

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

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

О.В. БАТУРИН, В.Н. МАТВЕЕВ, Л.С. ШАБЛИЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО МИКРОКОМПРЕССОРА

Электронное учебное пособие

САМАРА
2010

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

Учебное пособие содержит краткие теоретические сведения о рабочем процессе и характеристиках лопаточных компрессоров. В работе описаны методы их экспериментального исследования, а также стендовое оборудование, применяемое для определения основных параметров потока в проточной части компрессора и поиска характеристик.

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

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ЛОПАТОЧНОГО КОМПРЕССОРА

- 1.1. Компрессор. Основные понятия, определения, типы
- 1.2. Понятие о треугольниках скоростей
- 1.3. Принцип действия ступени компрессора
- 1.4. Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора
- 1.5. Основные параметры, характеризующие работу ступени компрессора
 - 1.5.1. Степень сжатия компрессора
 - 1.5.2. КПД компрессора и преобразование энергии в ступени компрессора
 - 1.5.3. Степень реактивности
- 1.6. Закрутка потока на входе в ступень компрессора
- 1.7. Напорная характеристика ступени компрессора
- 1.8. Характеристика компрессора

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК

- 2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре
- 2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента
- 2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик

3. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ. ПОРЯДОК ИХ ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА

- 3.1. Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы №1 «Исследование рабочего процесса центробежного микрокомпрессора»

3.2. Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы №2 «Экспериментальное определение характеристик центробежного микрокомпрессора»

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

4.1. Контрольные вопросы по особенностям экспериментального исследования рабочего процесса в компрессоре

4.2. Контрольные вопросы по рабочему процессу в ступени компрессора

4.3. Контрольные вопросы по характеристикам компрессора

4.4. Контрольные вопросы повышенной сложности

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

ПРИЛОЖЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначение	Формула	Наименование и определение	Размерность
c		скорость потока в абсолютной системе координат	м/с
c		удельная теплоемкость рабочего тела	Дж/кг·К
c_p	$c_p = \frac{kR}{k+1}$	удельная изобарная теплоемкость рабочего тела	Дж/кг·К
C_m		максимальная толщина профиля - максимальный диаметр окружности, вписанной в профиль	м
$c_{кр}$	$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_i^*}$	критическая скорость — скорость потока равная местной скорости звука	м/с
d		диаметр	м
F	$F = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_{эм}^2);$ $F = \frac{\pi d_{cp}^2 h_l}{4}$	площадь поперечного сечения	м ²
G	$G = \frac{mFp^*}{\sqrt{T^*}} q(\lambda)$ $G = \rho c_a F$	массовый расход — масса рабочего тела, проходящая через рассматриваемое сечение в единицу времени	кг/сек
h		высота лопатки	м
i	$i = U + pV = c_p T$	энтальпия	Дж/кг
i_{PK} i_{CA}	$i_{PK} = \beta_{l_l} - \beta_l$ $i_{CA} = \alpha_{ol} - \alpha_0$	угол атаки - разность между лопаточным и действительным углом набегания потока на входную кромку	град
k	$k = \frac{c_p}{c_v};$ $k = \frac{c_p}{c_p - R}$	показатель изоэнтропы	-
L	$L = N/G;$	удельная работа	Дж/кг

	$L_{cm} = i_0^* - i_2$		
l		длина	м
M	$M = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$	число Маха - отношение скорости потока газа к местной скорости звука	-
N	$N = L_{cm}G$	мощность	Вт
n		частота вращения ротора	об/мин
p		давление	Па
P		сила	Н
r		радиус	м
R	$R = c_p - c_v;$ $R = \frac{8314,3}{\mu}$	удельная газовая постоянная	Дж/кг·К
T		температура	К
u	$u = \frac{\pi D n}{60}$	окружная скорость	м/с
w		относительная скорость - скорость потока газа в системе координат, связанной с вращающимся ротором	м/с
$\tau(\lambda); \pi(\lambda);$ $\varepsilon(\lambda); q(\lambda)$	См. приложение 3	газодинамические функции	-
α		угол между векторами окружной и абсолютной скоростей	град
β		угол между векторами окружной и относительной скоростей	град
η	$\eta = \frac{i_0^* - i_{2s}^*}{i_0^* - i_2^*}$	коэффициент полезного действия - характеристика эффективности системы равная отношению изоэнтропической работы к затраченной работе компрессора	-
λ	$\lambda = \frac{c}{c_{кр}};$ $\lambda = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}}$	приведенная скорость - отношение физической скорости газа к критической скорости	-

μ		молярная масса	
π_{κ}^*	$\pi_{\kappa}^* = \frac{p_{\kappa}^*}{p_{\sigma}^*}$	степень повышения полного давления в компрессоре	-
ρ		плотность - масса газа, содержащаяся в единице объема	кг/м ³
ρ_{cm}	$\rho_{cms} = \frac{L_{PKS}}{L_{CTS}}$	изоэнтропическая степень реактивности — отношение изоэнтропической работы сжатия в рабочем колесе к изоэнтропической работе сжатия во всей системе	-
ω		угловая скорость вращения ротора	рад/сек

Индексы

Каждый используемый в компрессорах параметр в общем виде можно представить в следующем виде: X_{234}^1 , где

X — обозначение переменной согласно списку условных обозначений;

1 — индекс «*», указывающий на то, что рассматриваемая переменная является параметром заторможенного потока;

2 — индекс, указывающий на сечение по длине турбомашины, (0, 1, 2, 3) или указывающие на то, что параметр является суммарным Σ либо разницей Δ ;

3 — индекс, указывающий на сущность параметра (см. табл. ниже);

4 — индекс, указывающий на принадлежность к сечению по высоте лопатки (втулочное (*вт*), среднее (*ср*), периферийное (*κ*) и т.п.) и/или на принадлежность к изоэнтропическому процессу (*s*).

Например, обозначение c_{2a} говорит о том, что это осевая проекция абсолютной скорости в сечении на выходе из РК, а L_{cms} — изоэнтропическая работа ступени.

Параметр не обязательно должен иметь все описанные индексы.

Значение применяемых индексов расшифрованы ниже:

*	—	параметр торможения;
0	—	сечение на входе в входной направляющий аппарат;
1	—	вход в рабочее колесо;
2	—	сечение на выходе из рабочего колеса;
3	—	сечение на выходе из направляющего аппарата (щелевого диффузора);
в	—	воздух; параметры на входе в ступень компрессора;
вт	—	относящийся ко втулочному сечению;
к	—	относящийся к периферийному сечению; сечение на выходе из компрессора;
л	—	лопаточный;
н	—	невозмущенный поток;
рз	—	относящийся к радиальному зазору;
ср	—	относящийся к среднему сечению;
ст	—	относящийся к ступени;
уд	—	удельный;
а	—	осевое направление;
р	—	изобарный процесс ($p=const$);
г	—	связанный с потерями; радиальное направление;
с	—	изоэнтропический (идеальный) процесс;
и	—	окружное направление;
ω	—	параметр, рассматриваемый в относительном движении, т.е. в системе координат связанной с вращающимся рабочим колесом;
х, у, z	—	проекции на координатные оси;
Δ	—	изменение величины;
λ	—	связанный с влиянием скорости потока;
Σ	—	суммарная величина.

Сокращения

ВНА	—	входной направляющий аппарат;
ГДФ	—	газодинамические функции;
ГТД	—	газотурбинный двигатель;

<i>ГТУ</i>	—	газотурбинная установка;
<i>ЛВ</i>	—	лопаточный венец;
<i>ЛМ</i>	—	лопаточная машина;
<i>ПЧ</i>	—	проточная часть;
<i>РЗ</i>	—	радиальный зазор;
<i>РК</i>	—	рабочее колесо;
<i>НА</i>	—	направляющий аппарат;
<i>САУ</i>	—	стандартные атмосферные условия;
<i>СК</i>	—	система координат;
<i>ЦБК</i>	—	центробежный компрессор.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ЛОПАТОЧНОГО КОМПРЕССОРА

1.1. Компрессор. Основные понятия, определения, типы

Компрессор — устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления $\pi_k^* = p_k^*/p_g^*$ за счет подвода механической энергии L_k к потоку рабочего тела.

Как следует из определения, для работы компрессора ему необходим привод. В качестве такого привода возможно использование газовых турбин, электродвигателей, двигателей внутреннего сгорания и т.п. Однако чаще всего применяются турбины, поскольку они способны вырабатывать большую мощность при относительно небольших размерах.

В компрессоре подведенная механическая работа L_k преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа. В результате полные и статические давления (p , p^*) и температура рабочего тела (T , T^*), а также его плотность ρ , возрастают.

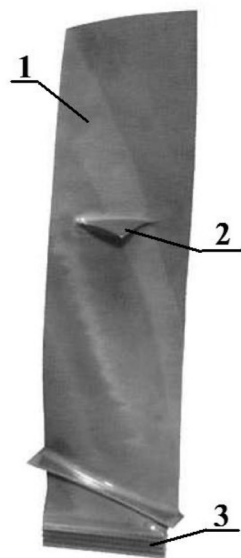
Компрессор обычно является частью ГТУ или ГТД и к нему предъявляются те же требования, что и к двигателю в целом. В частности компрессор должен быть легким, прочным, надежным, ремонтпригодным, технологичным, дешевым, удобным в эксплуатации, иметь высокий КПД, минимальные габаритные размеры и заданный ресурс. Кроме общих требований можно выделить ряд специфических требований, присущих только компрессорам:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела;
- обеспечение заданной степени повышения давления π_k^* ;

- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот вращения ротора.

Принцип действия компрессора основан на взаимодействии лопаток специальной формы рабочего тела с потоком (рис. 1.1). В общем случае лопатка состоит из пера, замка. В ряде случаев лопатки могут иметь бандажные или антивибрационные полки, расположенные на периферии лопатки или в верхней ее части. Лопатки могут выполняться заодно с диском (рис. 1.5). В этом случае замок отсутствует.

Совокупность лопаток, установленных на ободе диска или кольцевом корпусе называется **лопаточным венцом** (ЛВ). Венцы могут быть подвижными и неподвижными. Лопатки, установленные в диске, который связан с приводным валом, образуют подвижный лопаточный венец и называются **рабочим колесом** (РК). За ним организуется **выходная система**, предназначенная для дальнейшего повышения давления и выпуска рабочего тела из компрессора под требуемым углом. В осевых компрессорах в качестве такой системы используется неподвижный ЛВ, называемый **направляющим аппаратом** (НА). В центробежных компрессорах функции выходного устройства может выполнять либо лопаточный НА, либо радиальная щель, называемая **щелевым диффузором**. Достоинством последней является способность тормозить сверхзвуковой поток с малыми потерями. Для повышения КПД компрессора и уменьшения его радиальных размеров выходная сис-



1 – перо лопатки; 2 – полка; 3 – замок;

Рис. 1.1. – Внешний вид лопатки осевого компрессора

тема ЦБК часто представляет собой комбинацию последовательно расположенных щелевого и лопаточного НА.

Последовательно расположенные РК и НА образуют *ступень* компрессора. Стоит обратить внимание, что в ступени компрессора вначале устанавливается именно РК, а НА расположен ниже по потоку. Однако в ряде случаев перед РК может быть установлен *входной направляющий аппарат* (ВНА). Его назначение будет рассмотрено ниже.

Лопатка имеет две стороны. Выпуклая сторона называется *спинкой*, а вогнутая *корытцем*.

При анализе течения в ЛМ часто используется цилиндрическое или коническое сечение радиусом r ; бесконечно малой толщины, ось которого совпадает с осью вращения машины. Полученное сечение разворачивают в плоскость, получая *элементарный лопаточный венец*. Вид элементарных ЛВ различных типов компрессоров представлен на рис. 1.9...1.12.

В соответствии с *ГОСТ 23851-79* "Двигатели газотурбинные авиационные" сечение на входе в РК обозначается индексом *1*, на выходе — *2*, выход из щелевого диффузора *2'* и, наконец, на выходе из НА — *3* (рис. 1.3 и 1.5). Для компрессоров, применяющихся в составе ГТД и ГТУ, сечение на входе может обозначается индексом «*в*», а на выходе — «*к*».

Все существующие компрессоры можно классифицировать по направлению движения рабочего тела и по числу ступеней.

По числу ступеней компрессоры делятся на *одно* и *многоступенчатые*.

По направлению движения рабочего тела компрессоры можно разделить на три группы.

Осевые. В компрессорах этого типа основное направление движения воздуха совпадает с направлением оси вращения РК или близко к нему. Линии тока в них располагаются на цилиндрических поверхностях, ось которых совпадает с осью ЛМ. Внешний вид и схема ступени осевого компрессора показаны на рис. 1.2 и 1.3.

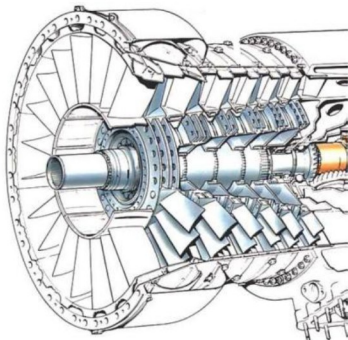


Рис. 1.2 Внешний вид осевого многоступенчатого компрессора авиационного ГТД

Осевые компрессоры являются наиболее распространенным типом компрессора в ГТД и ГТУ. Этому способствует их высокий КПД. Важным достоинством также является простота создания многоступенчатого компрессора из последовательно расположенных ступеней и как следствие возможность получать большие суммарные степени сжатия с небольшими потерями.

Одна ступень осевого компрессора позволяет достигать величины степени сжатия π_k^* до 2...2,2 и КПД η_k^* до 0,9...0,92. Однако газодинамическая эффективность существенно зависит от режима работы и размера лопаточной машины. Осевые компрессоры для небольших расходов рабочего тела имеют маленькие высоты лопаток. Это приводит к существенному увеличению влияния процессов происходящих в погранслоях и радиальных зазорах на течение в межлопаточных каналах и существенному снижению кпд.

Центробежные. В компрессорах такого типа движение рабочего тела осуществляется от центра к периферии. При этом линии тока на выходе располагаются в плоскостях, перпендикулярных оси лопаточной машины. Внешний вид РК и схема ступени центробежного компрессора показаны на рис. 1.4 и 1.5. По конструкции РК центробежные компрессоры можно разделить на 4 группы: открытые, полуоткрытые, закрытые и двусторонние (рис. 1.6).

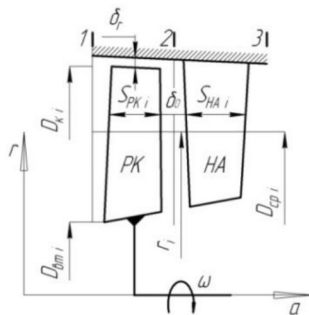


Рис.1.3. Схема и основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

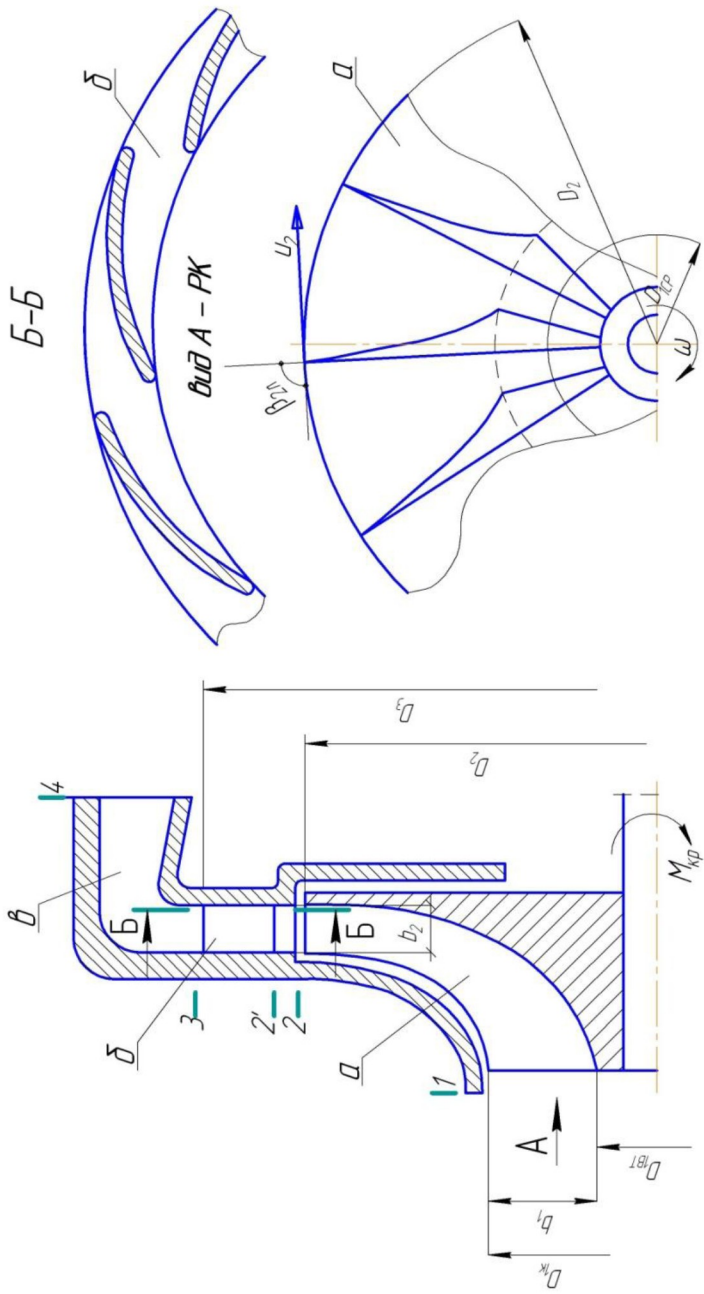
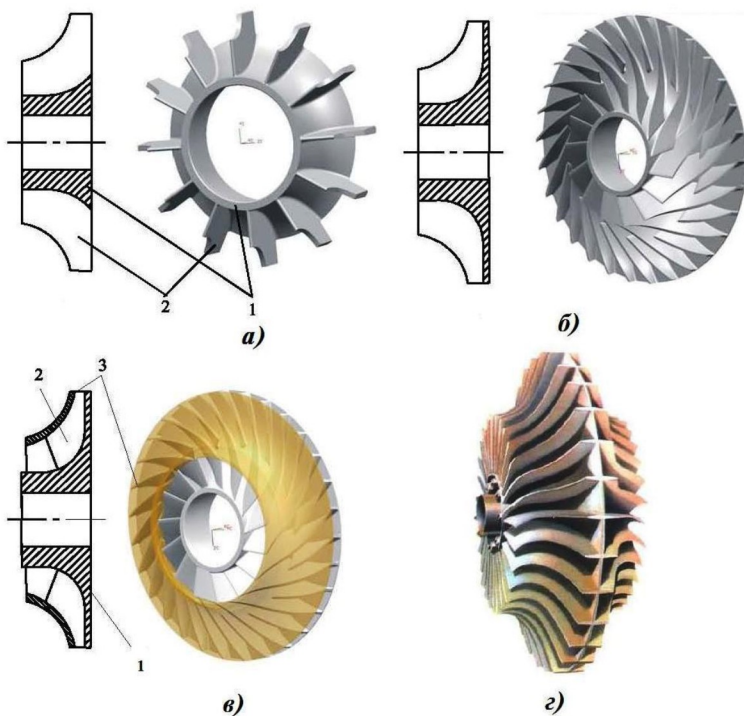


Рис. 1.4. Схема ступени центробежного компрессора



Рис. 1.5. Внешний вид рабочего колеса центробежного компрессора. (Обратите внимание на форму лопаток и то, что они являются единым целым с диском)



1 — диск; 2 — лопатка; 3 — покрывной диск

Рис. 1.6. Виды РК центробежного компрессора: а — открытое; б — полуоткрытое; в — закрытое; г - двустороннее

Открытые рабочие колеса представляют собой систему лопаток, укрепленных на центральной втулке. Существенным недостатком таких колес являются повышенные вибрационные напряжения в лопатках, приводящие к их поломкам.

