Исследуемая решётка, устанавливаемая в рабочей части, состоит из 7...8 лопаток постоянного профиля (рис. 5.4, а). Меньшее число лопаток нежелательно, ибо при этом может проявиться влияние граничных стенок на среднюю часть пакета, где измеряются параметры потока. Высота рабочей части, а, следовательно, и максимальная высота лопаток исследуемой решетки не превышает обычно 125 мм. С помощью двух пластин, имеющих просечки, выполненные по форме

профиля, изменяется высота лопаток. Кроме того, эти пластины позволяют отсекал пограничный слой, накопившийся на стенках входного устройства, а также исследовать неплоские решётки. Зазор в просечках между лопатками и пластинами уплотняется. Для того чтобы избежать возможный срыв потока, пластины имеют плавное скругление на входе.

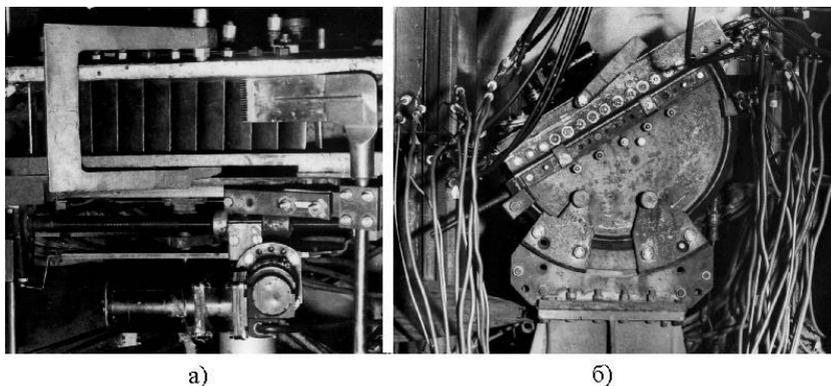


Рис. 5.4. Внешний вид установки для продувки прямых решёток:
а – вид сзади на выходные кромки лопаток; б – вид сверху

На выходе из решётки, у ее нижней лопатки, имеется поворотная стенка 4 (рис. 5.3) для направления потока, привод к которой выведен наружу.

Выходная часть рабочего участка скреплена с диффузором, второй конец которого соединен с выхлопной трубой и эжектором. При помощи эжектора можно создавать разрежение на выходе из решётки. Режим работы установки изменяется регулированием разрежения на ее выходе.

На выходе из решётки полное давление измеряется зондом, установленным в координатной измерительной установке (рис. 5.5), и статическое давление – через отверстия на одной из пластин, расположенных вдоль фронта решётки. Зонд имеет возможность перемещаться не только по шагу, но и по высоте решётки, что позволяет пневмометрировать поток и измерять суммарные потери в решётке. Отсутствие влияния боковых стенок в центральных межлопаточных каналах проверяется путем измерения давления в 2...3 средних каналах.

Среднюю лопатку решётки обычно дренируют с целью определения распределения давления по профилю. Для этого в среднем сечении по периметру профиля сверлят отверстия диаметром 0,3...0,6 мм, через которые измеряется статическое давление.

На рис. 5.6 изображена схема плоской решётки СА осевой турбины, а также силы и скорости, действующие в ней. Рабочее тело набегаёт на решётку со скоростью c_0 под углом α_0 , а выходит из решётки под углом α_1 со скоростью c_1 . При течении в каналах решётки рабочее тело меняет свое направление. Вследствие поворота струи, а также ее ускорения возникает сила P , приложенная к лопаткам. Возникновение этой силы объясняется тем, что на боковых сторонах лопатки образуется разное давление. При этом давление на вогнутой поверхности (корытце) существенно выше, чем на выпуклой (спинке).

Одна из составляющих силы P направлена параллельно фронту решётки. Это окружная составляющая силы $-P_u$. Она воспринимается лопатками СА и вызывает в последних напряжение изгиба. Осевая составляющая полной силы P_a направлена вдоль оси решётки. Она также воспринимается лопатками СА и передается на опоры турбины, являясь при этом одной из составляющих полной реактивной тяги в случае ГТД (причем отрицательной).

Рассмотрим основные способы определения этих сил, которые, с одной стороны, необходимы конструктору для расчета лопатки на прочность, а с другой – для определения величины полной реактивной тяги. Для этого выделим часть потока вокруг рассматриваемой лопатки (рис. 5.6).

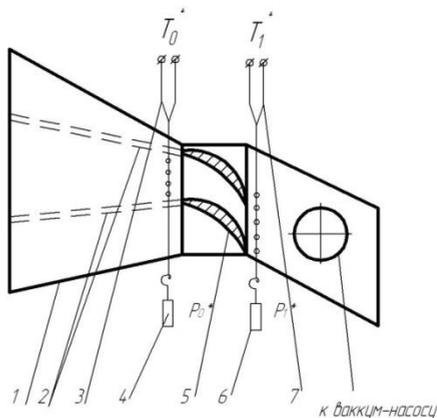


Рис. 5.5. Схема препарирования стенда для экспериментального исследования плоских решёток

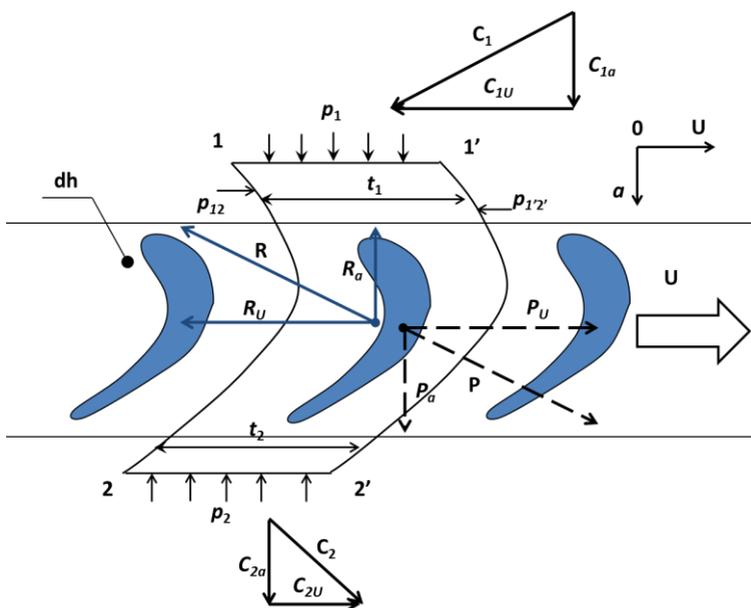


Рис. 5.6. Схема скоростей и усилий, действующих в плоской решётке осевой турбины

Концевые границы, по которым действуют давления p_0 и p_1 , расположены на большом удалении от решётки и параллельны ее фронту. Боковые границы $0-0$ и $1-1$ находятся на расстоянии шага решётки друг от друга и совпадают со средними линиями тока.

Так как линии тока $0-0$ и $1-1$ эквидистанты, то равнодействующая сил давления $p_{\delta 1}$, приложенных вдоль этих линий, равны друг другу и направлены в противоположные стороны. Следовательно, на поток в окружном направлении действует лишь сила R_u , приложенная со стороны лопатки и равная силе P_u .

В осевом направлении на поток действует сила R_a , равная силе $-P_a$, а также разность давлений $p_0 - p_1$.

За положительные направления системы отсчета примем направление координат u и a , которые соответствуют рекомендациям СТ СЭВ 1052-78 (рис. 5.6).

Согласно закону сохранения количества движения сумма всех сил, действующих на выделенный объем рабочего тела в рассматриваемом направлении, равна разности секундных количеств движе-

ния, вытекающих из этого объема и втекающих в него в том же направлении.

Тогда величина силы R_u определится из выражения

$$R_u = G(c_{1u} - c_{0u}). \quad (5.4)$$

Очевидно, что сила P_u , с которой поток действует на лопатку в окружном направлении, равна по величине и обратна по направлению силе R_u :

$$P_u = G(c_{0u} - c_{1u}). \quad (5.5)$$

Проекция уравнения количества движения на ось oa будет иметь вид

$$R_a + h_l t (p_0 - p_1) = G(c_{1a} - c_{0a}), \quad (5.6)$$

где h_l – высота лопатки; t – шаг решетки.

Тогда

$$R_a = h_l t (p_1 - p_0) + G(c_{1a} - c_{0a}). \quad (5.7)$$

Сила P_a , с которой поток действует на лопатку в осевом направлении, будет равна:

$$P_a = -R_a = G(c_{0a} - c_{1a}) + h_l t (p_0 - p_1). \quad (5.8)$$

Таким образом, для вычисления сил P_u и P_a , действующих на лопатку, необходимо определить не только скорости c_0 и c_1 , но необходимо еще иметь значения действительных значений углов входа и выхода потока α_0 и α_1 , так как в формулы (5.5) и (5.8) входят величины проекций скоростей:

$$c_{0a} = c_0 \sin \alpha_0, \quad c_{0u} = c_0 \cos \alpha_0; \quad (5.9)$$

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1, \quad c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1. \quad (5.10)$$

Измерение скоростей и углов потока на входе и выходе из испытываемой решетки осуществляется пневмометрированием потока как по шагу, так и по высоте лопатки. Осредняя замеренные параметры определенным образом (по массе, энергии или энтальпии), можно получить осредненные значения углов α_{0cp} и α_{1cp} .

Величины осредненных скоростей могут быть найдены следующим образом. Если измерена температура торможения T_0^* и найдены осредненные полные и статические давления на входе (p_0^* и p_0) и выходе (p_1^* и p_1) из решётки, то можно найти значения ГДФ:

$$\pi(\lambda_{c0}) = \frac{P_0}{P_0^*} \rightarrow \lambda_{c0} \rightarrow \tau(\lambda_{c0});$$

$$\pi(\lambda_{c1}) = \frac{P_1}{P_1^*} \rightarrow \lambda_{c1} \rightarrow \tau(\lambda_{c1}).$$

Скорости же c_0 и c_1 могут быть вычислены по формулам:

$$c_0 = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^* \lambda_0}; \quad (5.11)$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^* \lambda_1}. \quad (5.12)$$

Для определения составляющих c_{0i} и c_{1i} необходимо еще определить значения углов входа α_0 и выхода α_1 потока из сопловой решётки. Величины углов α_0 и α_1 измеряются обычно комбинированным насадком, закрепленным в координатнике.

Эти же параметры необходимы для определения коэффициента скорости φ_{CA} и коэффициента потерь в решетке ξ_{CA} .

При экспериментальном определении усилий P_u и P_a , а также оценке степени совершенства рабочего процесса в СА обычно используют результаты модельных продувок плоских решеток на специальных установках, описанных выше.

Для получения достоверных экспериментальных результатов высота лопаток h_l решётки должна быть, по крайней мере, не менее $(1,5 \dots 2,0) \cdot t$ [2]. Однако в настоящее время довольно широко применяются ступени турбин, в которых соотношение $h_l > (1,5 \dots 2,0) \cdot t$ не выполняется. Это относится, например, к первым ступеням турбин высокотемпературных ГТД малой тяги ($P < 10 \text{ кН}$) с высокими $\pi_{\kappa}^* > 25$. Для них характерны относительно короткие лопатки $h_l/t \approx 1$. Целый класс турбин составляют маломощные ($N < 15 \text{ кВт}$) и малоразмерные ($D_T < 0,2 \text{ м}$, $h_l < 10 \text{ мм}$) турбины, используемые для привода вспомо-

гательных агрегатов основных силовых установок летательных аппаратов. При исследовании таких турбин использование результатов продувок плоских решеток не является оправданным, так как известно [7], что в решётках малоразмерных турбин значительно возрастает доля потерь, связанных с малой длиной лопаток.

Рассмотрим подробнее метод испытания решёток центростремительных малоразмерных турбин.

5.3 Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в кольцевых решётках турбин

Экспериментальные исследования рабочего процесса в кольцевой решётке центростремительной турбины проводятся на специальных установках. Одна из возможных схем организации стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов Самарского университета, показана на рис. 5.7. Внешний вид установки для испытания кольцевых решёток центростремительных микротурбин (ЦСМТ) показан на рис. 5.8.

Устроена она следующим образом. На основании, которым служит плита 1, крепится цилиндрический корпус 2. В корпусе на подшипниках установлен вал 3. На валу консольно смонтировано колесо-ловушка 4 с лопаточным венцом, обеспечивающим осевой выход потока.

Исследуемая сопловая решётка выполняется на внутренней торцевой поверхности крышки 5. Торцевые поверхности лопаточного венца СА упираются в соответствующий кольцевой выступ на корпусе, а пространство б, образованное крышкой и цилиндрической проточкой в корпусе, служит внутренним ресивером для подачи рабочего тела в каждый канал СА.

Сжатый воздух подается из сети через фильтр 7, автоматический кран-регулятор 8 и расходомер 9 в ресивер б. Полное давление в ресивере регистрируется преобразователем давления 10. Газ, проходя в межлопаточных каналах соплового аппарата, расширяется до давления, величина которого ниже атмосферного. Поэтому для измерения давления за СА установлен вакуумметр 11.

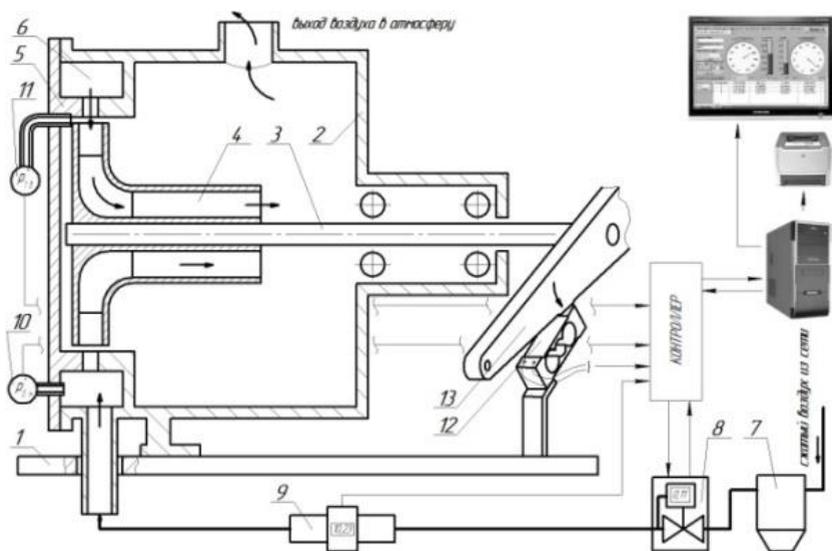


Рис. 5.7. Схема стенда для испытания лопаточного венца ЦСМТ



Рис. 5.8. Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик кольцевого лопаточного венца ЦСМТ

Вихревая сопловая струя поступает на лопатки колеса-ловушки 4 (рис. 5.9) и, проходя через его каналы, приобретает в конечном итоге направление движения близкое к осевому. Таким образом, газ полностью передает имевшийся у него момент количества движения лопаткам колеса-ловушки и затем выходит в атмосферу. Полученный колесом-ловушкой момент количества движения на валу 3 создает на нем опрокидывающий момент. Вал 3 стремится повернуться в корпусе и воздействует коромыслом 13 на площадку тензометрического датчика силы 12. Перемещения коромысла при нажатии на датчик визуально не заметны, и малый поворот вала не изменяет взаимного положения лопаток СА и колеса-ловушки. Таким образом осуществляется измерение опрокидывающего момента на валу установки.

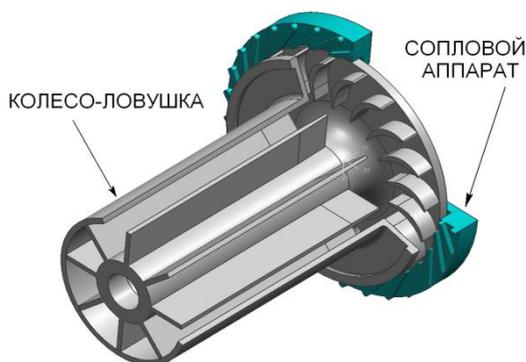


Рис. 5.9. Устройство колеса – ловушки

5.4 Параметры, измеряемые в ходе проведения эксперимента

Для построения характеристик соплового ЛВ измеряются следующие параметры:

- полное избыточное давление на входе в СА $p_{0м}^*$, кПа;
- статическое давление на выходе из СА p_1 , кПа;
- объёмный расход воздуха через ЛВ Q_B , л/мин;
- опрокидывающий момент на колесе-ловушке, равный моменту количества движения потока на выходе из СА $M_{оп}$, Н·м;

- атмосферные давление p_H (кПа) и температура t_H (°C) в лабораторном помещении.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей, которые преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, обрабатываемые автоматизированной системой управления стенда и отображаемые на мониторе в специальной программе (рис. 5.10). Расчет и построение характеристик ЛВ по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.

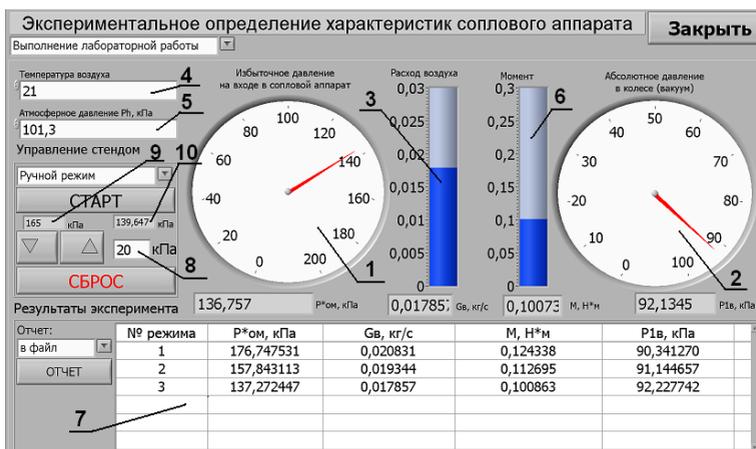


Рис. 5.10. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов испытаний

Полное избыточное давление на входе в СА p^*_{om} воспринимается чувствительным элементом 10 (см. рис. 5.7), преобразующим давление газа в электрический сигнал. Первичный преобразователь этого датчика представляет собой резистор из платины (вольфрама). Под действием давления его сопротивление изменяется, что и регистрируется с помощью измерительного моста Уинстона и потенциометров.

Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 5.7) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится с помощью программы отображения результатов на экране дисплея в виде стрелочного индикатора 1 (рис. 5.10). При обработке

результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление является избыточным. Для получения абсолютного давления, кПа, значение $p_{ом}^*$ необходимо увеличить на величину атмосферного давления p_n :

$$p_0^* = p_{ом}^* + p_n. \quad (5.13)$$

Значение атмосферного давления p_n определяется по электронному или комнатному барометру и вводится перед началом эксперимента в поле 5 управляющей программы (рис. 5.10).

Для измерения *статического давления разрежения на выходе из СА* p_1 (давления в радиальном зазоре между СА и колесом-ловушкой) в крышке 5 (см. рис. 5.7) выполняется ряд отверстий на окружности зазора (рис. 5.11). Это сделано для того, чтобы получить осредненное значение параметра p_1 , поскольку давление с разных сторон выходной кромки лопатки СА может несколько отличаться. Воздух из всех зондов собирается в полость, в которой давление уже регистрируется единственным датчиком и выводится на индикатор 2 (рис. 5.10).