Закрытые колеса имеют на периферии лопаток покрывной диск, благодаря которому межлопаточные каналы совершенно изолированы от корпуса. Такие колеса обеспечивают наибольший КПД, но сложны в производстве и их прочность ниже, чем прочность полуоткрытых колес.

Наиболее часто применяются полузакрытые (полуоткрытые) рабочие колеса. Они достаточно прочны, технологичны и имеют высокий КПД. Для увеличения расхода воздуха или снижения диаметра D_2 , рабочее колесо может быть выполнено с двухсторонним входом (рис. 1.6 г). При одном и том же расходе воздуха у такого компрессора наружный диаметр снижается в $\sqrt{2}$ раз по сравнению с ЦБК с односторонним входом.

Главное достоинство центробежного компрессора по сравнению с осевым — возможность получать большие значения степени сжатия π_k^* в одной ступени. Зачастую, она превышает величину 5...6, а в перспективных авиационных компрессорах может достигать величины 12. КПД ступени центробежного компрессора η_k^* может достигать значения 0,85, что меньше чем в осевом. Величины кпд близкие к названной величине характерны для компрессоров авиационных ГТД относительно большой производительности. Однако в отличие от осевых компрессоров, при уменьшении размерности компрессора по расходу и как следствие уменьшении высот лопаток, падение КПД центробежных не столь значительно. Поэтому основная область применения ЦБК — ГТУ с небольшими расходами рабочего тела и относительно небольшими степенями сжатия $\pi_k^* = 1,5 \dots 10$. В этой области центробежный компрессор превосходит осевой по КПД и массе при одинаковой степени сжатия. В частности ЦБК является наиболее распространенным типом компрессора в агрегатах наддува двигателей внутреннего сгорания (рис. 1.7).

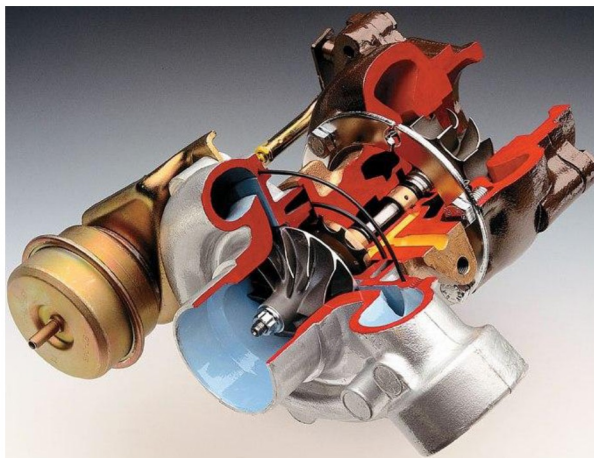


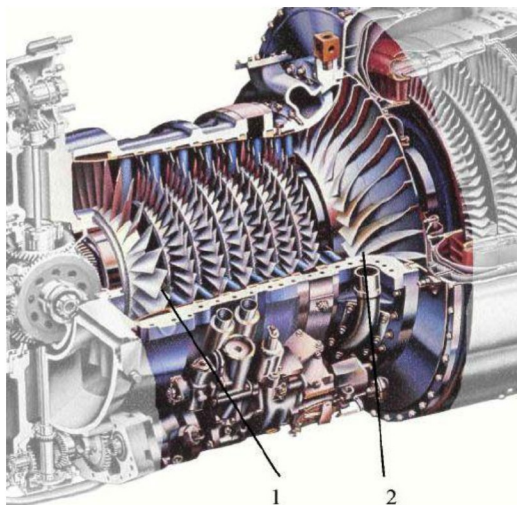
**Рис. 1.7. Внешний вид агрегата наддува двигателя внутреннего сгорания.
В передней части хорошо виден центробежный компрессор**

К числу достоинств ЦБК относятся также относительная простота конструкции, меньшее число деталей, более благоприятное протекание характеристики и меньшая чувствительность к условиям эксплуатации.

К недостаткам этого типа компрессора следует отнести меньший уровень КПД по сравнению с осевыми и сложность организации многоступенчатого сжатия без существенного роста массы и диаметральных размеров. Кроме того размеры ЦБК растут прямо пропорционально расходу воздуха через них. Это еще одна причина, по которой область применения ЦБК ограничивается малыми расходами ($G_0 < 10 \text{ кг/сек}$). Также к недостаткам следует отнести пониженную лобовую производительность, т.к. входное сечение занимает лишь небольшую часть миделя компрессора.

В ряде случаев в ГТУ с малыми расходами рабочего тела на расчетном режиме для повышения КПД компрессора могут применяться многоступенчатые осецентробежные компрессоры, представляющие собой комбинацию осевых и центробежных ступеней. При этом центробежная ступень всегда является замыкающей (рис. 1.8). Она устанавливается вместо нескольких осе-

вых, имеющих сверхмалые высоты рабочих лопаток, у которых особенно сильно сказывается влияние радиальных зазоров и вторичных течений.



- 1 — осевые ступени;
2 — центробежная ступень.

Рис. 1.8. Осецентробежный компрессор двигателя *Honeywell T53*

Такие компрессоры, несмотря на некоторую потерю КПД (по сравнению с осевым компрессором той же степени сжатия) имеют значительно меньшие линейные размеры и массу.

Диагональный компрессор представляет собой промежуточный, между осевыми и радиальными компрессорами, тип. Воздух из него выходит под некоторым углом в радиально-осевом направлении.

1.2. Понятие о треугольниках скоростей

Произвольный выделенный объем рабочего тела движется компрессор с абсолютной скоростью c_i (под ней понимается скорость в глобальной СК), направленной под углом α_i к касательной к линии соединяющей входные/ выходные кромки лопаток, именуемой **фронтом решетки**. Попадая во вращающийся РК выделенный объем начинает участвовать в двух движениях (рис.

1.9). С одной стороны, он вращается вместе с рабочим венцом с окружной скоростью $u_i = \pi D_i n / 60$. С другой стороны, он движется в СК связанной с РК с относительной скоростью w_i . При этом угол потока в относительном движении (угол между векторами w_i и u_i) составляет с касательной к фронту решётки величину β_1 . Очевидно, что в любой точке абсолютная скорость является векторной суммой переносной и относительной $\vec{c}_i = \vec{u}_i + \vec{w}_i$. Графически это равенство может быть изображено в виде векторного треугольника, который в теории лопаточных машин именуется **треугольником скоростей** (рис. 1.9).

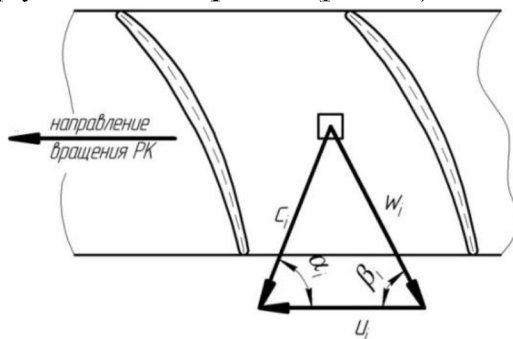


Рис. 1.9. К понятию о треугольнике скоростей

Как правило, в теории лопаточных машин рассматривают два треугольника: на входе и выходе в рабочее колесо. Скорости на входном треугольнике имеют индекс «1», а на выходном «2» (рис 1.10...1.12). При изучении работы осевых ЛМ оба треугольника часто строят с вершинами в одной точке, получая **план скоростей** (рис 1.13).

Треугольники и планы скоростей имеют большое значение, поскольку позволяют наглядно изобразить наиболее важные кинематические параметры ЛМ. Кроме того, по ним легко в первом приближении представить форму лопатки. Кроме отмеченных параметров, на треугольниках часто отмечают осевую и окружную составляющие скоростей ($c_{ai}, c_{ui}, w_{ai}, w_{ui}$), определяющие расход рабочего тела G_θ и работу ступени L_K .

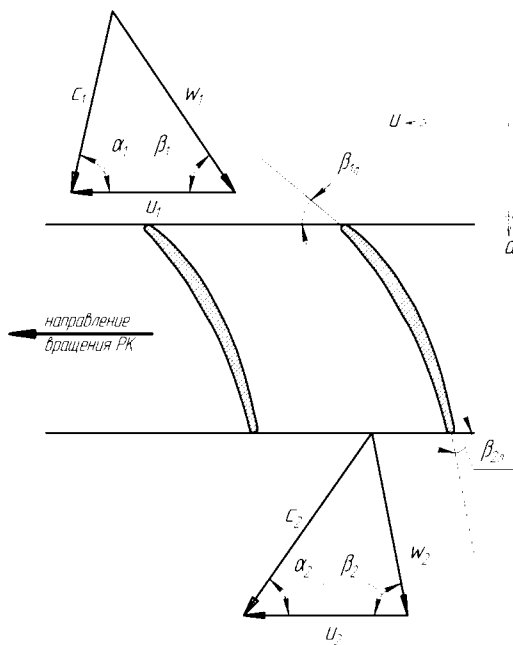


Рис. 1.10. Треугольники скоростей на входе и выходе РК осевого компрессора

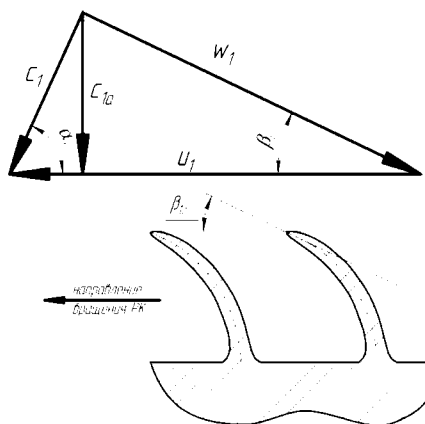


Рис. 1.11. Треугольники скоростей на входе в РК центробежного компрессора

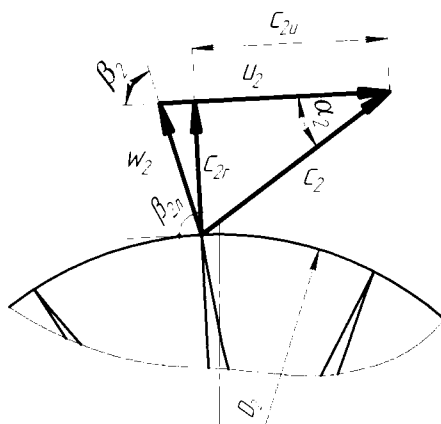


Рис. 1.12. Треугольники скоростей на выходе из РК центробежного компрессора

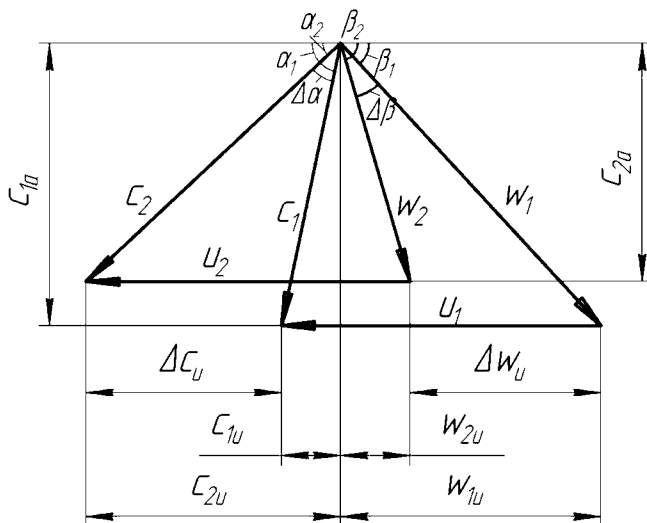


Рис. 1.13. План скоростей на входе и выходе РК осевого компрессора

Работа с треугольниками скоростей не сложна и подчиняется нескольким основным правилам:

1. На расчетном режиме входной конструктивный угол $\beta_{1л}$ примерно равен углу потока в относительном движении входного треугольника β_1 .
2. На всех режимах выходной конструктивный угол $\beta_{2л}$ незначительно отличается от угла потока в относительном движении выходного треугольника β_2 .
3. На всех режимах выходной конструктивный угол ВНА или НА предыдущей ступени $\alpha_{1л}$ незначительно отличается от угла потока в абсолютном движении входного треугольника α_1 .
4. Направление скоростей c_1 и w_2 не меняется, если это не оговорено особо. Изменяется только величина скорости.
5. Величина расхода воздуха через ЛМ G определяется осевой составляющей скорости $c_{ai} = w_{ai}$. Если расход меняется, то меняется и осевая составляющая скорости. Рост расхода приводит к росту скорости и наоборот.

6. Окружная скорость u_i при неизменных размерах ЛМ зависит только от частоты вращения ротора n и меняется только в том случае, если она меняется. Направление скорости u_i не меняется никогда.

Приведенные правила справедливы для всех типов ЛМ.

1.3. Принцип действия ступени компрессора

Рассмотрим, каким образом происходит повышение давления рабочего тела в ступени компрессора.

Как было отмечено выше, к компрессору от стороннего источника подводится механическая работа L_k .

Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли) работа, подведенная в компрессоре, может быть представлена в следующем виде:

$$L_k = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}. \quad (1)$$

Прим. Матвеева – уравнение записано для РК

В этой формуле:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \text{увеличение потенциальной энергии}$$

сжатого газа;

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \text{изменение кинетической энергии в компрессоре};$$

L_{r1-2} – энергия, затрачиваемая на преодоление потерь.

Из уравнения (1) следует, что подводимая в компрессоре механическая энергия L_k расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Поскольку основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, то второй и третий члены уравнения должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа L_k максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в компрессоре L_{r1-2} должны быть минимальны.

Здесь также следует обратить внимание на другое следствие уравнения (1), которое необходимо для понимания принципа действия компрессора. Уравнение Бернулли для потока несжимаемого идеального газа, движущегося без потерь и энергообмена, может быть записано в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const.} \quad (2)$$

Отсюда следует, что сумма кинетической и потенциальной энергии сжатого газа энергоизолированного потока остается неизменной. При изменении условий течения происходит перераспределение этих видов энергии. Это приводит к выводу, что при увеличении скорости потока c его давление p падает и наоборот.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре можно представлять в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_{r1-2}. \quad (3)$$

В этой формуле:

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ - работа по перемещению единицы массы рабочего тела под действием инерционных (центробежных) сил;

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ - изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

Как видно из уравнения (3) повышение давления в РК компрессора происходит из-за движения рабочего тела в поле действия инерционных сил и торможения потока в относительном движении.

Поскольку в осевом компрессоре поток движется в направлении параллельном оси вращения РК, то окружная скорость в РК меняется незначительно ($u_2 \approx u_1$). Очевидно, что у таких компрессоров влияние инерционных сил на процесс сжатия минимально, и оно в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. По этой причине ступень осе-

вого компрессора имеет меньшую степень сжатия, чем центробежного.