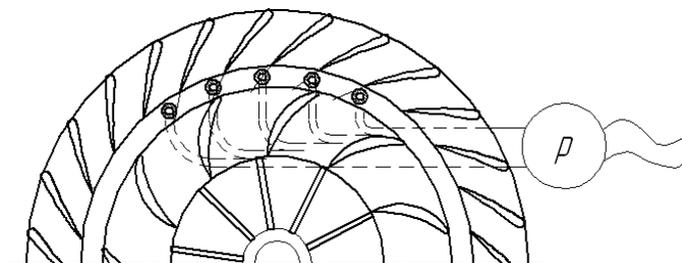


Рис. 5.11. Схема измерений давления на выходе из СА

Объёмный расход воздуха через ЛВ Q_v измеряется косвенно вихревым расходомером 9 (см. рис. 5.7). Он представляет собой помещенное в поток плохообтекаемое тело в виде усеченной трапецидальной призмы. При ее обтекании образуются вихри (дорожка Кармана), частота схода которых пропорциональна объёмному расходу. Она фиксируется двумя пьезодатчиками, фиксирующими пульсации давления. Сигнал, полученный в расходомере, обрабатывается вторичной аппаратурой и выводится на индикатор 3 (рис. 5.10) про-

граммы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

В протоколе испытаний выводится величина массового расхода, кг/с, рассчитанного по формуле

$$G_B = Q_B \cdot \rho_B. \quad (5.14)$$

Для его определения необходимо определить плотность рабочего тела, кг/м³, подаваемого на вход в СА по формуле:

$$\rho_\delta = \frac{1000 \cdot p_\delta}{RT_\delta}, \quad (5.15)$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R=287$ Дж/кг; p_δ – давление на входе в расходомер, кПа; T_δ – температура потока на входе в расходомер, К.

Необходимую для этих вычислений температуру воздуха на входе в расходомер T_δ принимают равной температуре газа, приходящего по трубопроводу из сети сжатого воздуха, которая, в свою очередь, равна комнатной температуре в лаборатории T_H . Она измеряется комнатным термометром и вводится в поле 4 управляющей программы перед началом эксперимента.

В протокол испытаний выводится уже рассчитанный массовый расход.

Опрокидывающий момент на колесе-ловушке $M_{оп}$ измеряется косвенно. С тензометрического датчика силы 12 (см. рис. 5.7) в автоматизированную систему приходит сигнал, пропорциональный опрокидывающей силе $F_{оп}$. Система автоматически рассчитывает опрокидывающий момент по формуле

$$M_{оп} = F_{оп} \cdot l, \quad (5.16)$$

где l – плечо силы – расстояние от оси вала до места упора коромысла в датчик силы, и выводит его на индикатор уровня 6 (рис. 5.10).

Таким образом, экспериментальный стенд позволяет определить все параметры, достаточные для получения основных газодинамических характеристик кольцевых ЛВ $\alpha_I = f(\lambda_{cls})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{cls})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{cls})$ по методике, изложенной в подразделе 5.7.

5.5 Порядок экспериментального исследования рабочего процесса в кольцевой решётке СА ЦСМТ и определения ее характеристик

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

Определение характеристик $\alpha_l = f(\lambda_{cls})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{cls})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{cls})$ испытываемой решётки СА рекомендуется проводить в следующем порядке.

1. Убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневмосети лаборатории давлением не ниже 200 кПа (2 кг/см²).

2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему и управляющую программу на компьютере.

3. Определить атмосферное давление и температуру в помещении по лабораторному барометру и термометру, записать их показания в поля 4 и 5 соответственно (см. рис. 5.10).

4. Перед проведением эксперимента необходимо определиться с режимом *управления стендом*: «Автоматический» или «Ручной». В *ручном режиме* экспериментатор имеет возможность задавать давление на входе в сопловой аппарат и снимать экспериментальные точки самостоятельно. В *автоматическом режиме* по нажатию кнопки «Старт» устанавливается давление на уровне 200 кПа, после чего автоматически снимается несколько точек характеристики с шагом 50 кПа, и эксперимент завершается. Рекомендуется сначала изучить ручной режим, а затем переходить к автоматическому.

5. В поле 9 (см. рис. 5.10) следует задать исходное давление перед решёткой. Рекомендованное значение давления – около $p^*_0 = 200$ кПа.

6. Используя кнопки «▲» и «▼» в поле ввода шага по давлению 8 (рис. 5.10), следует задать желаемое значение.

7. Начать эксперимент, нажав кнопку «СТАРТ». При этом срабатывает кран-регулятор 8 (см. рис. 5.7), выставляя заданное значение давления воздуха на входе в СА. Значения всех измеряемых параметров потока будут сохранены в табл. 7 (см. рис. 5.10).

8. Установить новое значение давления, используя кнопки «▲» и «▼» в поле ввода шага по давлению δ и нажать кнопку СТАРТ для записи следующей точки. При этом система сразу изменит давление на регуляторе δ (см. рис. 5.7) и установка выйдет на новое значение давления перед СА. В табл. 7 сохраняются значения всех индикаторов.

9. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 7. Рекомендуется снимать характеристику, начиная с давления $p^*_0 = 200 \text{ кПа}$, и понижать его с шагом $\Delta p^*_0 = 20 \text{ кПа}$.

10. Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола. Для этого в разделе «Отчет» (см. рис. 5.10) выбрать место, куда будет выведен отчет: файл или принтер, нажать кнопку «ОТЧЕТ» и распечатать нужное количество экземпляров протокола испытаний.

11. По окончании эксперимента следует прекратить подачу воздуха. Для этого нажать на кнопку «СБРОС», снизив давление до минимального предела, и нажать кнопку «СТАРТ» для срабатывания крана-регулятора на закрытие. Нажатие кнопки «СБРОС» дважды очищает таблицу результатов 7 для повторных экспериментов.

12. По окончании работы необходимо выключить компьютер и отключить питание стенда.

Получив протокол-бланк, студенты обрабатывают результаты эксперимента, рассчитывают и строят необходимые графики. Форма отчета по лабораторной работе приведена в Приложении 3.

5.6 Порядок выполнения лабораторной работы и отчета

Ход выполнения работ строится таким образом, чтобы максимально стимулировать и поощрять самостоятельную работу студента.

Выполнение лабораторных работ начинается с изучения студентами устройства стенда с помощью описания, приведенного в данном пособии. На это отводится 10...15 минут учебного времени. В течение этой части занятия студенты могут задавать любые вопросы относительно устройства стенда, турбинного лопаточного венца и его характеристик. По истечении отведенного времени преподаватель, ведущий занятие, проводит выборочный опрос, выясняя, насколько усвоен учебный материал. После этого студенты допускаются к выполнению эксперимента.

Все студенты разбиваются на 2..3 группы. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта или преподавателя, по инструкции, приведенной в подразделе 5.5, проводит эксперимент при разном исходном давлении p^*_o и шагом между экспериментальными точками Δp^*_o . Полученные результаты заносятся в бланк отчета по лабораторной работе. Туда же заносятся атмосферные условия в момент проведения работы (t_H и p_H).

В ходе выполнения **лабораторной работы** студенты обрабатывают результаты проведенного ими эксперимента по методике подраздела 5.7 и заносят результаты расчета в бланк отчета. Пример оформления бланка отчета представлен в Приложении 3. В нем должна содержаться следующая информация:

- схема экспериментальной установки;
- протокол испытаний, в котором приведены параметры, найденные непосредственно в ходе испытаний, и атмосферные условия;
- таблица с результатами обработки произведенных измерений;
- построенные по результатам эксперимента графики зависимостей $\alpha_I = f(\lambda_{cls})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{cls})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{cls})$.

5.7 Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы

На основании полученных при выполнении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров ЛВ турбины. Рекомендуемая форма отчета о проведенном эксперименте приведена в Приложении 3.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности, не учитываются потери в подводящих каналах и колесе-ловушке. Параметры потока считаются постоянными по сечению, утечки и втекания рабочего тела в прочной части не учитываются. Теплоемкость воздуха считается постоянной.

Все формулы в представленном практикуме записаны с учетом размерностей получаемых величин, поэтому никаких дополнительных переводов из одной системы измерения в другую не требуется.

Обработка результатов эксперимента ведется в следующей последовательности:

1. Абсолютное полное давление на входе в СА определяется по результатам замеров с учетом атмосферного давления:

$$P_0^* = P_{0,m}^* + P_n,$$

где p_n – атмосферное давление, кПа; $p_{0,m}^*$ – избыточное давление на входе в СА, измеряемое преобразователем давления 10 (см. рис. 5.7).

2. Окружная составляющая осредненной скорости потока, м/с, на входе в колесо-ловушку равна:

$$c_{1u} = \frac{2M_{\text{оп}}}{G_B D_1},$$

где $D_1 = 4,95 \cdot 10^{-2}$ м; G_B – массовый расход рабочего тела через решетку СА, определенный в ходе эксперимента.

3. Угол потока, град., на входе в колесо-ловушку при заданной геометрии исследуемого СА и использовании в качестве рабочего тела воздуха определяется по следующей формуле:

$$\alpha_1 = \arctg \left\{ \frac{P_1}{M_{\text{оп}}} \left[\sqrt{1,814 \cdot 10^{-4} + 1,23 T_0^* \left(\frac{G_B}{P_1} \right)^2} - \left(\frac{M_{\text{оп}}}{P_1} \right)^2 - 1,347 \cdot 10^{-2} \right] \right\},$$

где T_0^* – температура воздуха на входе в СА, принимается равной температуре воздуха в лаборатории T_n .