Итак, подводя итог сказанному выше можно заключить, что в осевом компрессоре повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении, а в центробежном к торможению добавляется движение рабочего тела в поле действия центробежных сил. На практике это реализуется следующим образом.

Рабочее колесо компрессора выполняется таким образом, что входной конструктивный угол $\beta_{1л}$ (под **конструктивным углом** понимается угол между касательной с средней линии профиля на входе/ выходе и касательной к фронту решетки (рис. 1.10 и 1.11)) был меньше конструктивного угла на выходе $\beta_{2л}$. При этом течение в межлопаточном канале носит диффузорный характер. При такой конфигурации канала поток в нем тормозится в относительном движении $w_2 < w_1$, а падение скорости согласно уравнению Бернулли (2) приводит к повышению статического давления $p_2 > p_1$ и плотности рабочего тела $\rho_2 > \rho_1$. У центробежного компрессора рост параметров усиливается движением рабочего тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

Силы, действующие на поток со стороны лопаток R и со стороны потока на лопатки P изображены на рисунках 1.14 и 1.15. Очевидно, что эти силы равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Эти силы можно разложить на две составляющие: осевую R_a и P_a (проекции на ось вращения) и окружную R_u (проекцию на тангенциальное направление).

Эти величины можно найти, спроецировав уравнение количества движения на осевое и окружное направление:

$$P_u = -R_u = G_\theta(c_{1u} - c_{2u}); \quad (4)$$

$$P_a = -R_a = G_\theta(c_{2a} - c_{1a}) + (p_2 - p_1)th, \quad (5)$$

где t — шаг решетки компрессора, м.

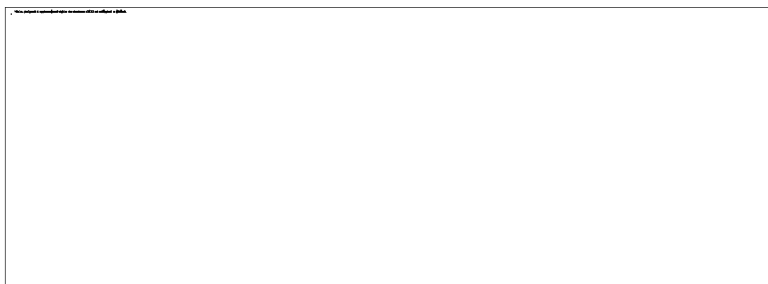


Рис. 1.14. Схема сил действующих в осевом компрессоре

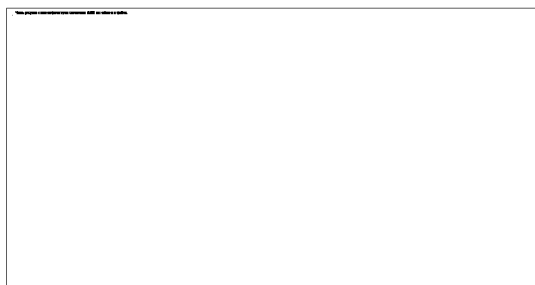


Рис. 1.15. Схема сил действующих во входной части центробежного компрессора

Как видно из представленных рисунков направление окружной составляющей силы, действующей в окружном направлении на лопатку P_u противоположно направлению вращения РК. То есть, она оказывает тормозящее воздействие на лопатки компрессора. Поэтому для реализации процесса сжатия следует подводить работу L_k . Другими словами окружная составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки R_u , подводит работу к потоку рабочего тела, проходящего через компрессор.

Направление осевой составляющей силы, действующей на поток со стороны лопатки R_a , совпадает с направлением движения рабочего тела через межлопаточный канал. Это позволяет сделать вывод, что R_a - это та сила, которая заставляет поток двигаться через компрессор от меньшего давления на входе к большему на выходе.

Анализируя сказанное выше можно заключить, что РК компрессора выполняет следующие основные функции:

- подводит механическую работу к потоку рабочего тела;
- проталкивает рабочее тело через компрессор;
- повышает давление рабочего тела.

Как было отмечено ранее, процесс в РК сопровождается ростом абсолютной скорости. Это, согласно уравнению 1 приведет к тому, что значительная часть работы уйдет на изменение кинетической энергии. Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе, которая может быть выполнена в виде лопаточного НА или щелевого диффузора. В результате кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется за счет использования лопаток специальной формы. У них входной конструктивный угол α_{2a} больше выходного конструктивного угла α_{3a} . В результате межлопаточный канал получается диффузорным, а течение потока в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_3 < c_2$. В щелевом диффузоре расширяющаяся форма канала обусловлена увеличением радиуса и соответственно площади выходного сечения. Торможение сопровождается повышением статического давления $p_3 > p_2$ и плотности рабочего тела $\rho_3 > \rho_2$.

Запишем уравнение неразрывности применительно к компрессору:

для осевого:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_0 c_{0a}}; \quad (6)$$

для центробежного:

$$\frac{F_0}{F_3} = \frac{\rho_2 c_{2r}}{\rho_0 c_{0a}}. \quad (6a)$$

Обычно компрессора проектируются так, что $c_{3a} \approx c_{0a}$ и $c_{3r} \approx c_{0a}$. В любом случае изменение указанных компонентов скоростей значительно меньше изменения плотности. В резуль-

тате, согласно уравнениям b и ba рост плотности вследствие повышения давления в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу.

1.4. Изменение основных параметров по длине проточной части компрессора

Рассмотрим, как меняются основные параметры потока вдоль ступени компрессора.

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК выполнены диффузорными. Это приводит к торможению потока в относительном движении $w_2 < w_1$, что в свою очередь является причиной роста статического давления $p_2 > p_1$ и плотности рабочего тела $\rho_2 > \rho_1$.

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой R . Ее окружная составляющая (рис. 1.14, 1.15) R_u отклоняет поток в абсолютном движении в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию в результате чего абсолютная скорость растет ($c_2 > c_1$).

Запишем уравнение энергии в тепловой форме для решетки РК:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \quad (7)$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad (8)$$

В РК осуществляется подвод работы ($L_{PK} > 0$). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ($L_{НА} = 0$).

Учитывая, что $L_{PK} > 0$ и $c_2 > c_1$, то из уравнений (7) и (8) можно сделать вывод, что $i_2 > i_1$ (Матвеев – доказывается через уравнение в относительном движении в тепловой форме) и

$i_2^* > i_1^*$. Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут $T_2 > T_1$ и $T_2^* > T_1^*$.

Уравнение энергии в механической форме для РК можно записать в следующем виде:

$$L_{PK} = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} + L_{r1-2}. \quad (9)$$

Если учесть, что работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, то из данного уравнения можно сделать вывод, что полное давление в РК растет $p_2^* > p_1^*$.

В щелевых и лопаточных диффузорах канал также расширяющийся. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК $c_3 > c_2$, что согласно уравнению Бернулли (2) приводит к росту статического давления $p_3 > p_2$ и плотности $\rho_3 > \rho_2$.

Для анализа изменения температуры в выходной системе запишем уравнения энергии в тепловой форме:

$$L_{HA} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0; \quad (10)$$

$$L_{HA} = i_3^* - i_2^* = 0. \quad (11)$$

Учитывая, что в НА работа не подводится $L_{HA} = 0$, снижение абсолютной скорости компенсируется ростом энтальпии $i_3 > i_2$. А это в свою очередь приводит к росту температуры $T_3 > T_2$.

Отсутствие подвода работы обуславливает равенство полных энтальпий температур на входе и выходе РК $i_3^* = i_2^*$ и $T_3^* = T_2^*$.

Уравнение энергии в механической форме для НА выглядит следующим образом можно:

$$L_{HA} = \frac{p_3^* - p_2^*}{\rho} + L_{r2-3} = 0. \quad (12)$$

Так как $L_{HA} = 0$, изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $L_{r2-3} \ll L_K$, то падение полного давления будет незначительным.

Обычно оно не превышает 5%. Если бы процесс в выходной системе проходил без потерь, то полное давление было бы там неизменно $p_3^* = p_2^*$.

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине компрессора приведен на рис. 1.16.

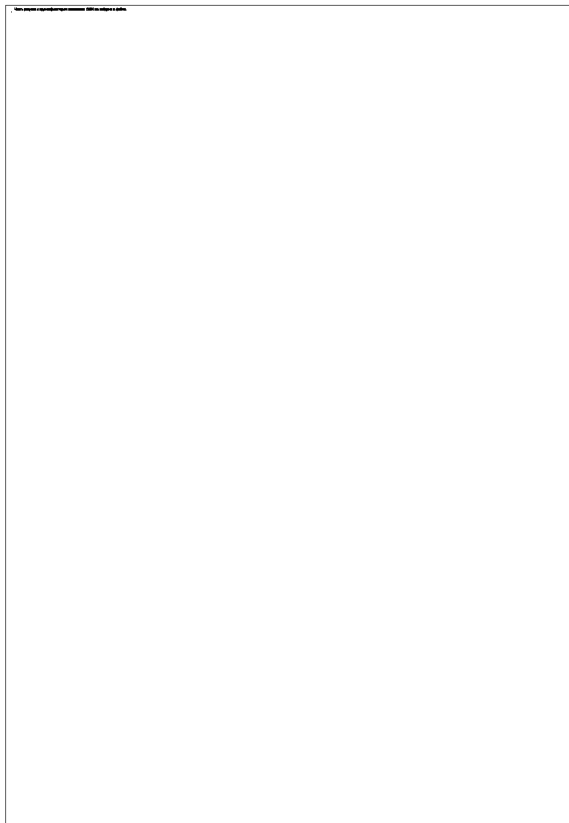


Рис. 1.16. Изменение параметров по длине ступени компрессора

1.5. Основные параметры, характеризующие работу степени компрессора

Работа компрессора характеризуется большим количеством различных параметров. Условно их можно разделить на три

группы: геометрические (характеризующие размеры компрессора), кинематические (характеризующие кинематику потока в ступени) и энергетические (характеризующие процесс превращения энергии).

Однако наиболее значимыми являются степень сжатия π_k^* и КПД η_k . Эти величины используются для построения характеристик компрессора. Также стоит отметить расход воздуха G_θ и частоту вращения РК n , которые для компрессора являются параметрами, определяющими режим его работы.

1.5.1. Степень сжатия компрессора

Основным параметром компрессора является степень сжатия π_k^* . Величина, равная отношению давления на выходе из компрессора к давлению на входе:

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_\theta^*} \quad (13)$$

Степень сжатия показывает во сколько раз возрастает давление в компрессоре.

1.5.2. КПД компрессора и преобразование энергии в ступени компрессора

Компрессор является не только механическим устройством, в котором к потоку рабочего тела подводится работа. Этот процесс сопровождается одновременным изменением давления и температуры, что однозначно характеризует его как тепловую машину.

С точки зрения термодинамики в компрессоре происходит процесс сжатия газа. Этот процесс может быть проиллюстрирован с помощью термодинамических диаграмм.

На рис. 1.17 приведена p - v диаграмма процесса сжатия. Кривая « BK_s » соответствует изоэнтропическому (идеальному) сжатию. Точка « B » соответствует начальному состоянию рабочего тела, « K_s » — конечному. Величина изоэнтропической работы L_{ks} на диаграмме равна площади фигуры « B - K_s -1-2». Ее величину можно найти с помощью следующего выражения:

$$L_{ks} = \frac{k}{k-1} RT_B \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (14)$$

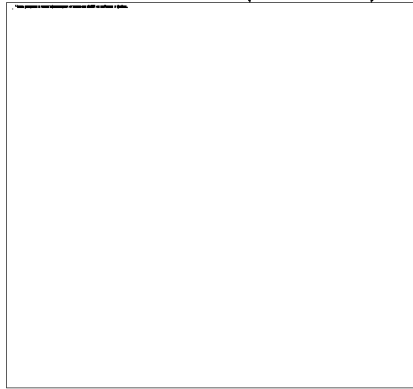


Рис.1.17. p - v диаграмма процесса сжатия

В реальном политропическом процессе, вследствие трения слоев газа друг о друга, выделяется тепло, в результате чего температура в конце больше чем в идеальном случае $T_K > T_{KS}$. По этой причине точка «К» соответствующая окончанию реального процесса находится на пересечении изобары $p_K = \text{const}$ и изотермы $T_K = \text{const}$. Поскольку $T_K > T_{KS}$, то изотерма $T_K = \text{const}$ лежит правее изотермы $T_{KS} = \text{const}$. То есть точка «К» располагается на той же изобаре, что и точка «К_с», но находится правее. Работа сжатия в политропическом процессе $L_{ПС}$ равна площади фигуры «В-К-2-1». Из рисунка видно, что эта площадь больше площади соответствующей идеальной работе. То есть работа реального сжатия больше работы сжатия в идеальном процессе $L_{KS} < L_{ПС}$. Разница между этими работами называется дополнительной работой на объемное сжатие ΔL_v и вызвана тем, что нагретый газ сжать труднее. Как видно из уравнения (14) с ростом температуры на входе в компрессор работа сжатия увеличивается. Работа объемного сжатия равна площади фигуры «К-В-К_с».

Анализируя сказанное выше можно сделать вывод, что трение слоев газа в проточной части имеет двойное отрицательное

воздействие. Действительно вначале необходимо затратить работу на преодоление сил трения $L_{r(B-K)}$, в результате чего выделится тепло Q_{BK} . Затем нужно совершить дополнительную работу ΔL_V для сжатия более нагретого газа.

То есть политропическая работа сжатия в компрессоре равна:

$$L_{\text{пол}} = L_{ks} + L_{r(B-K)} + \Delta L_V. \quad (15)$$

P - v диаграмма не позволяет оценить все составляющие последнего выражения. Поэтому чаще для анализа применяется T - S -диаграмма (рис. 1.18). Идеальный процесс сжатия, происходящий без трения, на диаграмме изображается в виде вертикального отрезка « BK_s ». Эта изоэнтропа располагается между двумя изобарами $p_\theta = \text{const}$ и $p_K = \text{const}$, соответствующими начальному и конечному давлению и двумя изотермами $T_\theta = \text{const}$ и $T_{Ks} = \text{const}$.

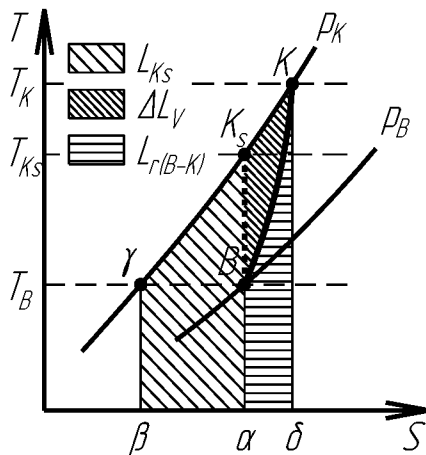


Рис. 1.18. T - S диаграмма процесса сжатия

Как отмечалось ранее, действительный процесс сжатия сопровождается потерями, в результате температура потока на выходе из компрессора в реальном процессе будет больше, чем в идеальном. Таким образом точка « K » соответствующая концу реального процесса сжатия будет располагаться на пересечении

изобары $p_k = \text{const}$ и изотермы, соответствующей конечной температуре T_k , которая лежит выше изотермы $T_{ks} = \text{const}$. Реальное изменение состояния воздуха показывает политропа «BK», принципиальное положение которой показано на рис. 1.18.

В T - S диаграмме можно выделить площади соответствующие членам уравнения (15). Тепло подведенное к газу равно площади под политропой «BK» Q_{BK} (фигура « α -B-K- δ »). Поскольку в компрессоре тепло специальным образом не подводится, то тепло Q_{BK} представляет собой тепло, выделявшееся в результате преодоления трения на участке «BK». Отсюда следует, что указанная площадь равна работе на преодоление потерь $L_{r(B-K)}$. Суммарная работа компрессора L_k равна вертикальной площади под изобарой $p_k = \text{const}$ (фигура « β - γ -K- δ »). Аналогично изоэнтروпическая работа L_{ks} будет характеризоваться площадью « β - γ - K_s - α ». Сопоставляя члены уравнения (15) с установленными значениями площадей нетрудно заметить, что работа объемного сжатия ΔL_V равна площади фигуры «K-B- K_s ».

Рассматривая реальный и идеальный процесс в T - S диаграмме работы, сжатия можно определить по следующим соотношениям:

$$L_k = c_p(T_k - T_B); \quad (16)$$

$$L_{ks} = c_p(T_{ks} - T_B). \quad (17)$$

Здесь c_p — это среднее значение теплоёмкости рабочего тела (воздуха) при постоянном давлении в интервалах температур $(T_{ks} - T_B)$ и $(T_k - T_B)$.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен в более простой форме. Как неоднократно отмечалось, для его функционирования подводится мощность от стороннего источника. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия переда-

ется от привода через вал к лопаткам РК, а на втором этапе от лопаток передается потоку.

Мощность, подводимая от привода к валу РК называется затраченной N_m . Поделив ее на расход воздуха через компрессор G_g получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела проходящий через компрессор:

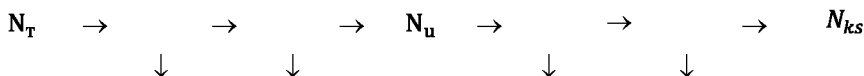
$$H_z = \frac{N_m}{G_g}. \quad (18)$$

В компрессоре эта удельная работа часто называют **затраченной напором**. Полученная энергия по валу и диску перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности N_{mp} теряется на преодоление трения диска о газ. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела N_{ym} . Мощность дошедшая до рабочих лопаток называется мощностью на окружности колеса N_u . Если ее поделить на расход воздуха, то можно найти работу на окружности РК, которая согласно уравнению момента количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_g} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (19)$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение его потенциальной и кинетической энергии. Часть мощности расходуется на преодоление трения в ПЧ компрессора N_r . Часть энергии тратится из-за того, что приходится сжимать более нагретый вследствие потерь газ ΔN_v . Оставшаяся энергия подводится к рабочему телу и идет на сжатие рабочего тела. Это не что иное как мощность изоэнтروпического сжатия $N_{ks} = G_b L_{ks}$, которую можно найти с помощью уравнения (14).