4. Средняя скорость, м/с, на входе в колесо-ловушку:

$$c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1},$$

5. Изэнтропическая скорость потока, м/с:

$$c_{1s} = 44,8 \sqrt{T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]},$$

где $k = 1,4$ – показатель изоэнтропы для воздуха.

6. Коэффициент скорости исследуемого СА находится следующим образом:

$$\varphi_{CA} = \frac{c_1}{c_{1s}}.$$

7. Критическая скорость потока, м/с:

$$a_{кр} = 18,32 \sqrt{T_0^*},$$

8. Приведенная изоэнтропическая скорость потока на выходе из СА находится по формуле

$$\lambda_{c1s} = \frac{c_{1s}}{a_{кр}}.$$

9. Теоретический расход рабочего тела, кг/с, через СА при известной его геометрии находится по формуле

$$G_{BS} = 1,275 \cdot 10^{-3} \frac{p_0}{\sqrt{T_0^*}}.$$

10. Коэффициент расхода исследуемого СА:

$$\mu_{CA} = \frac{G_B}{G_{BS}}.$$

По полученным результатам строятся зависимости $a_1 = f(\lambda_{c1s})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{c1s})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{c1s})$. При построении точек и линий этих зависимостей на едином графическом поле их следует разделять цветом, типом линии или другими способами. Пример построения характеристик ЛВ приведен в Приложении 3.

5.8 Контрольные вопросы для отчета по лабораторной работе

1. Для чего необходимо исследование рабочего процесса в лопаточных венцах турбины?
2. Перечислите основные виды потерь, имеющие место в лопаточном венце турбины.
3. Поясните физический смысл потерь на трение в пограничном слое.
4. Поясните физический смысл потерь на отрыв потока.
5. Поясните физический смысл кромочных потерь.
6. Поясните физический смысл волновых потерь.
7. Поясните физический смысл концевых потерь.
8. С помощью каких параметров оцениваются потери в решётках СА и РК?
9. Покажите, как связаны между собой коэффициент потерь и коэффициент скорости.
10. Какие виды потерь входят в состав профильных и концевых?
11. Какие факторы оказывают основное влияние на поведение зависимости $\varphi_{CA} = f(\lambda_{cls})$?
12. Как и почему влияет режим работы решетки СА на величину угла выхода потока α_1 ?
13. Почему реальный расход через лопаточный венец турбины меньше идеального?
14. Почему реальная скорость истечения газа на выходе из лопаточного венца турбины меньше изоэнтропической?
15. Какие параметры потока необходимо определить для того, чтобы найти значение силы, действующей на лопатки?
16. Объясните принцип действия преобразователя давления.
17. Объясните принцип действия расходомера.
18. Почему для измерения давления за решеткой СА в эксперименте применяется вакуумметр?
19. Объясните принцип измерения крутящего момента на колеселовушке?
20. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через лопаточный венец?
21. Для чего нужна колесо – ловушка? Какие конструктивные особенности оно имеет в связи с этим?

22. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса в лопаточном венце турбины авиационного ГТД.

23. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса в лопаточном венце ЦСМТ.

24. Каким образом в эксперименте определяется коэффициент расхода μ_{CA} ? Какие измерения для этого нужно провести?

25. Каким образом в эксперименте определяется коэффициент скорости φ_{CA} ? Какие измерения для этого нужно провести?

26. Каким образом в эксперименте определяется угол выхода потока из решетки СА α_l ? Какие измерения для этого нужно провести?

6 ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПАРАМЕТРОВ, ОПРЕДЕЛЯЕМЫХ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

6.1 Общие правила вычисления погрешностей параметров, определяемых при технических измерениях

При проведении испытаний технических устройств интересующие параметры чаще всего определяются с помощью прямых и косвенных измерений.

Прямым измерением называется измерение, при котором искомое значение параметра находится непосредственно из опытных данных в результате выполнения измерения. К таким измерениям можно отнести замер температуры t_n и давления p_n окружающего воздуха, избыточного давления исследуемой рабочей среды, частоты вращения вала n .

К косвенным измерениям относятся измерения, при которых искомое значение параметра находится на основании результатов прямых измерений других параметров, функционально связанных с искомым параметром. При косвенном измерении значение измеряемого параметра получают, решая уравнение $A = f(a_1; a_2 \dots a_i \dots a_m)$. К таким измерениям можно отнести, например, плотность окружающего воздуха ρ_e , которая определяется по его температуре и давлению:

$$\rho_e = \frac{P_H}{RT_H}.$$

Любые измерения проводятся с некоторой погрешностью, включающей случайную и неслучайную систематическую составляющие. В случае технических измерений с использованием сертифицированных датчиков и систем измерения суммарная погрешность результата измерения обычно полностью определяется неисключен-

ными систематическими погрешностями. При этом в паспортах датчиков и систем прямых измерений приводятся предельные границы (абсолютные $\pm \Delta A$ или относительные $\pm \delta A, \%$), за которые не выходит погрешность определяемого параметра при условии соблюдения процедуры измерений, оговоренных в паспорте.

Для оценки предельной абсолютной погрешности в соответствии с рекомендациями МИ 2083-90 используется формула

$$\Delta A = k \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial a_i} \right)^2 \Delta^2 a_i} .$$

Для определения предельной относительной погрешности ее можно преобразовать к виду

$$\delta A = \frac{k}{A} \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial a_i} \right)^2 \Delta^2 a_i} .$$

В приведенных выше формулах коэффициент k определяется принятой доверительной вероятностью. Обычно в инженерной практике при определении предельных границ погрешностей ограничиваются доверительной вероятностью 95%, чему соответствует $k = 1,1$.

6.2 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании малоразмерного компрессора

В процессе испытания малоразмерного компрессора непосредственно измеряются следующие параметры.

Температура воздуха окружающей среды t_H в $^{\circ}\text{C}$ измеряется ртутным термометром с ценой деления $\Delta t_H = 0,5^{\circ}\text{C}$, соответствующей максимальной абсолютной погрешности. Предельную относительную погрешность измерения t_H можно вычислить по формуле

$$\delta t_H = \frac{\Delta t_H}{t_H} 100\% .$$

Атмосферное давление p_H измеряется с помощью барометра с предельной относительной погрешностью, не превышающей $\delta p_H = 0,2\%$.

Избыточное давление на выходе из компрессора $p_{\text{клизб}}^*$ измеряется посредством датчика избыточного давления. Система измерения избыточного давления обеспечивает замер $p_{\text{клизб}}^*$ в диапазоне $0 \dots 10$ кПа с предельной относительной погрешностью, не превышающей $0,3\%$ от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность, %, в указанном диапазоне измерения находится по формуле

$$\delta p_{\text{клизб}}^* = \frac{0,003 \cdot 10}{p_{\text{клизб}}^*} \cdot 100\% = \frac{3}{p_{\text{клизб}}^*}.$$

Объемный расход Q_v воздуха через компрессор измеряется вихревым расходомером в диапазоне от $Q_{v\text{min}} = 75$ л/мин до $Q_{v\text{max}} = 1500$ л/мин с погрешностью, не превышающей $0,5\%$ от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность измерения Q_v , %, определяется по формуле

$$\delta Q_v = \frac{(Q_{v\text{max}} - Q_{v\text{min}}) \cdot 0,005}{Q_v} \cdot 100\% = \frac{(Q_{v\text{max}} - Q_{v\text{min}})}{2Q_v}.$$

Частота вращения вала измеряется с помощью фотоэлектрического датчика. Во всем диапазоне режимов работы компрессора по частоте вращения n величина δn не превышает $0,5\%$.

Избыточное давление на входе в турбину $p_{\text{0изб}}^*$ измеряется с помощью датчика избыточного давления PSE-530-M5 фирмы SMC. Система измерения функционирует в диапазоне от $0 \dots 250$ кПа и обеспечивает предельную относительную погрешность, не превышающую 1% полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность, %, в указанном диапазоне измерений $p_{\text{0изб}}^*$ определяется по формуле

$$\delta p_{\text{0изб}}^* = \frac{0,01 \cdot 250}{p_{\text{0изб}}^*} \cdot 100\% = \frac{250}{p_{\text{0изб}}^*}.$$

Крутящий момент M_T на выходном валу турбины замеряется на экспериментальной установке, описанной в подразделе 4.4, с максимальной абсолютной погрешностью $\Delta M_{T\text{max}} = 0,05$ Н·м.

Предельная относительная погрешность измерения M_T находится в соответствии с выражением

$$\delta M_T = \frac{\Delta M_{T \max}}{M_T} \cdot 100\% .$$

Приведенные выше параметры компрессора и их предельные относительные погрешности являются исходными данными для определения погрешностей следующих косвенных измерений.

Предельная относительная погрешность определения температуры окружающего воздуха T_H в К:

$$\delta T_H = \frac{t_H}{t_H + 273,15} \delta t_H = \frac{\Delta t}{t_H + 273,15} \cdot 100\% .$$

Так как в методике обработки результатов эксперимента принято $T^*_0 = T_H$, то и предельная относительная погрешность температуры потока на входе в турбину $\delta T^*_0 = \delta T_H$.

Предельная относительная погрешность определения абсолютного давления на выходе из компрессора:

$$\delta p^*_k = 1,1 \sqrt{\left(\frac{p_{\text{квзб}}^*}{p_{\text{квзб}}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_{\text{квзб}}^* + \left(\frac{p_H}{p_{\text{квзб}}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_H} .$$

Предельная относительная погрешность определения плотности воздуха на входе в компрессор:

$$\delta \rho_g = 1,1 \sqrt{\delta^2 p_H + \delta^2 T_H} .$$

Предельная относительная погрешность определения массового расхода воздуха:

$$\delta G_g = 1,1 \sqrt{\delta^2 Q_g + \frac{\delta^2 \rho_g}{1,1^2}} .$$

Предельная относительная погрешность определения абсолютного давления газа на входе в турбину:

$$\delta p_0^* = 1,1 \sqrt{\left(\frac{p_{0изб}^*}{p_{0изб}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_{0изб}^* + \left(\frac{p_H}{p_{0изб}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_H} .$$

Предельная относительная погрешность определения степени понижения давления в турбине:

$$\delta \pi_\tau = 1,1 \sqrt{\delta^2 p_H + \frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2}} .$$

Предельная относительная погрешность определения параметра частоты вращения:

$$\delta \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}} \right) = 1,1 \sqrt{\delta^2 n + 0,25 \delta^2 T_0^*} .$$

В соответствии с приведенной выше методикой определения крутящего момента на валу компрессора по регрессионной зависимости предельная относительная погрешность $\delta M_{кр}$ определяется по формуле

$$\delta M_{кр} = 1,1 \sqrt{\left[\frac{5,71 \cdot 10^{-7} n (p_0^* - 100)}{M_{кр}} \right]^2 \delta^2 n + \left[\frac{(-5,71 \cdot 10^{-7} n + 0,1389) p_0^*}{M_{кр}} \right]^2 \frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2} + \delta^2 M_\tau} .$$

Если регрессионную зависимость представить в виде

$$M_{кр} = \left(-9,82 \cdot 10^{-4} \frac{n}{\sqrt{T_0^*}} + 13,89 \right) (\pi_\tau - 1) - 1, \text{ тогда}$$

$$\delta M_{кр} = 1,1 \sqrt{\left[\frac{9,82 \cdot 10^{-4} (\pi_\tau - 1) \frac{n}{\sqrt{T_0^*}}}{M_{кр}} \right]^2 \delta^2 \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}} \right) + \left[\frac{\left(-9,82 \cdot 10^{-4} \frac{n}{\sqrt{T_0^*}} + 13,89 \right) \pi_\tau}{M_{кр}} \right]^2 \frac{\delta^2 \pi_\tau}{1,1^2} + \delta^2 M_\tau} .$$

Предельная относительная погрешность определения мощности, затраченной на привод компрессора:

$$\delta N_k = 1,1 \sqrt{\delta^2 n + \frac{\delta^2 M_{kp}}{1,1^2}} .$$

Предельная относительная погрешность определения затраченного напора:

$$\delta H_z = \sqrt{\delta^2 N_k + \delta^2 G_g} .$$

Предельная относительная погрешность определения степени повышения давления компрессора:

$$\delta \pi_k^* = 1,1 \sqrt{\delta^2 p_H + \frac{\delta^2 p_k^*}{1,1^2}} .$$

Предельная относительная погрешность определения изоэнтропического напора:

$$\delta H_s = 1,1 \sqrt{\delta^2 T_H + \left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \right)^2 \frac{\delta^2 \pi_k^*}{1,1^2}} .$$

Предельная относительная погрешность определения КПД компрессора:

$$\delta \eta_k = \sqrt{\delta^2 H_z + \delta^2 H_s} .$$

Результаты расчета параметров, полученных при испытании компрессора на частоте вращения $n \approx 25000 \text{ мин}^{-1}$, представлены в Приложении 4.

6.3 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании малоразмерной центростремительной турбины

При проведении испытаний малоразмерной центростремительной турбины непосредственно измеряются следующие параметры.

Температура воздуха окружающей среды t_H в °С измеряется ртутным термометром с ценой деления $\Delta t_H = 0,5^\circ\text{C}$, соответствующей

наибольшей абсолютной погрешности. Предельная относительная погрешность измерения t_H находится по формуле

$$\delta t_H = \frac{\Delta t_H}{t_H} 100\% .$$

Атмосферное давление p_H измеряется с помощью барометра с предельной относительной погрешностью, не превышающей $\delta p_H = 0,2\%$. Так как давление на выходе из турбины p_2 принимается равным атмосферному давлению, то и $\delta p_2 = \delta p_H$.

Избыточное давление на входе в турбину $p^*_{0изб}$ измеряется с помощью датчика избыточного давления в диапазоне $0 \dots 250$ кПа с погрешностью, не превышающей $0,3\%$ от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность $\delta p^*_{0изб}$, %, в этом диапазоне измерения $p^*_{0изб}$ находится по формуле

$$\delta p^*_{0изб} = \frac{0,003 \cdot 250}{p^*_{0изб}} \cdot 100\% = \frac{75}{p^*_{0изб}} .$$

Объемный расход сжатого воздуха Q_v через турбину измеряется вихревым расходомером. Система измерений обеспечивает замер Q_v в диапазоне от $Q_{vmin} = 40$ л/мин до $Q_{vmax} = 75$ л/мин с погрешностью, не превышающей $0,5\%$ от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность измерения Q_v , %, определяется по формуле

$$\delta Q_v = \frac{(Q_{vmax} - Q_{vmin}) \cdot 0,005}{Q_v} \cdot 100\% = \frac{(Q_{vmax} - Q_{vmin})}{2Q_v} .$$

Крутящий момент на валу турбины M_T равен опрокидывающему моменту на тормозном барабане и определяется по величинам плеча l рычага и силы F , с которой он воздействует на тензодатчик. Погрешность замера плеча δl на полтора-два порядка меньше погрешности δF , поэтому $\delta M_T = \delta F$. Система измерения усилия обеспечивает замер силы F в диапазоне $0 \dots 0,5$ Н·м с погрешностью, не превышающей $0,5\%$ полного диапазона измерений. Поэтому значения δF и δM_T , %, в указанном диапазоне измерений находятся по формуле

$$\delta M_T = \delta F = \frac{0,005 \cdot 0,5}{F} \cdot 100\% = \frac{0,25}{F} .$$

Частота вращения вала измеряется с помощью фотоэлектрического датчика в диапазоне от $n_{\min} = 5000$ до $n_{\max} = 30000 \text{ мин}^{-1}$ с погрешностью, не превышающей 0,5% от полного диапазона измерений. Поэтому в указанном диапазоне n величина δn , %, определяется в соответствии с выражением

$$\delta n = \frac{(n_{\max} - n_{\min}) \cdot 0,005}{Q_{\epsilon}} \cdot 100\% = \frac{0,5(n_{\max} - n_{\min})}{Q_{\epsilon}}.$$

Приведенные выше параметры и их предельные относительные погрешности используются для вычисления погрешностей косвенных измерений параметров малоразмерной турбины. При этом учитывается обычно, что в инженерной практике при определении предельных погрешностей ограничиваются доверительной вероятностью 95%.

Предельная относительная погрешность определения температуры окружающего воздуха T_H в К:

$$\delta T_H = \frac{t_H}{t_H + 273,15} \delta t_H = \frac{\Delta t}{t_H + 273,15} \cdot 100\%.$$

Так как в методике обработки результатов испытаний турбины предполагается равенство полной температуры потока на входе в турбину T_0^* и температуры T_H , то $\delta T_0^* = \delta T_H$.

Предельная относительная погрешность определения абсолютного давления на входе в турбину:

$$\delta p_0^* = 1,1 \sqrt{\left(\frac{p_{0\text{изб}}^*}{p_{0\text{изб}}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_{0\text{изб}}^* + \left(\frac{p_H}{p_{0\text{изб}}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_H},$$

где коэффициент перед квадратным корнем 1,1 соответствует доверительной погрешности 95%.

Предельная относительная погрешность определения плотности рабочего тела на входе в турбину:

$$\delta \rho_0 = 1,1 \sqrt{\frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2} + \delta^2 T_0^*}.$$

Предельная относительная погрешность определения массового расхода через турбину:

$$\delta G_g = 1,1 \sqrt{\delta^2 Q_g + \frac{\delta^2 p_0}{1,1^2}}.$$

Предельная относительная погрешность определения мощности турбины на выходном валу:

$$\delta N_T = 1,1 \sqrt{\delta^2 n + \delta^2 M_T}.$$

Предельная относительная погрешность определения удельной работы турбины на выходном валу:

$$\delta L_T = \sqrt{\delta^2 N_T + \delta^2 G_g}.$$

Предельная относительная погрешность определения удельной изэнтропической работы турбины:

$$\delta L_s = 1,1 \sqrt{\delta^2 T_0^* + \left[\frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{(p_2 / p_0^*)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{1 - (p_2 / p_0^*)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right]^2 \delta^2 p_2 + \left[\frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{(p_2 / p_0^*)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{1 - (p_2 / p_0^*)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right]^2 \frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2}}.$$

Предельная относительная погрешность определения мощностного КПД:

$$\delta \eta_T = \sqrt{\delta^2 L_T + \delta^2 L_s}.$$

Предельная относительная погрешность определения окружной скорости на входе в рабочее колесо δu_1 равна δn , так как погрешность измерения диаметра D_1 существенно меньше величины δn .

Предельная относительная погрешность определения параметра нагруженности:

$$\delta Y_T = 1,1 \sqrt{\delta^2 n + \frac{0,25 \delta^2 L_s}{1,1^2}}.$$

Результаты расчета погрешностей параметров, полученных при испытании турбины, представлены в Приложении 5.

6.4 Расчет погрешностей параметров, определяемых при испытании кольцевых лопаточных венцов центростремительных микротурбин

При испытаниях кольцевых лопаточных венцов непосредственно измеряются следующие параметры.