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически.



$$N_{mp} \quad N_{ym} \quad N_r \quad \Delta N_v$$

Совершенство процесса преобразования механической энергии в потенциальную энергию сжатых газов в ступени компрессора оценивается **коэффициентом полезного действия (КПД)**.

КПД компрессора это отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой является работа идеального компрессора L_{ks} , в котором отсутствует трение и сжатие происходит изоэнтروпически. Затраченная работа — работа, подведенная к компрессору от источника мощности — затраченный напор H_z . Для ступеней современных компрессоров величина дисковых потерь и утечек в зазорах обычно не превышает 2%. Поэтому на этапе предварительных расчетов в качестве затраченной работы принимают работу на окружности колеса L_u , что позволяет значительно упростить определение КПД.

$$H_T = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (20)$$

Это уравнение равносильно уравнению:

$$H_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{r1-2}. \quad (21)$$

Когда в связи с лопаточными машинами говорят про КПД компрессора, подразумевают **изоэнтروпический КПД**, что является равнозначным термину «**адиабатический КПД**», так как процесс сжатия обратимый. В литературе встречаются обозначения η_{ad} , η_{ks} , но по ГОСТ 23851-79 надо писать η_k .

Изоэнтропический КПД компрессора определяется как отношение минимальной работы, которая нужна для повышения давления к действительной работе, которая при сжатии совершается:

$$\eta_k = \frac{L_{ks}^*}{L_k^*} = \frac{c_p(T_{ks}^* - T_\theta^*)}{c_p(T_k^* - T_\theta^*)} = \frac{T_\theta^* \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k^* - T_\theta^*}. \quad (22)$$

Изоэнтропический КПД соответствует отношению площади фигуры « β - γ - K_s - α » к площади « β - γ - K - δ » на Т-S диаграмме.

В ряде случаев для компрессора требуется оценить уровень потерь энергии на трение $L_{\tau(B-K)}$ или для оценки степень совершенства ПЧ, то пользуются *политропическим КПД*:

$$\eta_{кп} = \frac{L_{ПС}}{L_{ПС} + L_{\tau(B-K)}}, \quad (23)$$

где $L_{ПС}$ работа политропического сжатия.

Политропический КПД соответствует отношению площади фигуры « β - γ - K - B - α » к площади « β - γ - K - δ » на T - S диаграмме.

Сравнивая площади на T - S диаграмме для изэнтропической и политропической работы сжатия, видим, что $\eta_k < \eta_{кп}$.

При рассмотрении компрессора в составе ГТУ, КПД компрессора рассматривается по параметрам заторможенного потока:

$$\eta_k^* = \frac{L_{кс}^*}{L_k^*} = \frac{c_p(T_{кс}^* - T_{\sigma}^*)}{c_p(T_k^* - T_{\sigma}^*)} = \frac{T_{\sigma}^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k^* - T_{\sigma}^*}. \quad (24)$$

1.5.3. Степень реактивности

Механическая работа к потоку рабочего тела подводится только в РК. Часть этой работы расходуется на повышение давления в РК, а другая на увеличение кинетической энергии потока в нем, часть которой потом преобразовывается в потенциальную энергию в НА.

Величина равная отношению работы сжатия в РК к теоретическому напору в ступени компрессора называется степенью реактивности ρ_k .

$$\rho_k = \frac{\int_1^2 \frac{dp}{\rho}}{\int_1^3 \frac{dp}{\rho}}. \quad (25)$$

Эта величина характеризует распределение работ сжатия между РК и НА.

Работа сжатия в РК без учета гидравлических потерь равна:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (26)$$

С учетом формул (26) и (21) выражение (25) примет следующие виды:

$$\rho_k = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_1^2)}{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)} \quad (27)$$

$$\rho_k = \frac{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})} \quad (28)$$

$$\rho_k = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2H_m} \quad (29)$$

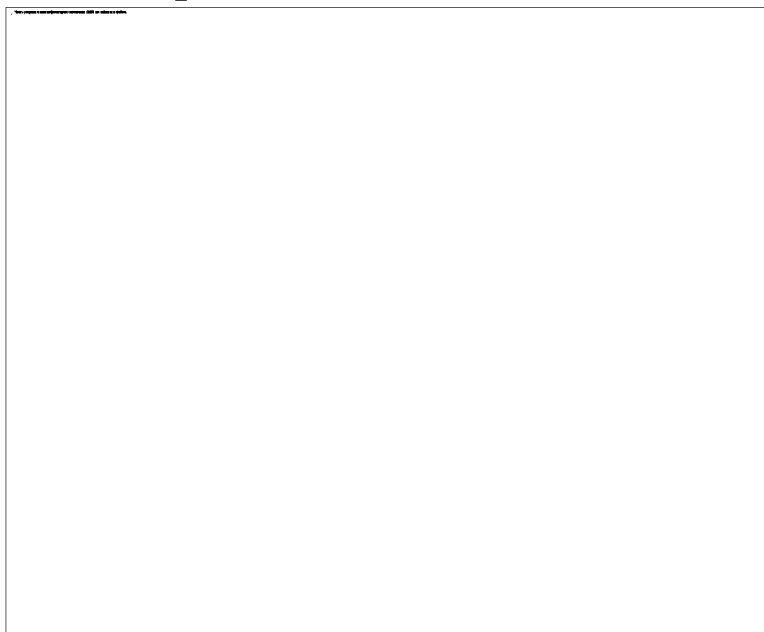
Из этих формул следует, что чем меньше степень реактивности ρ_k , тем большая часть теоретического напора H_m тратится на разгон потока в рабочем колесе. Низкая степень реактивности не выгодна, так как этим вызывается повышенные потери в выходной системе.

Как видно из выражений (25), (27), (28) и (29) величина степени реактивности ρ_k может принимать значения от 0 до 1. По величине ρ_k ступени компрессора делятся на три группы:

- ступени, у которых $\rho_k = 0$ называются активными;
- ступени, у которых $\rho_k = 1$ называются чисто реактивными;
- ступени, у которых $1 > \rho_k > 0$ называются реактивными.

В активной ступени ($\rho_k = 0$) величина $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = 0$, следовательно давление в рабочем колесе не меняются $p_1 = p_2$, ровно как и относительные скорости $w_1 = w_2$. Равенство скоростей обеспечивается за счет постоянной площади проходного сечения межлопаточного канала РК (рис. 1.19).

В активной ступени все сжатие рабочего тела происходит в выходной системе, а РК выполняет только функции подвода механической работы и проталкивания рабочего тела. При этом вся подводимая в РК работа расходуется на повышение кинетической энергии $c^2/2$.



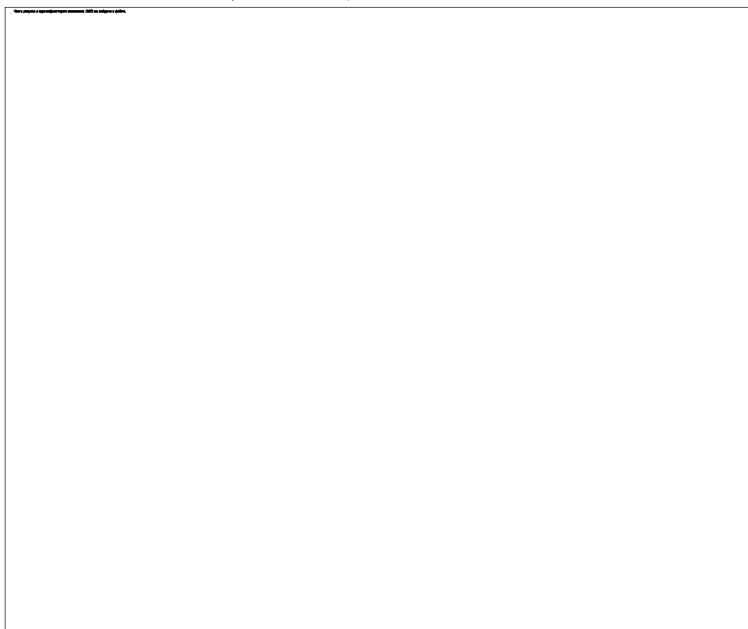
а) элементарные решетки ступени; *б)* изменение давления в ступени; *в)* план скоростей

Рис. 1.19. Схема активной ступени осевого компрессора ($\rho_k = 0$)

Каналы НА активной ступени имеют большую степень диффузорности, что приводит к большим потерям энергии при торможении потока там. Данное обстоятельство ограничивает область применения активных ступеней.

Другой крайностью является чисто реактивная ступень ($\rho_k = 1$). В ней сжатие происходит только в РК, в выходной системе изменения давления и абсолютной скорости не происходит $p_3 = p_2$ и $c_3 = c_2$. Это достигается за счет того, что межлопаточ-

ные каналы НА имеют неизменную площадь проходного сечения на всем протяжении (рис. 1.20).



а) элементарные решетки ступени; б) изменение давления в ступени; в) план скоростей

Рис. 1.20. Схема чисто реактивной ступени осевого компрессора ($\rho_k = 1$)

Реализация всего сжатия в РК, приводит к существенному торможению потока в относительном движении, для чего межлопаточные каналы РК должны иметь большую диффузорность. Это в свою очередь обуславливает высокий уровень потерь энергии в РК. По этой причине применение таких ступеней носит ограниченный характер.

Для чисто реактивных ступеней должно выполняться условие $c_{2u} = -c_{1u}$. Значит, такие ступени должны обязательно иметь предварительную закрутку потока, направленную против вращения РК.

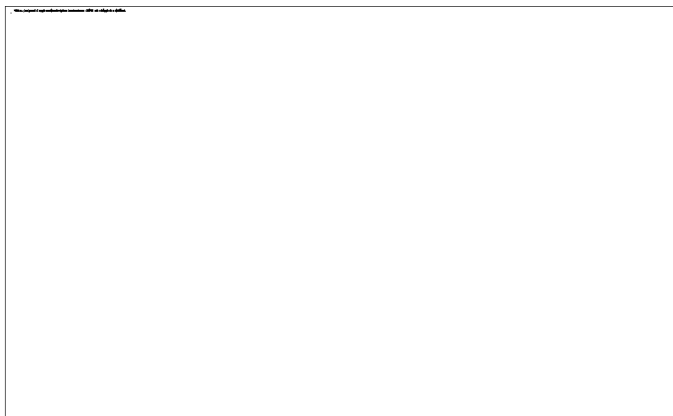
1.6. Закрутка потока на входе в ступень компрессора

Если поток воздуха, входящий в компрессор, сразу попадает в РК (т.е. отсутствует входной НА), то вектор скорости на входе c_1 имеет осевое направление ($c_1 = c_{1a}$). То есть, $\alpha_1 = 90^\circ$. План скоростей осевой ступени без закрутки потока показан на рис. 1.21. пунктиром.

Если направление потока на входе отличается от осевого направления, у абсолютной скорости появляется окружная составляющая c_{1u} , которая называется *предварительной закруткой*. Если направление проекции c_{1u} совпадает с направлением окружной скорости u_1 , то закрутка считается положительной $c_{1u} > 0$, если направление указанных векторов скоростей противоположно, то закрутка считается отрицательной $c_{1u} < 0$. Закрутка потока на входе в РК создается с помощью *входного направляющего аппарата* (ВНА).

Рассмотрим, как влияет положительная закрутка на рабочий процесс в ступени компрессора при неизменной частоте вращения ротора n , расходе рабочего тела G_g и угле поворота потока в РК $\Delta\beta$. План скоростей при этом изменится так, как показано на рис. 1.21 (сплошная линия).

Как видно из рис. 1.21, введение положительной закрутки при неизменном расходе рабочего тела G_g и частоте вращения n приводит к уменьшению относительной скорости на входе в РК w_1 . Она во многом определяет уровень потерь в РК, поэтому ее снижение приводит к уменьшению потерь и росту КПД компрессора. Однако при применении положительной закрутки второй член уравнения (20) ($u_1 c_{1u}$) увеличивается (при отсутствии закрутки он равен нулю), что приводит к уменьшению теоретического напора H_T . Это подтверждается уменьшением разности проекций ΔW_u , которая для осевых компрессоров прямо пропорциональна H_T (рис. 1.21).



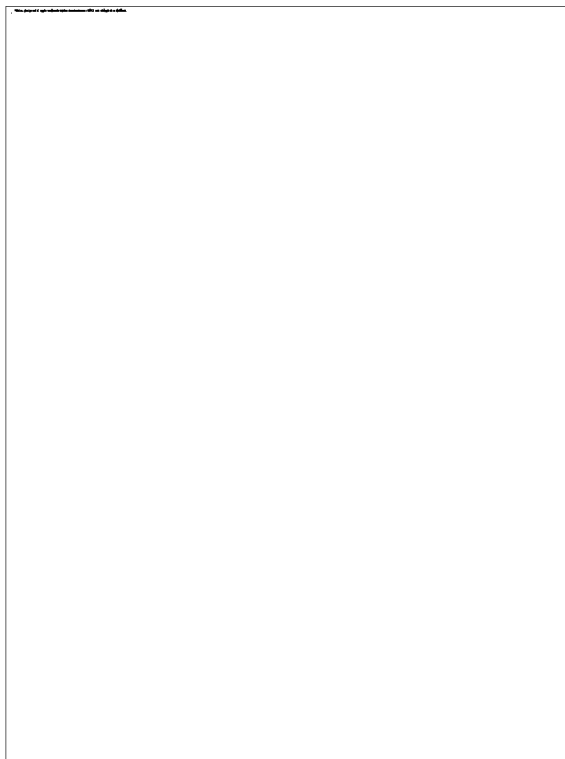
Пунктирная линия – ступень без закрутки $c_{1u} > 0$

Сплошная линия – ступень с положительной закруткой $c_{1u} > 0$

Рис. 1.21. Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки

Положительную закрутку можно выполнить таким образом, чтобы величина скорости потока в относительном движении не менялась $w_1 = w_1^*$. Это позволит сохранить уровень потерь и КПД на исходном уровне. Равенства относительных скоростей в этом случае достигается за счет увеличения частоты вращения ротора и окружной скорости ($u_1 > u_1^*$ и $u_2 > u_2^*$). При этом естественно возрастут и абсолютные скорости ($c_1 > c_1^*$ и $c_2 > c_2^*$). Изменение планов скоростей осевых компрессоров при этом показано на рис. 1.22.

Если угол поворота потока в РК $\Delta\beta$ при этом оставить неизменным, то разность проекций ΔW_u останется неизменной, что подтверждается анализом треугольников скоростей на рис. 1.22. Это факт вместе с увеличением окружной скорости говорит о увеличении теоретического напора $H_T = U\Delta W_u$ и в конечном итоге степени сжатия π_k^* . Увеличение H_T при неизменной работе сжатия в РК (т.к. $\Delta w_u = \text{const}$) приведет к снижению степени реактивности ρ_k .



a – ступень без закрутки $c_{1u} > 0$

b – ступень с положительной закруткой и неизменной относительной скоростью $c_{1u} > 0$

Рис. 1.22. Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки при неизменной относительной скорости w_1

Обобщая полученные результаты, можно прийти к выводу, что применение положительной закрутки позволяет уменьшить потери в РК за счет снижения затраченного напора H_T , либо увеличить его при высоком уровне КПД.

Если аналогичным образом рассмотреть введение отрицательной закрутки $c_{1u} < 0$, то можно прийти к выводу, что она позволяет увеличить работу ступени при снижении его КПД.

1.7. Напорная характеристика ступени компрессора

Размеры проточной части компрессора, число ступеней, параметры ступеней и решеток определяются при газодинамическом проектировании только для одного режима, который называется *расчетным* или *проектным*. Соответственно, параметры на этом режиме также называются проектными.

В процессе эксплуатации рабочий режим газотурбинных установок и двигателей может меняться в широких пределах. Это может быть вызвано изменением потребной тяги или мощности, внешних условий, высоты полета и т.п. Особенно в широком диапазоне меняются режимы работы ГТД авиационного применения. В результате условия работы компрессоров, входящих в состав двигателей меняются в широких пределах. Это приводит к изменению частоты вращения, степени повышения давления в компрессоре, расхода воздуха, скоростей потока и углов натекания воздуха на лопатки. В результате изменяется мощность, потребляемая компрессором, и его КПД, а в некоторых случаях возможно появление неустойчивых режимов, нежелательных в эксплуатации.

Поэтому, как отмечалось в разделе 1.1, одним из важнейших требований к компрессору является благоприятное протекание характеристик. То есть, достаточно высокий КПД и степень сжатия, а также отсутствие неустойчивых режимов на всех эксплуатационных режимах.

Зависимость параметров, характеризующих работу компрессора, от параметров, характеризующих режим его работы, называется *характеристикой компрессора*. Работа компрессора чаще всего характеризуется двумя параметрами: степенью сжатия π_k^* и КПД η_k . Режим работы компрессора определяется частотой вращения РК n и расходом воздуха G_g , либо комплексами, связанными с ними $(q(\lambda_g), \lambda_g, G_g p^* / \sqrt{T^*})$ и т.п.).