Температура воздуха окружающей среды t_H в °С измеряется ртутным термометром с ценой деления $\Delta t_H = 0,5^\circ\text{C}$, соответствующей наибольшей абсолютной погрешности. Предельная относительная погрешность измерения t_H находится по формуле

$$\delta t_H = \frac{\Delta t_H}{t_H} 100\% .$$

Атмосферное давление p_H измеряется с помощью барометра с предельной относительной погрешностью, не превышающей $\delta p_H = 0,2\%$.

Избыточное давление на входе в сопловой аппарат $p_{0изб}^*$ измеряется посредством датчика избыточного давления в диапазоне 0...250кПа с предельной относительной погрешностью, не превышающей 0,3% от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность $\delta p_{0изб}^*$, %, в этом диапазоне измерения $p_{0изб}^*$ вычисляется по формуле

$$\delta p_{0изб}^* = \frac{0,003 \cdot 250}{p_{0изб}^*} \cdot 100\% = \frac{75}{p_{0изб}^*} .$$

Объемный расход воздуха Q_θ через лопаточный венец измеряется вихревым расходомером. Система измерений обеспечивает замер Q_θ в диапазоне от $Q_{\theta min} = 40$ л/мин до $Q_{\theta max} = 75$ л/мин с погрешностью, не превышающей 0,5% от полного диапазона измерений. Предельная относительная погрешность измерения Q_θ , %, определяется по формуле

$$\delta Q_\theta = \frac{(Q_{\theta max} - Q_{\theta min}) \cdot 0,005}{Q_\theta} \cdot 100\% = \frac{(Q_{\theta max} - Q_{\theta min})}{2Q_\theta} .$$

Статическое давление p_1 на выходе из соплового аппарата в диапазоне ± 101 кПа измеряется с помощью датчика абсолютного давления с погрешностью δp_1 не более 0,3% от максимального значения измеряемого диапазона. Предельную относительную погрешность давления p_1 , %, можно определить по формуле

$$\delta p_1 = \frac{101 \cdot 0,003}{p_1} \cdot 100\% = \frac{30,3}{p_1}.$$

Опрокидывающий момент $M_{оп}$ на колесе-ловушке определяется по величинам плеча l рычага и силы F , с которой он воздействует на тензодатчик. Погрешность замера плеча δl на полтора-два порядка меньше погрешности δF , поэтому $\delta M_{оп} = \delta F$. Система измерения опрокидывающего момента обеспечивает замер $M_{оп}$ в диапазоне 0...0,3 Н·м с погрешностью не более 0,5% от полного диапазона измерений. Поэтому значение $\delta M_{оп}$, %, в указанном диапазоне измерений находится по формуле

$$\delta M_{оп} = \frac{0,005 \cdot 0,3}{M_{оп}} \cdot 100\% = \frac{0,15}{M_{оп}}.$$

Указанные параметры лопаточного венца и их предельные относительные погрешности являются исходными данными для определения погрешностей косвенно измеряемых в процессе эксперимента параметров. В инженерной практике принято определять предельные относительные погрешности с доверительной вероятностью 95%.

Предельная относительная погрешность определения температуры окружающего воздуха T_H в К находится по формуле

$$\delta T_H = \frac{t_H}{t_H + 273,15} \delta t_H = \frac{\Delta t}{t_H + 273,15} \cdot 100\%.$$

Так как в методике обработки результатов испытаний лопаточного венца принято равенство температур на входе в сопловой аппарат T_o^* и окружающей среды T_H , то $\delta T_o^* = \delta T_H$.

Предельная относительная погрешность определения абсолютного давления на входе в сопловой аппарат вычисляется по формуле

$$\delta p_0^* = 1,1 \sqrt{\left(\frac{p_{0изб}^*}{p_{0изб}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_{0изб}^* + \left(\frac{p_H}{p_{0изб}^* + p_H} \right)^2 \delta^2 p_H},$$

где коэффициент перед квадратным корнем 1,1 соответствует доверительной вероятности 95%.

Предельная относительная погрешность определения плотности рабочего тела перед лопаточным венцом находится в соответствии с выражением

$$\delta \rho_0 = 1,1 \sqrt{\frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2} \delta^2 T_0^*}.$$

Предельная относительная погрешность определения массового расхода через сопловой аппарат рассчитывается по зависимости

$$\delta G_g = 1,1 \sqrt{\delta^2 Q_g + \frac{\delta^2 \rho_0}{1,1^2}}.$$

Предельная относительная погрешность окружной составляющей скорости потока на выходе из соплового аппарата c_{1u} находится следующим образом:

$$\delta c_{1u} = 1,1 \sqrt{\delta^2 M_{оп} + \frac{\delta^2 G_g}{1,1^2}}$$

В этом выражении отсутствует погрешность измерения диаметра на входе в колесо-ловушку D_1 , так как погрешность δD_1 на один – два порядка меньше значений $\delta M_{оп}$ и δG_g .

Предельная относительная погрешность определения тангенса угла потока на выходе из соплового аппарата $tg \alpha_1$ вычисляется в соответствии с выражением

$$\delta(tg \alpha_1) = 1,1 \sqrt{k_p^2 \delta^2 p_1 + k_M^2 \delta^2 M_{оп} + k_G^2 \frac{\delta^2 G_g}{1,1^2}},$$

где

$$k_p = 1 + \frac{1,23T_0^* \left(\frac{G_\varepsilon}{p_1} \right)^2 + \left(\frac{M_{оп}}{p_1} \right)^2}{A \frac{M_{оп}}{p_1} \operatorname{tg} \alpha_1};$$

$$k_M = 1 + \frac{M_{оп}}{A p_1 \operatorname{tg} \alpha_1};$$

$$k_G = \frac{1,23T_0^* \left(\frac{G_\varepsilon}{p_1} \right)^2}{A \frac{M_{оп}}{p_1} \operatorname{tg} \alpha_1};$$

$$A = \sqrt{1,814 \cdot 10^{-4} + 1,23T_0^* \left(\frac{G_\varepsilon}{p_1} \right)^2 - \left(\frac{M_{оп}}{p_1} \right)^2}.$$

В приведенном выражении не учитывается погрешность δT_0^* , так как она значительно меньше значений δp_1 , $\delta M_{оп}$, δG_ε и практически не влияет на величину $\delta(\operatorname{tg} \alpha_1)$.

Вычислив значение $\delta(\operatorname{tg} \alpha_1)$, можно подсчитать абсолютную погрешность определения угла α_1 . Обычно она не превышает $\pm 1^\circ$.

Предельная относительная погрешность определения косинуса угла α_1 находится по формуле

$$\delta(\cos \alpha_1) = \frac{2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1} \delta(\operatorname{tg} \alpha_1).$$

Предельная относительная погрешность определения скорости C_1 на выходе из соплового аппарата рассчитывается как

$$\delta C_1 = \sqrt{\delta^2 C_{1u} + \delta^2 (\cos \alpha_1)}.$$

Предельная относительная погрешность определения изэнтропической скорости потока на выходе из соплового аппарата вычисляется в соответствии с выражением

$$\delta C_{1s} = 1,1 \sqrt{\frac{\delta^2 T_0^*}{4} + \left[\frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{(p_1 / p_0^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - (p_1 / p_0^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]^2 \delta^2 p_1 + \left[\frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{(p_1 / p_0^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - (p_1 / p_0^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right]^2 \frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2}}.$$

Предельная относительная погрешность определения коэффициента скорости находится по формуле

$$\delta \varphi = \sqrt{\delta^2 C_1 + \delta^2 C_{1s}}.$$

Предельная относительная погрешность приведенной изэнтропической скорости потока определяется так:

$$\delta \lambda_{1s} = 1,1 \sqrt{\frac{\delta^2 C_{1s}}{1,1^2} + 0,25 \delta^2 T_0^*}.$$

Предельная относительная погрешность идеального массового расхода G_{BS} через лопаточный венец вычисляется следующим образом:

$$\delta G_{gs} = 1,1 \sqrt{\frac{\delta^2 p_0^*}{1,1^2} + 0,25 \delta^2 T_0^*}.$$

Предельная относительная погрешность определения коэффициента расхода соплового аппарата рассчитывается в соответствии с выражением

$$\delta \mu_{CA} = \sqrt{\delta^2 G_6 + \delta^2 G_{gs}}.$$

Результаты расчета погрешностей параметров, полученных при испытании лопаточного венца соплового аппарата, представлены в Приложении 6.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин: учеб. пособие / *О. В. Батурин, И. Б. Дмитриева, А. В. Лапшин* [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 129 с.

2. *Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М.* Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин. – Самара: СГАУ, 2006. – 316 с.

3. *Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – Самара: ФГУП “Издательство Самарский Дом печати”, 2003. – 336с.

4. *Быков Н.Н., Емин О.Н.* Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.

5. *Кулагин В.В.* Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. Кн. 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн. 2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. – М.: Машиностроение, 2002. – 616с.

6. *Митрохин В.Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.

7. *Наталевич А.С.* Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.

8. *Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М.* Теория авиационных газотурбинных двигателей: учебник для вузов. Ч.1. – М.: Машиностроение, 1977. – 312с.

9. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

10. *Ржавин Ю.А.* Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчёт. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.

11. *Стенькин Е.Д., Мусаткин Н.Ф., Белоусов А.Н.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: МАИ, 1992. – 187с.

12. Теория лопаточных насосов жидкостных ракетных двигателей: курс лекций/ *Н. Т. Тихонов, Н. Ф. Мусаткин, В. Н. Матвеев* [и др.]. – Самара: СГАУ, 1994. – 106 с.

13. *Тихонов Н.Т., Мусаткин Н.Ф., Матвеев В.Н.* Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей: курс лекций.– Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т., 2001. – 155 с.