Знание характеристик необходимо для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установке, оптимального регулирования турбокомпрессора, обеспечивающего работу в области характеристик с высокими КПД при условии достаточности запасов газодинамической устойчивости компрессора.

Характеристики можно определять расчётным путём. Однако вследствие сложности процессов, протекающих в компрессоре, современные методы расчета не обеспечивают с достаточной точностью получение характеристик в области, примыкающей к границе устойчивой работы. Особенно значительная погрешность имеет место при определении границы устойчивой работы или, как ее часто называют, границы срыва. В связи с этим наиболее надежным методом получения характеристик является экспериментальный.

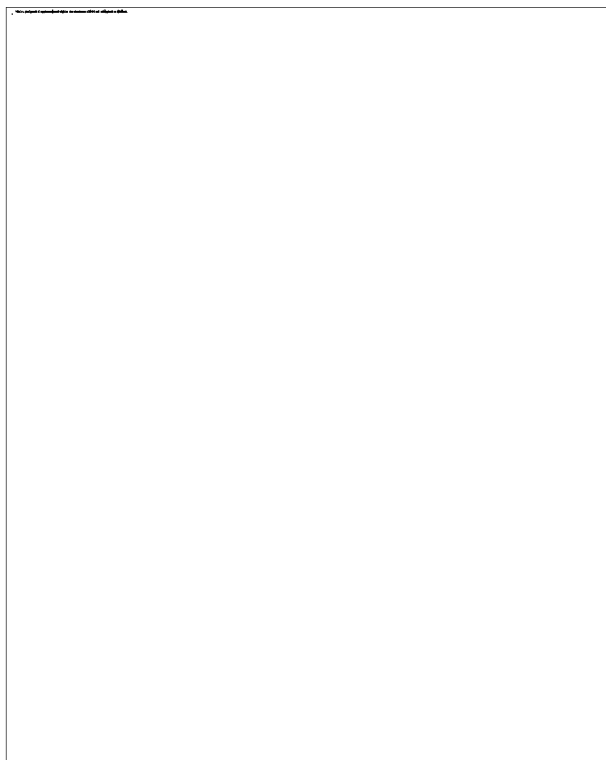
Рассмотрим, как меняются параметры, характеризующие работу компрессора с изменением расхода воздуха при постоянной частоте вращения ротора $n=const$. С этой целью мысленно рассечем входной направляющий аппарат (ВНА) и РК цилиндрической поверхностью диаметром D_{cp} . Поверхность сечения развернем на плоскость, получив элементарную решетку профилей (рис. 1.23).

Постоянство частоты вращения обуславливает неизменность окружной скорости u_i . Учитывая, что мощность приводной турбины прямо пропорциональная крутящему моменту на ней:

$$N_T = M_{\kappa} \omega = M_{\kappa} \frac{\pi n}{30}, \quad (30)$$

который в свою очередь зависит от частоты вращения и перепада давлений на турбине, то можно заключить, что при $n=const$ мощность турбины N_T неизменна. **Спорно**

На рис. 1.23 пунктирной линией изображен треугольник скоростей на входе в РК на расчетном режиме. Обратите внимание, что на этом режиме угол потока в относительном движении β_1 близок к входному конструктивному углу РК $\beta_{1\lambda}$.



Пунктир — треугольник скоростей на расчетном режиме;

Сплошная линия — треугольник скоростей при увеличенном расходе рабочего тела

Рис. 1.23. Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Рассмотрим, каким образом влияет на работу ступени компрессора увеличение расхода рабочего тела G_g относительно значения на расчетном режиме.

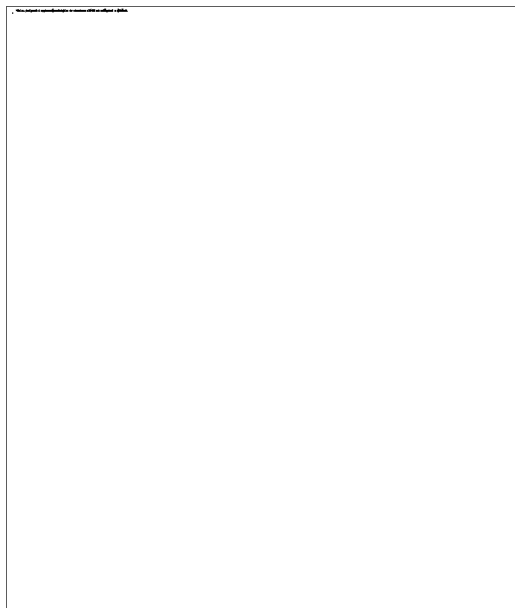
Как отмечалось в разделе 1.2, расход рабочего тела через компрессор G_g определяется проекцией скорости перпендикулярной сечению, через которое осуществляется истечение. Для сечения на входе в компрессор это осевая проекция c_{1a} . Поэтому с увеличением G_g c_{1a} растет пропорционально ему. При этом направление вектора c_1 остается неизменным, поскольку оно

определяется конструктивными углами ВНА, которые не меняются. Зная направление вектора и его осевую проекцию легко найти значение скорости c_1 соответствующее увеличенному расходу. Учитывая, что окружная скорость не меняется ($u_1 = const$) легко найти и скорость потока на входе в РК в относительном движении w_1 . Треугольник скоростей на входе в РК при увеличенном расходе воздуха изображен на рис. 1.23 сплошной линией.

Как видно из рис. 1.23 рост расхода рабочего тела приводит к росту угла потока в относительном движении β_1 . Угол натекания на лопатки РК отклонится от расчетного, угол атаки i становится отрицательным, что приведет к возникновению отрыва потока с рабочей стороны лопатки (корытца). Вращение РК будет прижимать срывную зону к стенке лопатки и локализовывать ее. Из-за отклонения угла атаки от оптимального значения и возможного наличия отрыва КПД ступени η_k уменьшается.

Поскольку при $n=const$, мощность, подводимая к компрессору, не меняется, то рост расхода рабочего тела G_g приведет к тому, что работа, подводимая к одному килограмму рабочего тела уменьшится, а это согласно (14) приведет к снижению степени сжатия π_k^* . Сказанное можно подтвердить изменением планов скоростей ступени осевого компрессора, приведенным на рис. 1.24. Видно, что увеличение расхода при $n=const$ снижает ΔW_u , что говорит о снижении затраченного напора H_T .

При существенном увеличении расхода в «горле» (самом узком месте) лопаточного венца относительные скорости становятся равными скорости звука и «горло» «запирается», т.е. не может пропустить больший объемный расход воздуха. За «горлом» возникает сверхзвуковая область течения, которая замыкается скачками уплотнения с присущими им волновыми потерями. Это и приводит к снижению напора и КПД, при этом правые ветви зависимостей $\pi_k^*, \eta_k = f(G_g)$ становятся приближающимися к вертикальному направлению.

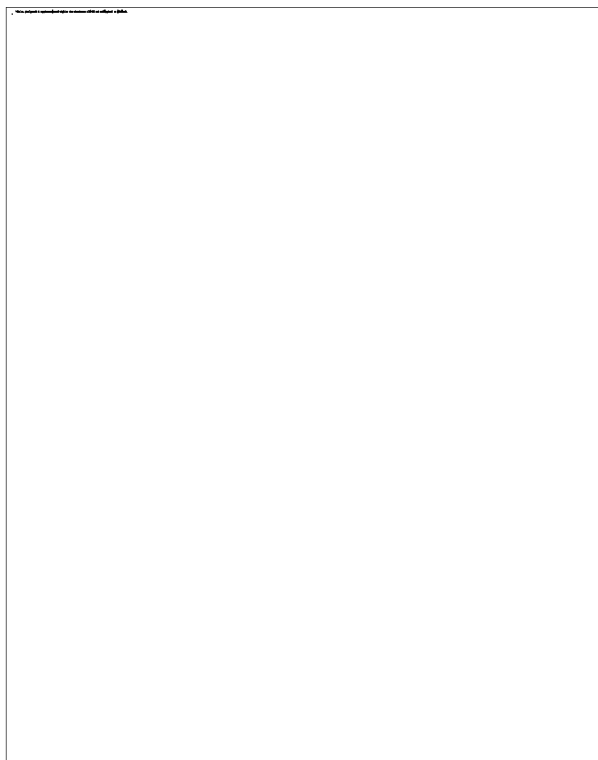


- а) – расчетный режим;
 б) – увеличенный расходе рабочего тела

Рис. 1.24. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Таким образом, увеличение расхода рабочего тела G_b по сравнению с расчетным значением приводит к уменьшению как КПД η_k компрессора, так и степени сжатия π_k^* .

При уменьшении расхода воздуха G_b относительно расчетного значения осевая составляющая скорости c_{1a} уменьшается. Направление скорости c_1 не изменяется. Поэтому при неизменной частоте вращения угол β_1 уменьшится и угол атаки i станет положительным (рис. 1.25). Это 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. Таким образом, отрыв со спинки гораздо более опасен и в большей мере снижает КПД ступени η_k .

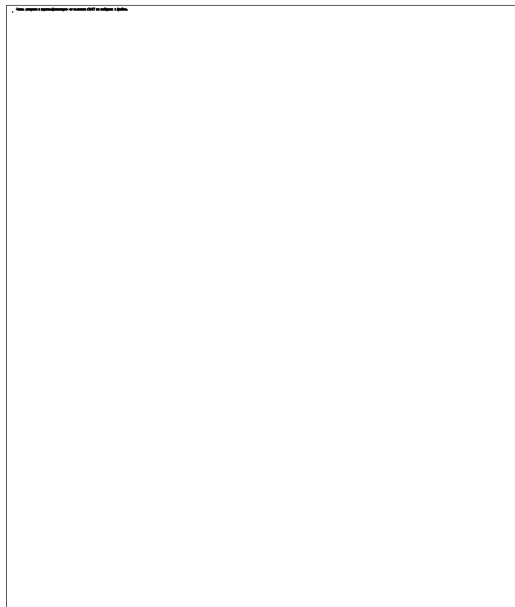


Пунктир — треугольник скоростей на расчетном режиме;
Сплошная линия — треугольник скоростей при уменьшенном расходе рабочего тела

Рис. 1.25. Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при уменьшении расхода воздуха относительно расчетного значения

Из-за снижения расхода G_B при $n=const$ увеличивается работа, передаваемая каждой единице массы воздуха, что сопровождается ростом степени сжатия π_k^* . Сказанное можно подтвердить изменением планов скоростей ступени осевого компрессора, показанным на рис. 1.26. Видно, что уменьшение расхода при $n=const$ увеличивает ΔW_u , что говорит о росте затраченного напора H_T . В то же время значительное увеличение потерь из-за отрыва на спинке снижает подводимую к рабочему телу работу и при достижении некоторого значения расхода воздуха G_B степень

сжатия начинает уменьшаться. В конечном итоге уменьшение расхода приведет к полномасштабному срыву, который проявляется в виде повышенных пульсаций потока и приводит к резкому снижению напора и КПД. Эксплуатация при расходах меньших, чем в точке срыва невозможна.



- а) – расчетный режим;
- б) – увеличенный расходе рабочего тела

Рис. 1.24. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Это приводит к тому, что максимум π_k^* находится левее расчетного режима.

Проведенный анализ позволяет построить зависимость, параметров характеризующих работу компрессора от расхода воздуха через него $\pi_k^*, \eta_k = f(G_v)$ при $n = \text{const}$, показанную на рис. 1.27. Характеристика компрессора, полученная при $n = \text{const}$, также называется *напорной линией* или *напорной характеристикой*.

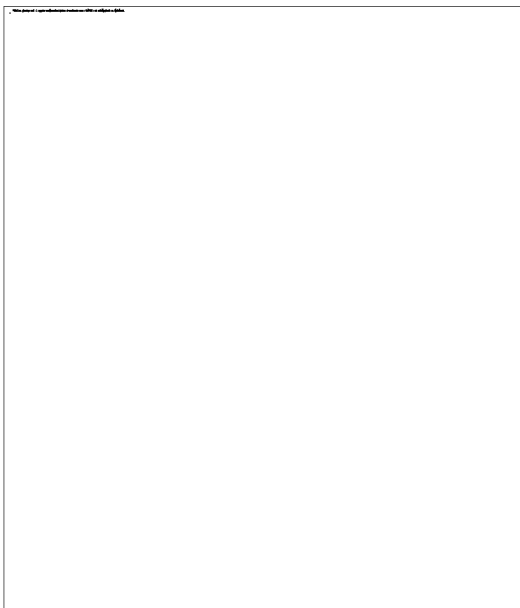


Рис. 1.27. Типовой вид напорной характеристики ступени компрессора

1.8. Характеристика компрессора

Очевидно, что при эксплуатации компрессора в составе агрегата или силовой установки ему редко приходится работать на строго фиксированной частоте вращения n . По этой причине напорной характеристики не достаточно для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установки, оптимального регулирования турбокомпрессора и пр.

Поэтому на практике получают семейство напорных линий полученных при разных частотах вращения, которые образуют характеристику компрессора (рис. 1.28).

При увеличении частоты вращения n согласно уравнению (20) увеличивается затраченный напор H_r компрессора, что приводит к росту степени сжатия π_k^* . Кроме того, при увеличении частоты вращения возрастают усилия, с которыми лопатка действует на рабочее тело, находящееся в межлопаточном канале, что в конечном итоге увеличивает его расход G_b . Таким образом, рост частоты вращения приводит к одновременному

увеличению расхода воздуха через компрессор и степени сжатия. Это приводит к тому, что напорная линия на характеристике смещается вправо вверх (рис. 1.28, 1.29).

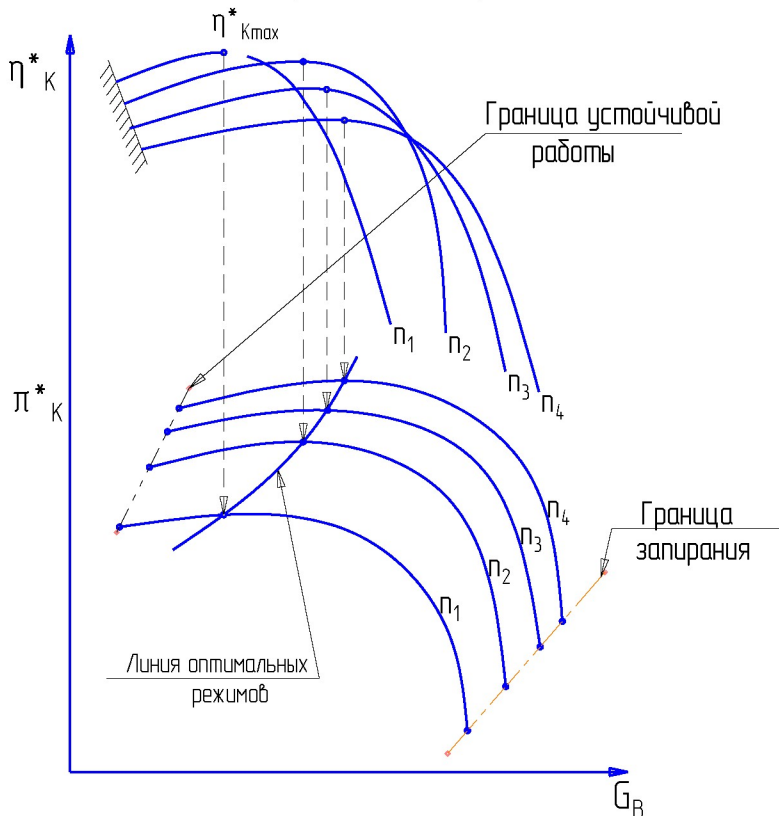
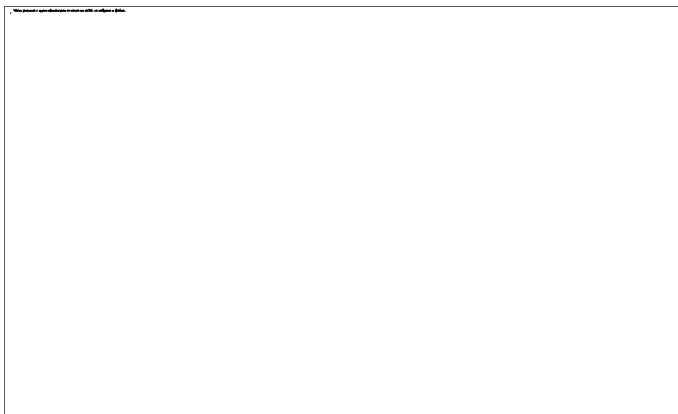


Рис. 1.28. Типовая характеристика центробежного компрессора

Характеристики компрессора в виде, показанном на рис. 1.28 не удобны в применении. На практике чаще используют характеристики представляющие собой зависимость $\pi_k^* = f(G_b, n)$ с нанесенными на них линиями постоянного КПД $\eta_k = \text{const}$ (рис. 1.29).



- 1 – граница срыва;
2 – линия оптимальных режимов.

Рис. 1.29. Наиболее распространенная форма представления характеристики компрессора

Линия, соединяющая точки срыва разных напорных линий образует границу срыва. Работа на режимах находящихся сопровождается интенсивными пульсациями потока в компрессоре, сопровождающихся резким ухудшением параметров и увеличением нагрузок на лопатки. В этой связи стараются проектировать силовые установки так, чтобы рабочие точки на характеристики компрессора находились достаточно далеко от границы срыва.

Количественная оценка запаса газодинамической устойчивости (запаса до срыва) производится при неизменной частоте вращения $n = const$ по коэффициенту газодинамической устойчивости:

$$K_y = \frac{\pi_{кг}^* / G_{вг}}{\pi_{кр}^* / G_{вр}}, \quad (31)$$

где $\pi_{кр}^*$, $\pi_{кг}^*$ – степени повышения давления в рабочей точке и на границе устойчивости (срыва);

$G_{вр}$ и $G_{вг}$ – соответствующие им расходы воздуха.

Величина

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\% \quad (32)$$

называется запасом газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора. Обычно запасы ГДУ составляют 5...20%.

Экспериментальное получение характеристики проводят в конкретных атмосферных условиях. Параметры компрессора существенно зависят от условий, в которых они были получены. Причем наиболее существенное влияние на степень сжатия согласно выражению (14) оказывает температура входящего воздуха T_b^* . Например, один и тот же компрессор испытанный на холодном воздухе покажет большую степень сжатия π_k^* при одинаковых расходе воздуха G_b и частоте вращения РК n . Это приводит к тому, что сравнение двух характеристик компрессоров, полученных в разных условиях не корректно без специальной обработки результатов.

Для того чтобы, решить эту проблему характеристики строят в универсальных или безразмерных параметрах, которые не зависят от условий в которых были получены. Преобразование характеристик в универсальный вид основано на теории подобия. Согласно ей два потока могут считаться при выполнении трех условий:

- геометрического подобия;
- кинематического подобия — подобия полей скоростей;
- динамического подобия — подобия силовых полей.

В лопаточных машинах эти условия выполняются при равенстве в сопоставляемых потоках осевых и окружных чисел Маха M_a и M_u . Таким образом, режимы течения в компрессорах с соответственно одинаковыми критериями M_a и M_u являются подобными. Числа Маха в эксплуатационной практике не всегда удобны, поэтому зачастую вместо них применяют соответствующие приведенные скорости λ_a и λ_u .

На основе теории подобия возможны два принципиальных варианта построения универсальных характеристик:

- построение характеристике в приведенных параметрах;
- построение характеристике в универсальных параметрах.

Приведенными называются такие значения параметров которые имели бы место при испытании в стандартных атмосферных условиях (САУ) ($T_H = 288,16\text{K}$, $p_H = 101325\text{Па}$).

Приведение — подход, широко применяемый при проектировании и доводке различных силовых установок. Формулы, которые применяются для определения значений параметров в САУ были получены на основе теории подобия:

$$G_{\text{впр}} = G_{\text{в}} \frac{101325}{p_H} \sqrt{\frac{T_H}{288}}, \text{Па.} \quad (33)$$

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{T_H}{288}}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad (34)$$

Внешний вид характеристики, построенной в приведенных параметрах (рис. 1.30) мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.28, 1.29).

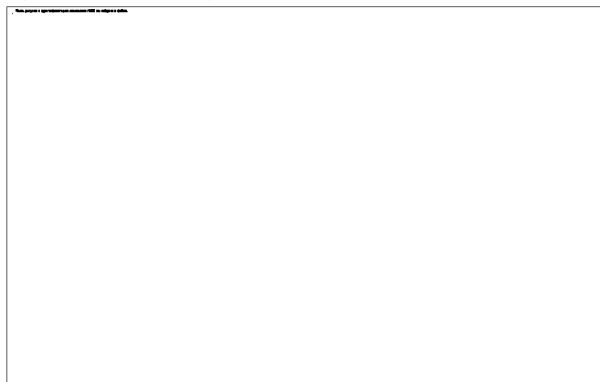


Рис. 1.30. Типовой вид характеристики компрессора построенной по приведенным параметрам

Во втором подходе вместо обычных переменных на характеристике применяются универсальные переменные:

- вместо расхода рабочего тела G_v комплекс $G_v \sqrt{T^*}/p^*$, который однозначно определяется критерием подобия M_a , т.е. сам является критерием подобия.
- вместо частоты вращения n комплекс $n/\sqrt{T^*}$, который однозначно определяется критерием подобия M_u , т.е. сам является критерием подобия.

В этом случае внешний вид характеристики, построенной в универсальных параметрах (рис. 1.31) также мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.28, 1.29).

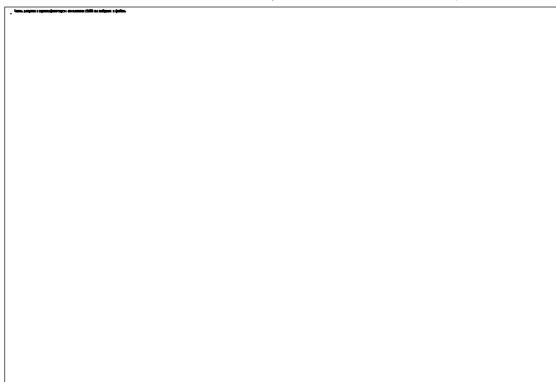


Рис. 1.31. Типовой вид характеристики компрессора построенной по универсальным параметрам

2. ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК

2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре

Наиболее достоверные данные о структуре потока в компрессоре и его 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 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 рабочего процесса центробежного компрессора и получение его характеристик проводятся на специальных стендах. Одна из возможных схем организации стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ, показана на рис. 2.1. Внешний вид установки для испытания центробежных микрокомпрессоров показан на рис. 2.2.

Устроен стенд следующим образом. В корпусе 1 на подшипниках располагается вал 3, на правый конец которого насажено рабочее колесо 4 исследуемого компрессора. Его внешний вид показан на рис.2.3. Компрессор вращается с помощью воздушной микротурбины 5, рабочее колесо которой насажено на другой конец вала 3.

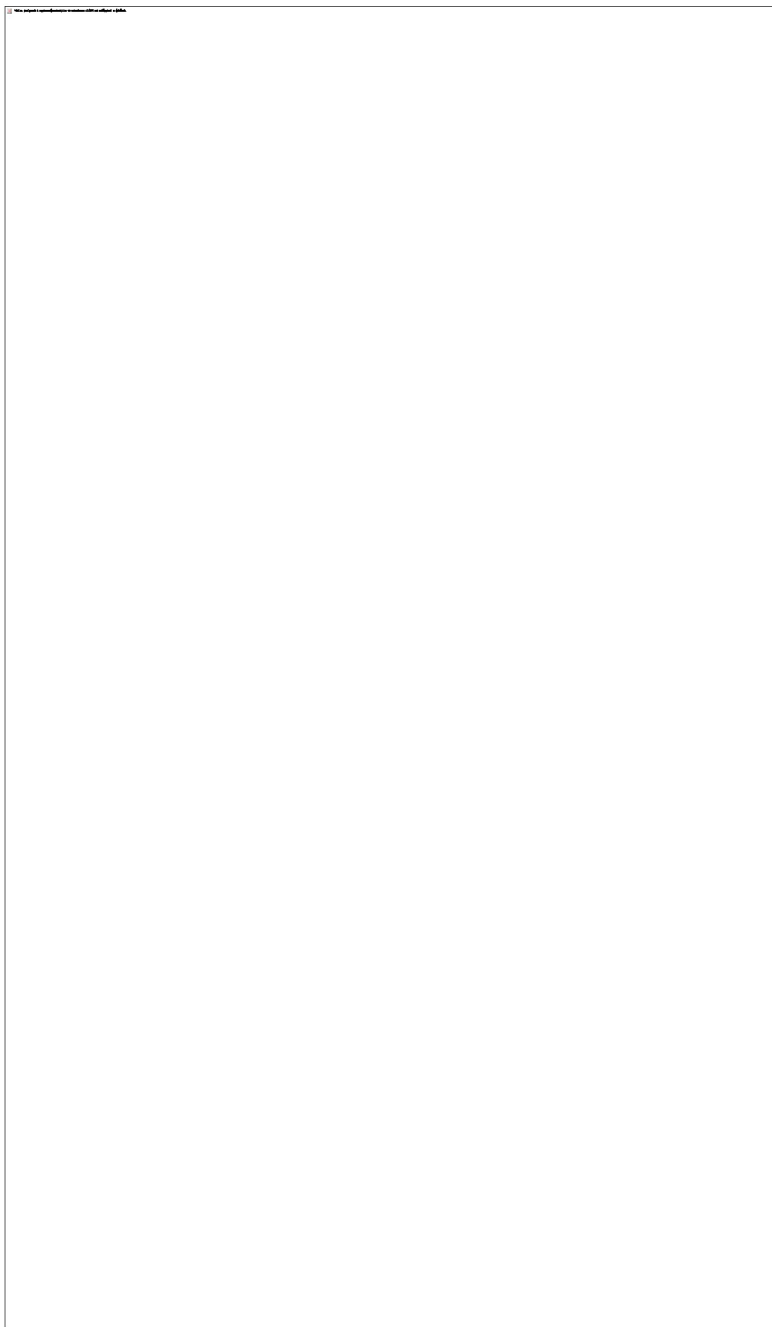


Рис.2.1. Принципиальная схема стенда для исследования рабочего процесса и получения экспериментальных характеристик центробежного микроомпрессора

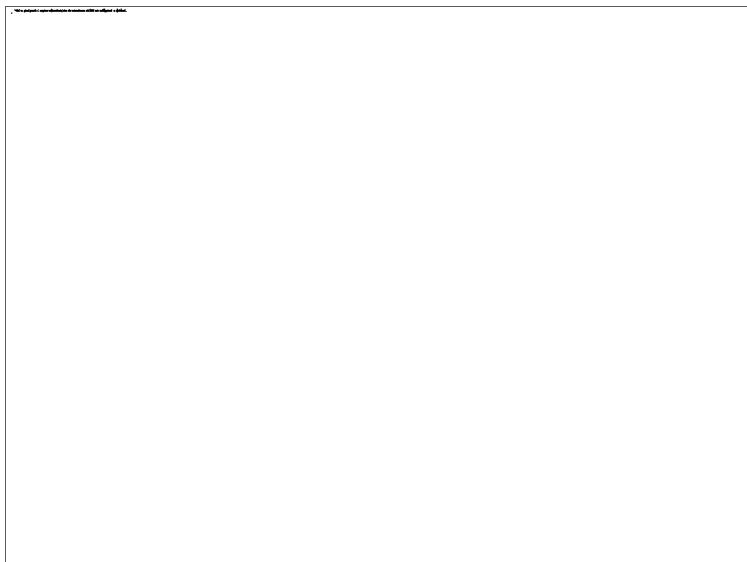
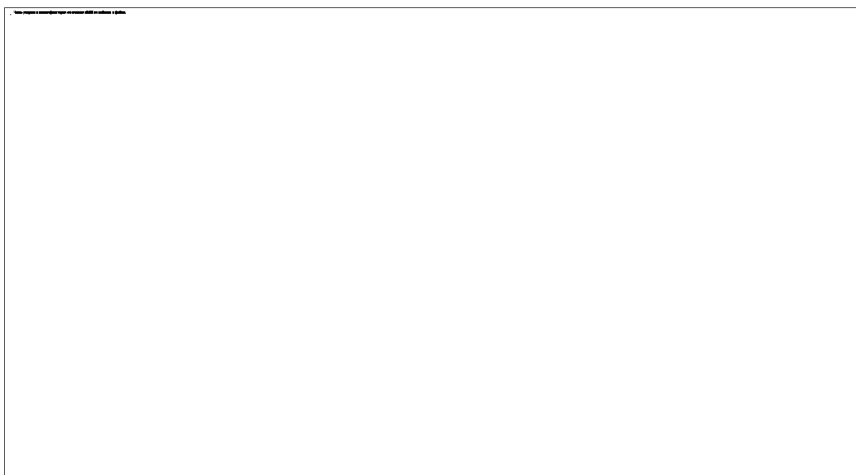


Рис. 2.2. Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик центробежного микрокомпрессора



- 1 – входной направляющий аппарат;
- 2 – рабочее колесо;
- 3 - выпускные окна.

Рис. 2.3. Внешний вид исследуемого центробежного микрокомпрессора

Турбина приводится в действие сжатым воздухом, который предварительно проходит через фильтр 9 и кран-регулятор 10. Сжатый воздух расширяется в турбине до атмосферного давления p_n , совершает работу и передает ее через рабочие лопатки вала, заставляя вращаться РК компрессора.

Работает стенд следующим образом. Атмосферный воздух засасывается работающим компрессором. Прежде чем попасть на его вход, воздух проходит мерную трубу 6, в которой установлено расходомерное устройство 7. Для повышения точности замера расхода воздуха через компрессор 6в труба 6 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 статического давления и 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-дросселя 13, который перемещается шаговым двигателем 14. За счет этого регулируется расход воздуха через компрессор 6в. Дроссель оборудован датчиком обратной связи 15, который сигнализирует о положениях диска 13, соответствующих определенным площадям выпускных окон.

Характеристика микрокомпрессора снимается в виде напорных линий, при $n=const$. Поддержание заданной оператором частоты вращения n РК компрессора осуществляется автоматически системой управления стендом посредством изменения подачи питающего воздуха в микротурбину через кран-регулятор 10.

2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента

В ходе проведения эксперимента на описанном стенде измеряются следующие параметры, необходимые для изучения рабочего процесса микрокомпрессора, расчета и построения его характеристик:

- атмосферное 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^*_{KM} , кПа;
- частота вращения РК компрессора n , мин⁻¹.
- объёмный расход воздуха через компрессор Q_B , л/мин;
- полное избыточное давление на входе в приводную микротурбину p^*_{TM} , 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. 2.4). Расчет и построение характеристик микрокомпрессора по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.

Полное манометрическое (избыточное) давление на выходе из компрессора p^*_{KM} воспринимается чувствительным элементом 16 (рис. 2.1), 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.

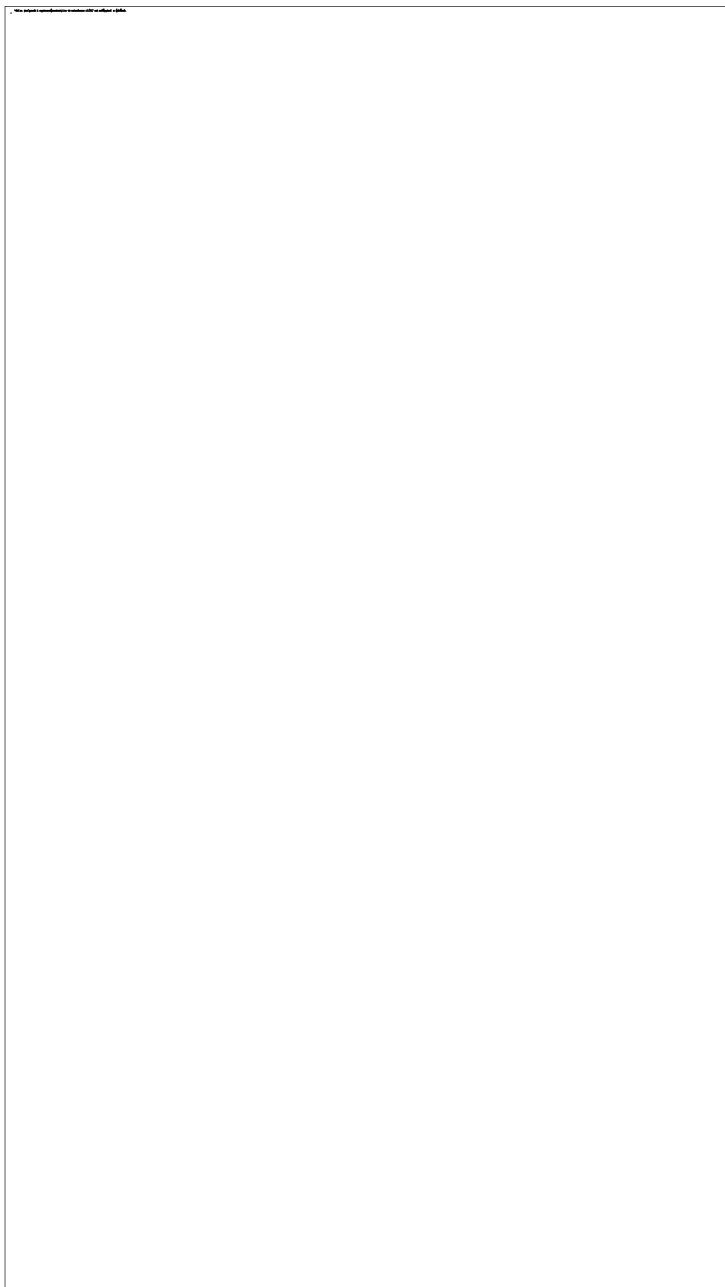


Рис.2.4. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов

Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится с помощью программы отображения результатов на экране дисплея в виде стрелочного индикатора 3 (рис. 2.4). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление является избыточным. Для получения абсолютного давления значение $p_{\text{км}}^*$ необходимо увеличить на величину атмосферного давления:

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

Абсолютное давление рабочего тела на входе в компрессор $p_{\text{в}}^*$ принимается равным атмосферному $p_{\text{н}}$. Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле 5 на экране дисплея (рис. 2.4) перед началом эксперимента.

Зная давление на входе и выходе компрессора легко определить **степень повышения давления** в нем и **идеальную (изоэнтروпическую) работу сжатия**:

$$\pi_{\text{к}}^* = p_{\text{к}}^* / p_{\text{в}}^*;$$

$$L_{\text{кс}} = c_p T_{\text{н}}^* \left(\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ — теплоемкость воздуха;

k — показатель изоэнтروпы 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. 2.4) перед началом эксперимента.