14. *Трофимов А.А.* Экспериментальное определение характеристик сопловых аппаратов центростремительных микротурбин // Некоторые вопросы исследования тепловых машин. – Куйбышев: КуАИ, 1969. – Вып. 37. – С. 97-108.

15. *Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

Приложение 1

Пример оформления отчета по лабораторной работе
«Экспериментальное определение характеристик
центробежного компрессора»

Лабораторная работа

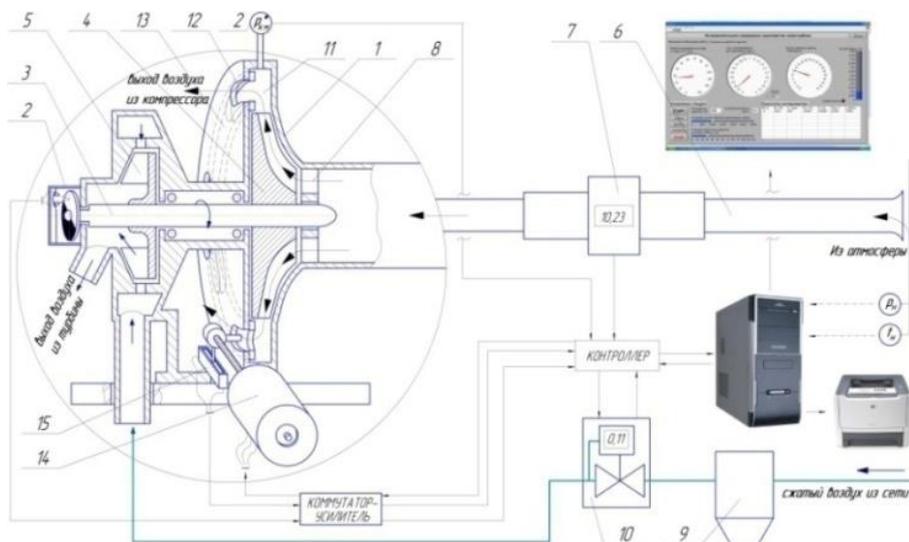
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Студент _____

Группа _____

Эксперимент провести при частоте вращения:
_____ 25000 об/мин _____

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

p_n	99,2	$t_n, ^\circ\text{C}$	23
-------	------	-----------------------	----

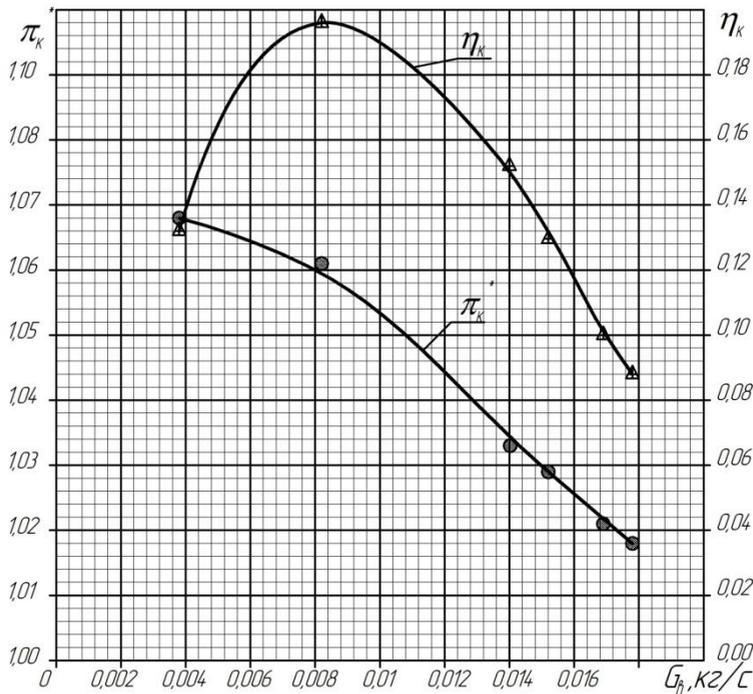
Результаты измерений

Номер режима	Позиция заслонки	n , мин ⁻¹	Q_v , л/мин	$p^*_{км}$, кПа	$p^*_{тм}$, кПа	$M_{кр}$, Н·см
1	100	25080	913	1,8	94,6	12,22
2	60	25020	870	2,1	89,8	11,66
3	50	25080	780	2,9	83,7	10,92
4	40	25020	721	3,5	79,4	10,42
5	30	25200	416	6,1	58,6	7,95
6	20	25200	200	6,7	44,4	6,27

Результаты определения основных параметров компрессора

	T_n , К	$p^*_{к}$, кПа	$p^*_{тм}$, кПа	ρ_v , кг/м ³	G_v , кг/с	N_k , Вт	H_z , Дж/кг	$\pi^*_к$	$L_{кз}$, Дж/кг	η_k
1	296	101,0	193,8	1,17	0,0178	321	18070	1,018	1530	0,085
2	296	101,3	189,0	1,17	0,0169	305	18050	1,021	1790	0,099
3	296	102,1	182,9	1,17	0,0152	287	18900	1,029	2460	0,130
4	296	102,7	178,6	1,17	0,0140	273	19450	1,035	2960	0,152
5	296	105,3	157,8	1,17	0,0081	210	25910	1,061	5120	0,198
6	296	105,9	143,6	1,17	0,0039	165	42570	1,068	5610	0,132

*Напорная и КПД – характеристики компрессора при
 $n = 25000 \text{ мин}^{-1}$*

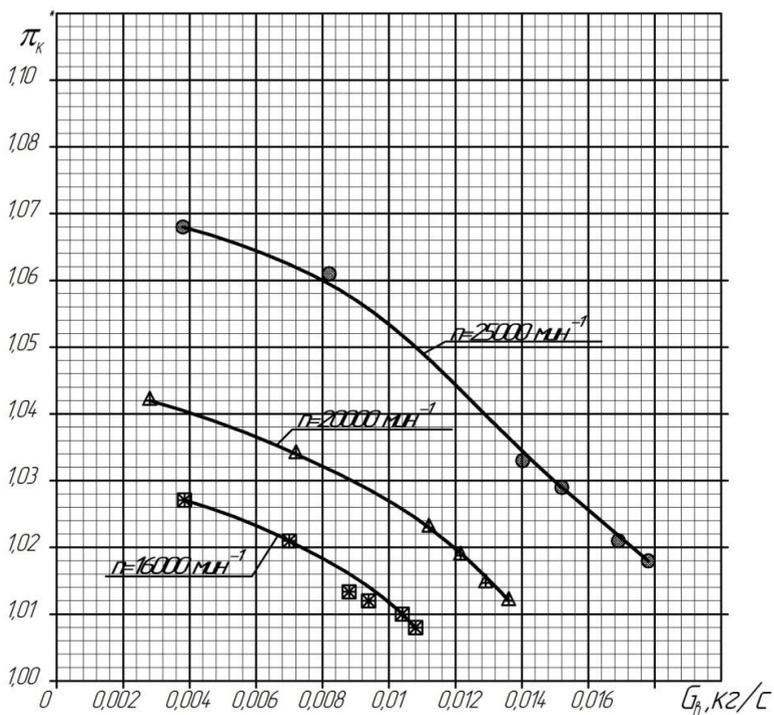


Пояснение протекания напорной характеристики: 1. Как и почему меняется степень сжатия при отклонении расхода воздуха G_6 от расчетного значения? 2. Как и почему меняется КПД при отклонении расхода воздуха G_6 от расчетного значения?

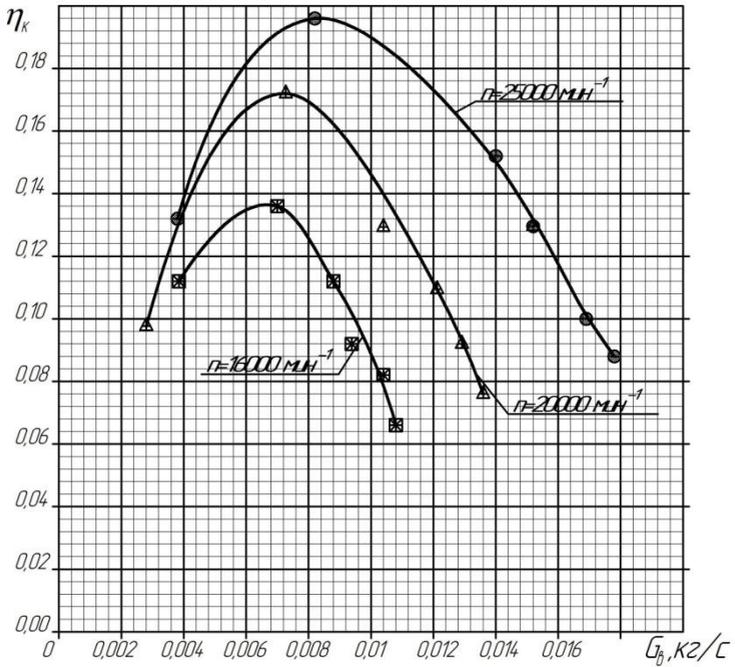
*Напорные характеристики, полученные при других частотах вращения
(данные берутся у студентов других подгрупп)*

	n , об/мин	G_b , кг/с	π^*_k	η_k	n , об/мин	G_b , кг/с	π^*_k	η_k
1	19980	0,0138	1,012	0,078	15960	0,0107	1,008	0,065
2	20100	0,0129	1,015	0,094	15960	0,0104	1,010	0,081
3	20040	0,0121	1,019	0,116	16020	0,0095	1,012	0,092
4	20040	0,0112	1,023	0,136	15840	0,0089	1,015	0,113
5	19920	0,0073	1,037	0,176	15840	0,0070	1,021	0,137
6	20100	0,0028	1,044	0,099	16080	0,0039	1,027	0,112