Частота вращения ротора компрессора измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика 2 (рис. 2.1). Испускаемый светодиодом луч отражается от блестя-

щей 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. 2.4).

Объёмный расход воздуха через компрессор Q_B измеряется косвенно вихревым расходомером 7 (рис. 2.1). 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. 2.4) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

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

$$\rho_0 = \frac{1000 p_n}{R T_n}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

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

p_n – атмосферное давление в кПа.

Массовый расход равен:

$$G_0 = Q_0 \cdot \rho_0, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Полное избыточное (манометрическое) давление перед турбиной $p^*_{\text{ТМ}}$ 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. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится в окне программы управления стендом в виде стрелочного индикатора 2 (рис. 2.4). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения его абсолютного значения необходимо к давлению $p_{\text{тм}}^*$ прибавить величину атмосферного давления:

$$p_T^* = p_{\text{тм}}^* + p_n, \text{ кПа.}$$

Величина *крутящего момента $M_{\text{кр}}$, затрачиваемого на вращение 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 на преодоление трения в подшипниковых опорах $M_{\text{тр}}$. Однако вследствие того, что момент трения $M_{\text{тр}}$ значительно меньше момента компрессора и турбины, можно принять, что $M_K = M_T$. Моментная характеристика турбины $M_T = f(p_T^*; n)$ определена заранее и представлена на рис. 2.5. По ней находится величина M_T на основании замеров полного давления на входе в турбину p_T^* и частоты вращения ротора n .

При проведении эксперимента определение момента M_T оценивается автоматически по сигналам от датчиков, измеряющих p_T^* и n , 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 , а по ней найти затраченный напор H_z , то есть величину механической работы, совершаемой над каждым килограммом сжимаемого воздуха.

$$N_K = M_K \omega = M_K \frac{\pi n}{30}, \text{ Вт;}$$

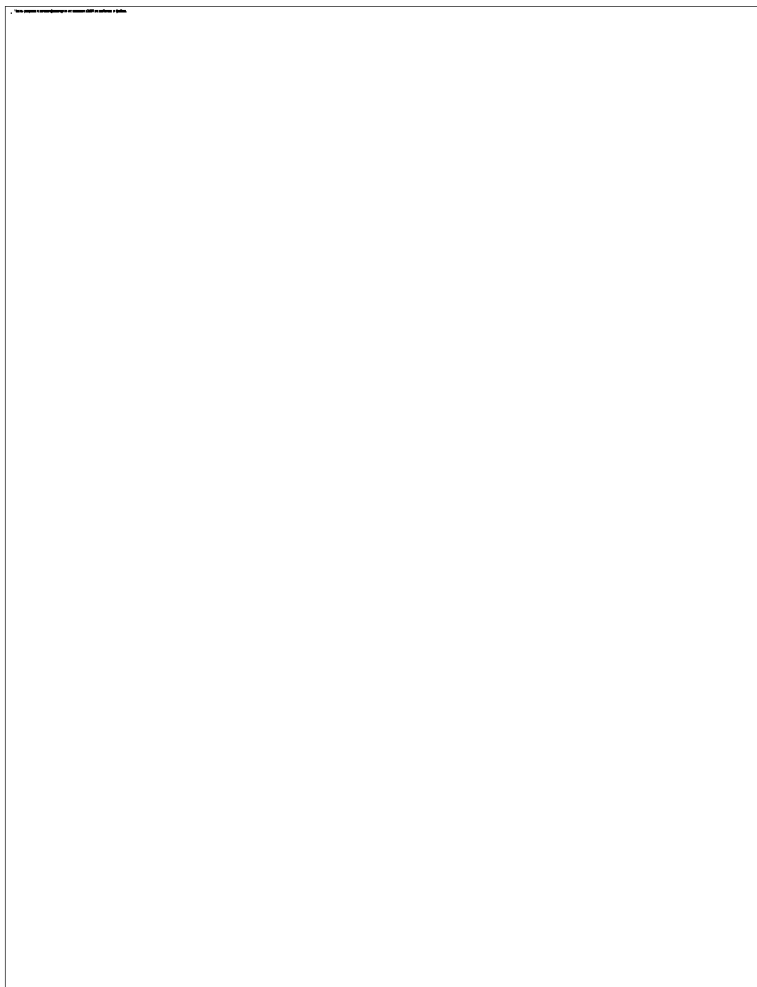


Рис. 2.5. Зависимость крутящего момента турбины M_T от давления на входе в турбину p_T^* и частоты вращения ротора

$$H_z = \frac{N_k}{G_\theta}, \frac{Дж}{кг},$$

где ω - угловая скорость вращения ротора, рад/с;

n - частота вращения ротора, мин⁻¹.

Зная величины идеальной и действительной работы микрокомпрессора можно определить его КПД:

$$\eta_k = \frac{L_{ks}}{H_z}.$$

По полученным данным могут быть получены напорные $\pi_k^* = f(G_\theta)$ и КПД $\eta_k = f(G_\theta)$ характеристики компрессора при фиксированных значениях частоты вращения n ротора.

2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик

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

Определение основных параметров исследуемого микрокомпрессора 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 программу управления стендом на компьютере.
3. Определить атмосферное давление в помещении по электронному барометру и записать его показания в поле 5 (см. рис. 2.4) управляющей программы.
4. Определить комнатную температуру по лабораторному термометру и выставить ее значение ползунком 6 (см. рис. 2.4) управляющей программы.

5. Установить в окне 7 (см. рис. 2.4) 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 (рис. 2.4) 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_0 (100%), а затем его плавно уменьшать.
7. Нажатием кнопки «СТАРТ» начать эксперимент. При этом открывается кран-регулятор 10 (рис. 2.1) и запускается турбина. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора 4 (рис. 2.4). 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 таблице 9 (рис. 2.4).
9. Установить ползунком 8 (рис. 2.4) новое значение величины площади открытых окон 12 (рис. 2.1). При этом произойдёт рассогласование сигналов ползунка 8 и датчика обратной связи 15 (см. рис. 2.1), который по-прежнему выдаёт сигнал, соответствующий «старому» положению

диска-дресселя 13. Пытаясь скомпенсировать данное рас-
согласование, система управления подаст сигнал на шаго-
вый 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 (рис. 2.4).
Таким образом, величина площади окон примет заданное
значение.

10. Так как при уменьшении площади окон 12 (рис. 2.1) рас-
ход воздуха через компрессор уменьшится, то уменьшится
и мощность N_k , необходимая для привода компрессора.
Вместе с тем, мощность, вырабатываемая в этот момент
турбиной N_T , еще остается на прежнем уровне. Поэтому
происходит кратковременный «заброс» частоты вращения.
В этом случае система управления стендом уменьшит дав-
ление на входе в турбину, и частота вращения вала n после
нескольких колебаний придет к прежнему значению. Убе-
дившись в том, что процесс установился следует нажать
кнопку «ЗАПИСЬ».
11. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 10,
выставляя требуемую площадь окон 12 (рис. 2.1). Снятие
характеристики рекомендуется проводить строго в одном
направлении, то есть, только уменьшая расход, чтобы ис-
ключить гистерезисные явления.
12. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха
в турбину, нажав кнопку «СТОП». Данные, полученные в
ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, на-
жав кнопку «СОХРАНИТЬ». После этого нужно распеча-
тать несколько экземпляров протокола испытаний.
13. По окончании работы необходимо выключить компьютер и
отключить питание стенда.

3. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ. ПОРЯДОК ИХ ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА

Целью лабораторного практикума является теоретическое и практическое изучение рабочего процесса и поведения характеристик центробежного компрессора, а также ознакомление с современными методами экспериментального исследования компрессоров.

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

- изучить современные автоматизированные методы экспериментального исследования рабочего процесса и определения характеристик компрессоров, конструкцию стенда и оборудование, применяемое в лабораторной работе;
- изучить методику обработки результатов эксперимента, научиться находить основные параметры потока в характерных сечениях компрессора;
- изучить и проверить на практике основные закономерности рабочего процесса центробежного компрессора;
- изучить теоретически и получить на практике напорную и КПД характеристики центробежного компрессора $\pi_k^*, \eta_k = f(G_\theta)$ при фиксированных частотах вращения ротора;
- дать физическое объяснение полученным результатам.

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

С помощью данного методического пособия и с применением описанного оборудования выполняются две лабораторные работы:

- Лабораторная работа №1 «Исследование рабочего процесса центробежного микрокомпрессора».
- Лабораторная работа №2 «Экспериментальное определение характеристик центробежного микрокомпрессора».

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, 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 2.3, 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).

В ходе выполнения **лабораторной работы №1** студенты обрабатывают результаты проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в разделе 3.1, и заносят результаты расчета в бланк отчета. Пример оформления бланка отчета представлен в Приложении 1. В нем должна содержаться следующая информация:

- схема экспериментальной установки;

- протокол испытаний, в котором приведены параметры, определенные непосредственно в ходе испытаний и атмосферные условия;
- таблица с результатами обработки произведенных измерений;
- построенные по полученным данным треугольники скоростей на входе и выходе РК;
- построенные по полученным данным графики изменения абсолютной c и относительной w скоростей, полных давления p^* и температуры T^* вдоль проточной части с обоснованием поведения получаемых зависимостей.

В **лабораторной работе №2** каждая группа студентов обрабатывает результаты проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в разделе 3.2. Затем группы обмениваются полученными результатами. Таким образом, все студенты будут иметь напорные и КПД характеристики, полученные для 2...3 значений разных частот вращения.

Результаты расчета заносятся в бланк отчета. Пример его оформления приведен в Приложении 2. В нем должна содержаться следующая информация:

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

При выполнении лабораторного практикума преподаватель оценивает работу студента по пятибалльной системе. Оценка получается суммированием следующих составляющих:

- качество выполнения эксперимента, обработки данных и оформления отчета – максимум 2 балла;
- письменные ответы на три контрольных вопроса, указанных преподавателем, из числа приведенных в следующей главе – максимум 1 балл за один вопрос.

Для работы №1 один контрольный вопрос касается экспериментального оборудования и хода исследования. Остальные два вопроса посвящены теоретическим основам рабочего процесса ступени компрессора. Для работы №2 один вопрос также касается устройства экспериментального оборудования, один – принципа действия компрессора, третий посвящен протеканию характеристик компрессора.

Кроме этого студент может получить дополнительные баллы за активную работу в ходе занятия (0,5 балла) и письменное решение дополнительного задания повышенной сложности (максимум 1 балл). При подготовке ответов на контрольные вопросы следует пользоваться теоретическим материалом, изложенным в лекциях и литературе из списка использованных источников.

3.1. Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы №1 «Исследование рабочего процесса центробежного микрокомпрессора»

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет параметров потока в характерных сечениях компрессора. Рекомендуемая форма отчета 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 выходной системе, ВНА 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.

Условно процесс обработки данных можно разделить на четыре блока:

- определение основных параметров компрессора;
- определение значений полных параметров в характерных сечениях проточной части компрессора;
- определение значений абсолютных и относительных скоростей потока и других параметров треугольников скоростей в характерных сечениях компрессора;
- определение значений статических параметров в характерных сечениях проточной части компрессора.

1. Определение основных параметров компрессора

На первом этапе определяются основные параметры компрессора.

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

$$T_n = T_n^* = t_n + 273,15, \text{ К.}$$

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

$$p_k^* = p_{km}^* + p_n, \text{ кПа;}$$

$$p_T^* = p_{TM}^* + p_n, \text{ кПа.}$$

3. Рассчитывается плотность воздуха на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_n = \frac{1000 \cdot p_n}{R T_n}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

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

p_n – атмосферное давление, кПа.

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

$$G_g = \frac{Q_g \cdot \rho_g}{60000}, \text{ кг/с.}$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины M_T , он может быть найден с помощью графика на рис. 2.5 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, с учетом того, что момент измеряется в Н·см:

$$N_k = M_k \omega = M_k \frac{\pi n}{3000}, \text{ Вт.}$$

7. Затраченный напор находится по формуле:

$$H_z = \frac{N_k}{G_g}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

II. Определение значений полных параметров в характерных сечениях проточной части компрессора

В рассматриваемом компрессоре можно выделить 4 характерных сечения:

- вход в ВНА (компрессор) – сечение 0;
- вход в РК – сечение 1;
- выход из РК – сечение 2;
- выход из щелевого диффузора – сечение 3.

По результатам экспериментального исследования были определены значения полных давлений на входе $p_n^* = p_n$ и выходе p_k^* из компрессора, а также полная температура на входе T_n^* .

8. Как известно, в каналах, в которых не подводится/отводится работа, полные параметры меняются только вследствие потерь. Пренебрегая ими можно считать, что

$$p_0^* = p_1^* = p_n^* = p_n, \text{ кПа};$$

$$p_2^* = p_3^* = p_k^*, \text{ кПа};$$

$$T_0^* = T_1^* = T_n^*, \text{ К}.$$

9. Температура воздуха на выходе из компрессора равна:

$$T_3^* = \frac{N_k + G_\theta c_p T_0^*}{G_\theta c_p}, \text{ К},$$

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кгК}$ – теплоемкость воздуха;

k – показатель изэнтропы воздуха $k=1,4$.

10. Пренебрегая потерями за РК, получим:

$$T_2^* = T_3^*, \text{ К}.$$

По найденным параметрам строятся графики изменения полных параметров вдоль проточной части микрокомпрессора. Пример построения приведен в Приложении 1.

III. Определение значений абсолютных и относительных скоростей потока и других параметров треугольников скоростей в характерных сечениях компрессора

По измеренным в эксперименте параметрам, а также зная геометрию компрессора и пренебрегая некоторыми отличиями углов выхода потока от лопаточных можно рассчитать и построить треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Расчет ведется в следующей последовательности.

11. Находится осевая составляющая абсолютной скорости потока на входе в ВНА. Поскольку поток здесь осевой ($\alpha_0 = 90^\circ$), то она равна абсолютной скорости в рассматриваемом сечении:

$$c_0 = c_{0a} = \frac{G_\theta}{\rho_\theta F_0}, \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где $F_0 = \frac{\pi}{4} (D_{0\kappa}^2 - D_{0\theta\text{м}}^2), \text{ м}^2$ – площадь канала на входе в ВНА;

$D_{0\kappa} = 0,035 \text{ м}$ – внутренний диаметр подводящего канала;

$D_{0em} = 0,018\text{м}$ – внутренний диаметр подводящего канала.

12. Поскольку ВНА имеет цилиндрическую проточную часть, т.е. втулочные и периферийные диаметры не меняются, то осевые составляющие скорости на входе и выходе из него равны:

$$c_{1a} = c_{0a}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

13. Находится окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в РК:

$$c_{1u} = \frac{c_{1a}}{\operatorname{tg} \alpha_1}, \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где α_1 – угол выхода потока из ВНА на среднем диаметре. При обработке параметров считаем, что он мало отличается от выходного лопаточного угла ВНА на среднем диаметре $\alpha_1 = \alpha_{1a} = 55^\circ$.

14. Определяется абсолютная скорость потока на входе в РК:

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1a}^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

15. Вычисляются окружные скорости на среднем диаметре на входе в РК и на выходе из него:

$$u_{1cp} = \frac{\pi D_{1cp} n}{60}, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где $D_{1cp} = 0,0265\text{м}$ – средний диаметр на входе в РК;

$D_2 = 0,084\text{м}$ – диаметр рабочего колеса на выходе из РК.

16. Определяется относительная скорость на входе в РК:

$$w_1 = \sqrt{(u_{1cp} - c_{1u})^2 + c_{1a}^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

17. Оценивается угол входа потока в РК в относительном движении:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{u_1 - c_{1u}}, \text{ град.}$$

18. В первом приближении вычисляются потери на трение диска о газ по формуле:

$$L_{\partial} = \alpha_{\partial} u_2^2, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где $\alpha_{\partial} = 0,15$.

19. Пренебрегая утечками рабочего тела, находится окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК:

$$c_{2u} = \frac{((H_z - L_{\partial}) + u_{1cp} c_{1u})}{u_2}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

20. Определяется радиальная составляющая скорости потока на выходе из РК. Для этого вначале находится величина приведенной осевой скорости воздуха на входе в РК:

$$\lambda_{1a} = \frac{c_{1a}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_1^*}}$$

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

По величине λ_{1a} по таблицам ГДФ (Приложение 3) определяется значение газодинамической функции $q(\lambda_{1a})$. Затем на основании уравнения неразрывности вычисляется значение газодинамической функции:

$$q(\lambda_{2r}) = \frac{p_1^* (D_{0к}^2 - D_{0см}^2)}{4 p_2^* D_2 b} \sqrt{\frac{T_2^*}{T_1^*}} q(\lambda_{1a}),$$

где $b = 0,005 \text{ м}$ – высота лопатки на выходе из РК.