Напорные характеристики компрессора



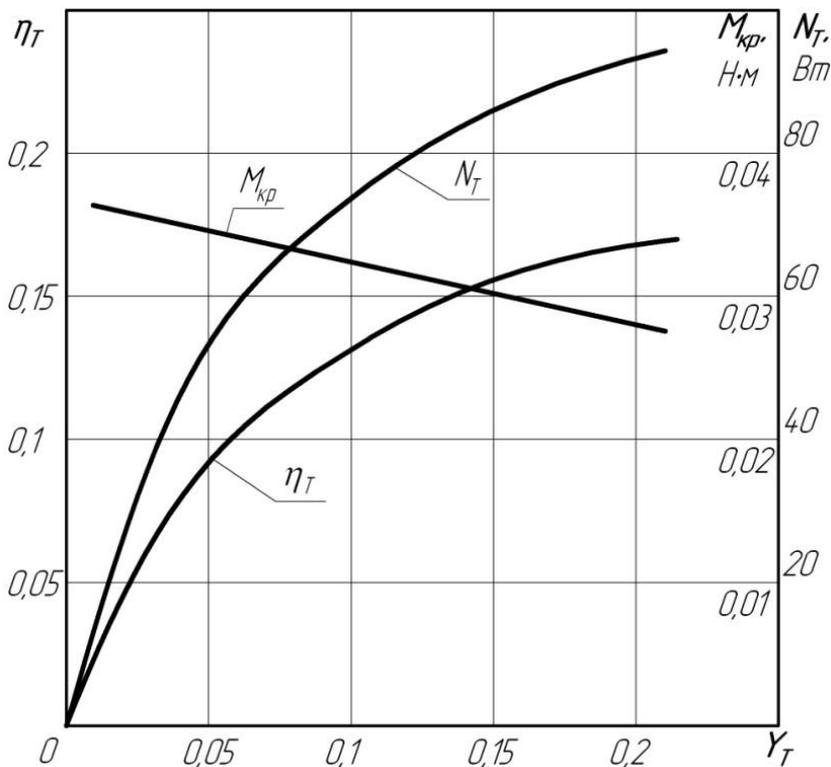
КПД – характеристики компрессора



Пояснение протекания напорных характеристик: Как и почему смещаются характеристики компрессора при увеличении частоты вращения?

Результаты определения основных параметров турбины

№ реж	ρ , кг/м ³	$M_{кр}$, Н·м	N_T , Вт	L_s , Дж/кг	$C_{ст}$, м/с	u_l , м/с	Y_T	η_T
1	1,99	0,0352	91,9	41700	288	65,3	0,23	0,13
2	1,98	0,0410	85,2	41500	288	52,0	0,18	0,12
3	1,98	0,0417	65,0	41300	288	39,0	0,14	0,09
4	1,98	0,0434	45,8	41300	288	26,4	0,09	0,07
5	1,98	0,0427	31,1	41400	288	18,2	0,06	0,04

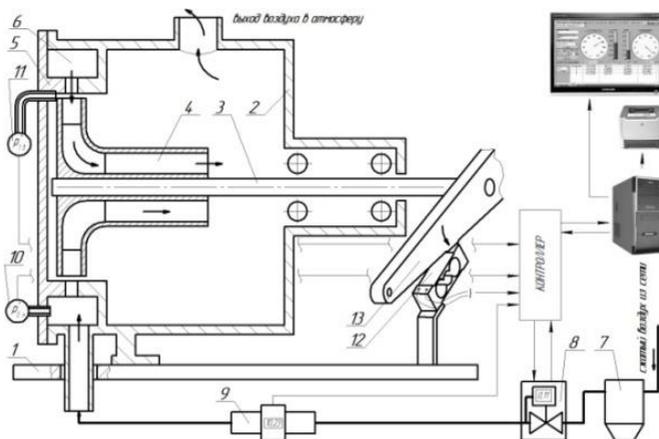


Приложение 3

Пример оформления отчета по лабораторной работе «Характеристика кольцевых сопловых решеток»

Студент _____
Группа _____

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

p_n	102,30	$t_n, ^\circ\text{C}$	296
-------	--------	-----------------------	-----

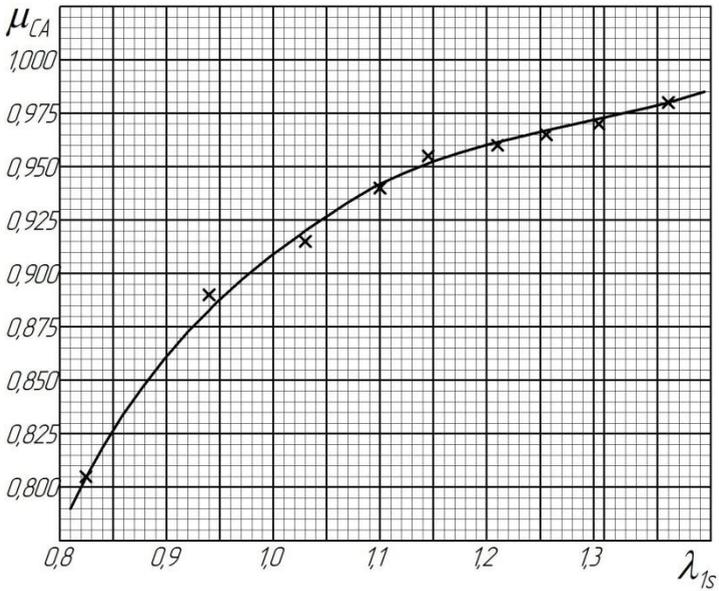
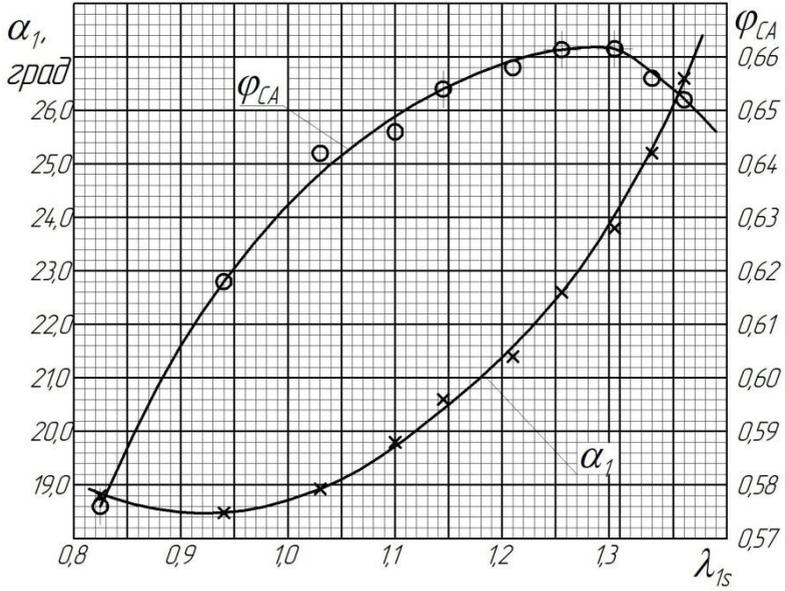
Результаты измерений

Номер режима	$p^*_{0м}, \text{кПа}$	$G_v, \text{кг/с}$	$M_{оп}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$p_1, \text{кПа}$
1	222	0,0235	0,1452	89
2	203	0,0220	0,1355	89
3	182	0,0205	0,1251	90
4	163	0,0190	0,1135	90
5	144	0,0175	0,1011	92
6	124	0,0160	0,0881	93
7	104	0,0144	0,0752	94
8	85	0,0127	0,0618	95
9	66	0,0110	0,0474	96
10	46	0,0090	0,0315	98

Результаты обработки проведенных экспериментов

№	P^*_0 , кПа	P_1 , кПа	C_{1u} , м/с	α_1 , град	C_1 , м/с	C_{1s} , м/с	φ_{CA}	a_{sp} , м/с	λ_{1s}	G_6 , кг/с	μ_{CA}
1	324,2	88,7	249,5	26,7	279,4	428,8	0,652	315,2	1,361	0,02402	0,9780
2	304,8	89,4	248,8	25,2	275,0	419,1	0,656	315,2	1,330	0,02259	0,9740
3	284,6	90,1	246,6	23,8	269,5	407,9	0,661	315,2	1,294	0,02109	0,9718
4	265,3	90,9	241,4	22,7	261,5	395,9	0,661	315,2	1,256	0,01966	0,966
5	245,9	91,9	233,4	21,7	251,1	381,6	0,658	315,2	1,211	0,01822	0,960
6	225,3	93,0	222,5	20,8	238,0	364,3	0,653	315,2	1,156	0,01669	0,958
7	206,4	93,9	211,0	19,9	224,4	346,0	0,648	315,2	1,098	0,01529	0,941
8	187,6	95,0	196,6	18,9	207,8	324,1	0,641	315,2	1,028	0,01390	0,913
9	168,4	96,2	174,1	18,5	183,6	296,5	0,619	315,2	0,941	0,01248	0,881
10	148,5	97,5	141,4	18,7	149,3	259,4	0,576	315,2	0,823	0,01100	0,818

Графические зависимости



Учебное издание

*Батурин Олег Витальевич
Дмитриева Ирина Борисовна
Матвеев Валерий Николаевич
Радько Владислав Михайлович
Шаблий Леонид Сергеевич*

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ТЕОРИИ И РАСЧЕТУ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН**

Практикум

Редактор Т.К. К р е т и н и н а
Компьютерная верстка Л.Р. Д м и т р и е н к о

Подписано в печать 17.10.2019. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 9,5.

Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 11(Р2У)/2019.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