По величине $q(\lambda_{2r})$, с помощью таблиц ГДФ (Приложение 3) определяется значение приведенной радиальной составляющей скорости потока на выходе из РК λ_{2r} . С ее помощью вычисляется значение радиальной составляющей скорости воздуха на выходе из РК:

$$c_{2r} = \lambda_{2r} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*, \frac{M}{c}}.$$

21. Определяются углы выхода потока из РК в абсолютном и относительном движениях:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{2u}}, \text{град};$$

$$\beta_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{u_2 - c_{2u}}, \text{град при } u_2 > c_{2u};$$

$$\beta_2 = 90^\circ + \arctg \frac{c_{2u} - u_2}{c_{2r}}, \text{град при } u_2 < c_{2u}.$$

22. Находится скорость потока на выходе из РК в относительном движении:

$$w_2 = \sqrt{(u_2 - c_{2u})^2 + c_{2r}^2}, \frac{M}{c}.$$

23. Определяется абсолютная скорость потока на выходе из РК (выходе в щелевой диффузор):

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}, \frac{M}{c}.$$

24. Применяя уравнение моментов количества движения к потоку в щелевом диффузоре можно определить окружную составляющую скорости потока на выходе из него:

$$c_{3u} = \frac{D_2}{D_3} c_{2u}, \frac{M}{c},$$

где $D_3 = 0,114\text{м}$ - диаметр на выходе щелевого диффузора.

25. Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из щелевого диффузора находится с помощью уравнения неразрывности. После всех преобразований получаем:

$$q(\lambda_{3r}) = \frac{D_2}{D_3} q(\lambda_{2r}),$$

где значение газодинамической функции $q(\lambda_{2r})$ было найдено в пункте 20.

26. По найденной величине $q(\lambda_{3r})$, с помощью таблиц ГДФ (Приложение 3), определяется значение приведенной радиальной составляющей скорости на выходе из щелевого диффузора λ_{3r} . В дальнейшем находится значение радиальной составляющей скорости потока на выходе из диффузора:

$$c_{3r} = \lambda_{3r} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_3^*}, \frac{м}{с}.$$

27. Определяется абсолютная скорость потока на выходе из щелевого диффузора

$$c_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2}, \frac{м}{с}.$$

По полученным значениям параметров в масштабе выполняются треугольники скоростей на входе и выходе из РК, а также изображается график изменения абсолютной и относительной скоростей вдоль проточной части микрокомпрессора. Пример построения приведен в Приложении 1.

IV. Определение значений статических параметров в характерных сечениях проточной части компрессора

28. Находится критическая скорость потока во всех четырех характерных сечениях компрессора:

$$a_{икр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_i^*}, \frac{м}{с}.$$

29. Вычисляется приведенная скорость в этих сечениях:

$$\lambda_i = \frac{c_i}{a_{икр}}.$$

30. Для каждой величины приведенной скорости λ_i по таблицам газодинамических функций (Приложение 3) находятся соответствующие им значения функций $\pi(\lambda_i)$ и $\tau(\lambda_i)$.

31. С их помощью вычисляются значения статических давлений и температур в характерных сечениях:

$$p_i = p_i^* \cdot \pi(\lambda_i), Pa;$$

$$T_i = T_i^* \cdot \tau(\lambda_i), K$$

32. Рассчитывается плотность воздуха на выходе из щелевого диффузора:

$$\rho_3 = \frac{1000 \cdot p_3}{R T_3}, \frac{кг}{м^3},$$

По полученным параметрам строятся графики изменения статических параметров вдоль проточной части микрокомпрессора. Пример построения приведен в Приложении 1.

3.2. Методика обработки данных при выполнении лабораторной работы №2 «Экспериментальное определение характеристик центробежного микрокомпрессора»

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров компрессора. Рекомендуемая форма отчета о проведенном эксперименте приведена в Приложении 2.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности не учитываются потери в выходной системе, ВНА 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:

$$T_n = T_n^* = t_n + 273,15, \text{ К.}$$

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

$$p_k^* = p_{km}^* + p_n, \text{ кПа;}$$

$$p_T^* = p_{Tm}^* + p_n, \text{ кПа.}$$

3. Рассчитывается плотность воздуха на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_g = \frac{1000 \cdot p_n}{R T_n}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

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

p_n - атмосферное давление, кПа.

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

$$G_g = \frac{Q_g \cdot \rho_g}{60000}, \text{ кг/с.}$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины M_T , он может быть найден с помощью графика на рис. 2.5 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, с учетом того, что момент измеряется в Н·см:

$$N_k = M_k \omega = M_k \frac{\pi n}{3000}, \text{ Вт.}$$

7. Затраченный напор находится по формуле:

$$H_z = \frac{N_\kappa}{G_\theta}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

8. Степень повышения давления в компрессоре равна:

$$\pi_\kappa^* = p_\kappa^* / p_\theta^*.$$

9. Изэнтропическая работа микрокомпрессора определяется по соотношению:

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

где $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кгК}$ – теплоемкость воздуха;

k – показатель изэнтропы воздуха $k=1,4$.

10. Находится КПД микрокомпрессора по формуле:

$$\eta_\kappa = \frac{L_{\kappa s}}{H_z}.$$

По полученным результатам строятся напорная и КПД - характеристики $\pi_\kappa^* = f(G_\theta)$ и $\eta_\kappa = f(G_\theta)$ микрокомпрессора при заданной частоте вращения вала $n = \text{const}$. При построении точек и линий этих зависимостей на едином графическом поле их следует разделять цветом, типом линии или другими способами. Пример построения напорной линии приведен в Приложении 2.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ

4.1. Контрольные вопросы по особенностям экспериментального исследования рабочего процесса в компрессоре

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

12. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения степени сжатия в компрессоре π_k^* ?
13. Почему при закрытии окна регулирующего расход частота вращения ротора увеличивается?

4.2. Контрольные вопросы по рабочему процессу в ступени компрессора

1. Дайте определение компрессора. Какие виды компрессоров вы знаете?
2. Каково принципиальное отличие между центробежным и осевым компрессором?
3. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени сжатия? Почему?
4. Для чего нужно рабочее колесо компрессора?
5. Почему в компрессоре воздух движется из области меньшего давления в область повышенного давления?
6. В каком месте компрессора происходит повышение статического давления: во входном НА, РК, в выходной системе?
7. Сравните центробежные и осевые компрессоры. Назовите их достоинства и недостатки, области применения каждого типа компрессора.
8. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора?
9. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора?
10. Поясните что такое кпд компрессора η_k .
11. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?
12. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?
13. Дайте определение степени реактивности компрессора ρ_k . Что она характеризует?

14. Как и почему положительная закрутка потока влияет на КПД компрессора при неизменной частоте вращения?
15. Как и почему отрицательная закрутка потока влияет на КПД компрессора при неизменной частоте вращения?
16. Для чего применяется положительная закрутка потока на входе в РК?
17. Что определяет осевая составляющая скорости на входе в компрессор c_{1a} ?
18. На что влияет окружная скорость компрессора $U_{1(2)}$?
19. Изобразите схему передачи энергии в ступени компрессора от привода компрессора к лопаткам и далее.
20. Что представляют собой потери на дополнительное объемное сжатие?
21. Поясните физический смысл степени сжатия компрессора π_k^* .
22. Изобразите треугольники скоростей на входе в РК компрессора на втулочном, среднем и периферийном диаметрах.
23. Для чего на входе в РК компрессора устанавливается входной направляющий аппарат?
24. Каким образом влияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение температуры воздуха на входе в компрессор T_0^* при неизменной подводимой мощности?
25. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях?
26. Почему высота лопаток на входе в компрессор больше, чем на выходе?
27. Покажите на $p-v$ диаграмме идеальную и реальную работу сжатия, работу на преодоление сил трения и дополнительное объемное сжатие.
28. Покажите на $T-S$ диаграмме идеальную и реальную работу сжатия, работу на преодоление сил трения и дополнительное объемное сжатие.

29. Поясните сущность потерь на дополнительное объемное сжатие в компрессоре.
30. Каким образом в активных ступенях компрессора удастся обеспечить равенство относительных скоростей потока на входе и выходе РК.
31. Каким образом в чисто реактивных ступенях компрессора удастся обеспечить равенство относительных скоростей потока на входе и выходе НА.

4.3. Контрольные вопросы по характеристикам компрессора

1. При каких условиях и почему возможен выход компрессора на режим срыва?
2. Каковы причины отступления от расчетного режима работы компрессора в условиях эксплуатации?
3. Принципиально изобразите зависимость степени сжатия π_k^* компрессора от расхода воздуха через компрессор G_θ . Поясните ее протекание?
4. Принципиально изобразите зависимость кпд компрессора η_k от расхода воздуха через компрессор G_θ . Поясните ее протекание?
5. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при увеличении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.
6. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при уменьшении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.
7. Каким образом сделать так, чтобы характеристики были пригодными для сравнения двух компрессоров испытанных в разных атмосферных условиях?
8. Почему максимум степени сжатия π_k^* наблюдается при меньших расходах воздуха через компрессор G_θ , чем расчетный?
9. Каким образом оценивается запас устойчивой работы?

4.4. Контрольные вопросы повышенной сложности

1. Предложите другой способ определения мощности турбины, отличный от приведенного в описании эксперимента.
2. Рассчитайте и постройте треугольник скоростей на входе в РК на периферийном диаметре, если диаметр равен $D_{1к} = 0,035м$, а угол входа потока в РК в абсолютном движении - $\alpha_{1к} = 49,5^\circ$.
3. Рассчитайте и постройте треугольник скоростей на входе в РК на втулочном диаметре, если диаметр $D_{1вт} = 0,018м$, а угол входа потока в РК в абсолютном движении равен - $\alpha_{1вт} = 66^\circ$.
4. Изобразите изменение статических и полных давлений и температур (p, p^*, T, T^*), а также абсолютных и относительных скоростей c и w по длине активной ступени компрессора.
5. Изобразите изменение статических и полных давлений и температур (p, p^*, T, T^*), а также абсолютных и относительных скоростей c и w по длине чисто реактивной ступени компрессора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Белоусов, А.Н.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин [текст]/ *А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин Н.Ф., В.М. Радько* - Самара: ФГУП “Издательство Самарский дом печати”, 2003. – 336 с.
2. *Холщевников, К.В.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин [текст]/ *К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин.* – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
3. *Ржавин, Ю.А.* Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчёт[текст]: Учебник/Ю.А. Ржавин.—М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.

Приложение 1

Лабораторная работа №1

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО МИКРОКОМПРЕССОРА

Студент _____

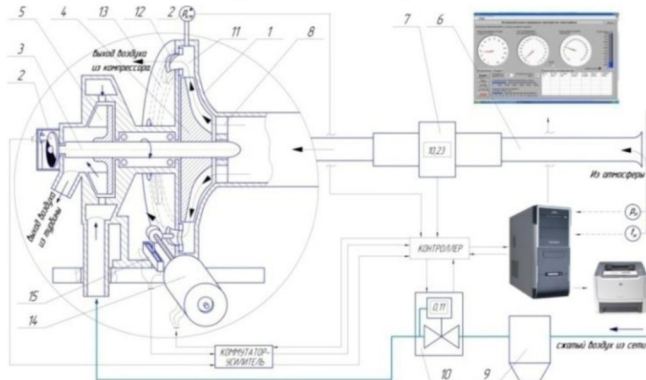
Група _____

№ во- проса	оформление	Вопрос №1	Вопрос №2	Вопрос №3	Доп. Балл.	Σ
Макс.балл	2	1	1	1		
Балл						

Эксперимент провести при частоте вращения: 25000об/мин

Графики и треугольники скоростей строить для режима № 4

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

$p_{\text{H}}, \text{кПа}$	99,2	$t_{\text{H}}, ^\circ\text{C}$	23
----------------------------	------	--------------------------------	----

Результаты измерений

Номер режима	Позиция заслонки	n , мин ⁻¹	Q_6 , л/мин	$p^*_{\text{КМ}}$, кПа	$p^*_{\text{ТМ}}$, кПа	$M_{\text{кр}}$, Н·см
1	100	25080	912,7	1,8	94,6	12,22
2	60	25020	869,5	2,1	89,8	11,66
3	50	25080	779,9	2,9	83,7	10,92
4	40	25020	721,4	3,5	79,4	10,42
5	30	25200	416,0	6,1	58,6	7,95
6	20	25200	199,7	6,7	44,4	6,27

Результаты определения основных параметров компрессора

	$T_{в}, K$	$p_{к}^*,$ кПа	$p_{т}^*,$ кПа	$\rho_{в},$ $\frac{кг}{м^3}$	$G_{в},$ кг/с	$N_{к},$ Вт	$H_z,$ $\frac{Дж}{кг}$
1	296,15	101,0	193,8	1,17	0,0178	320,8	18068
2	296,15	101,3	189,0	1,17	0,0169	305,3	18053
3	296,15	102,1	182,9	1,17	0,0152	286,7	18895
4	296,15	102,7	178,6	1,17	0,0140	272,9	19446
5	296,15	105,3	157,8	1,17	0,0081	209,7	25913
6	296,15	105,9	143,6	1,17	0,0039	165,4	42573

Определение значений полных параметров в характерных сечениях проточной части компрессора

	$p_0^*,$ кПа	$p_1^*,$ кПа	$p_2^*,$ кПа	$p_3^*,$ кПа	T_0^*, K	T_1^*, K	T_2^*, K	T_3^*, K
1	99,2	99,2	101,0	101,0	296,15	296,15	314,13	314,13
2	99,2	99,2	101,3	101,3	296,15	296,15	314,11	314,11
3	99,2	99,2	102,1	102,1	296,15	296,15	314,95	314,95
4	99,2	99,2	102,7	102,7	296,15	296,15	315,50	315,50
5	99,2	99,2	105,3	105,3	296,15	296,15	321,93	321,93
6	99,2	99,2	105,9	105,9	296,15	296,15	338,51	338,51

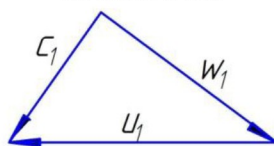
**Определение значений кинематических параметров треугольников
скоростей в характерных сечениях проточной части и плотности
потока на выходе из компрессора**

	c_0 , м/с	c_{0a} , м/с	u_{1cp} , м/с	c_{1a} , м/с	c_{1u} , м/с	c_1 , м/с	w_1 , м/с	β_1 , град
1	21,51	21,51	34,78	21,51	15,08	26,26	29,17	47,53
2	20,49	20,49	34,70	20,49	14,36	25,02	28,87	45,24
3	18,38	18,38	34,78	18,38	12,88	22,44	28,59	40,02
4	17,00	17,00	34,70	17,00	11,92	20,76	28,43	36,75
5	9,80	9,80	34,95	9,80	6,98	11,97	29,74	19,26
6	4,71	4,71	34,95	4,71	3,30	5,75	32,00	8,46
	α_1 , град	u_2 , м/с	c_{2u} , м/с	λ_{1a}	$q(\lambda_{1a})$	$q(\lambda_{2r})$	λ_{2r}	c_{2r} , м/с
1	55	110,25	152,10	0,07	0,1075	0,0793	0,050	16,2
2	55	109,99	152,17	0,07	0,1025	0,0753	0,048	15,6
3	55	110,25	158,91	0,06	0,0919	0,0672	0,043	14,0
4	55	109,99	164,06	0,05	0,0851	0,0618	0,039	12,7
5	55	110,78	219,47	0,03	0,0419	0,0352	0,023	7,6
6	55	110,78	368,73	0,01	0,0236	0,0172	0,010	3,7
	w_2 , м/с	c_2 , м/с	α_2 , град	β_2 , град	c_{3u} , м/с	$q(\lambda_{3r})$	λ_{3r}	c_{3r} , м/с
1	44,9	152,96	6,09	158,85	112,07	0,058	0,037	12,00
2	45,0	152,97	5,84	159,78	112,13	0,056	0,036	11,67
3	50,6	159,52	5,02	164,02	117,09	0,049	0,031	10,07
4	55,5	164,55	4,42	166,85	120,88	0,046	0,029	9,42
5	108,9	219,60	1,97	176,07	161,71	0,026	0,016	5,25
6	258,0	368,74	0,58	179,22	271,69	0,013	0,008	2,69
	c_3 , м/с	ρ_3 , кг м ³	$L_{дr}$, Дж кг					
1	112,71	1,13	1823,3					
2	112,72	1,134	1814,6					
3	117,52	1,141	1823,3					
4	121,25	1,146	1814,6					
5	161,79	1,161	1840,8					
6	271,71	1,147	1840,8					

**Определение значений статических параметров в характерных сечениях
проточной части компрессора**

	$a_{0кр},$ м/с	$a_{1кр},$ м/с	$a_{2кр},$ м/с	$a_{3кр},$ м/с	λ_0	λ_1	λ_2	λ_3
1	314,89	314,89	324,31	324,31	0,682	0,0834	0,4716	0,3475
2	314,89	314,89	324,31	324,31	0,065	0,0794	0,4717	0,3476
3	314,89	314,89	324,31	324,31	0,0583	0,0713	0,4912	0,3619
4	314,89	314,89	324,31	324,31	0,0539	0,0659	0,5062	0,3730
5	314,89	314,89	324,31	324,31	0,0311	0,0380	0,6688	0,4928
6	314,89	314,89	324,31	324,31	0,0149	0,0182	1,0952	0,8070
	$\pi(\lambda_0)$	$\pi(\lambda_1)$	$\pi(\lambda_2)$	$\pi(\lambda_3)$	$\tau(\lambda_0)$	$\tau(\lambda_1)$	$\tau(\lambda_2)$	$\tau(\lambda_3)$
1	0,9996	0,9994	0,9791	0,9887	0,9992	0,9988	0,9629	0,9799
2	0,9996	0,9994	0,9791	0,9887	0,9993	0,9989	0,9629	0,9799
3	0,9997	0,9995	0,9773	0,9877	0,9994	0,9992	0,9598	0,9782
4	0,9997	0,9996	0,9758	0,9869	0,9995	0,9993	0,9573	0,9768
5	0,9999	0,9999	0,9575	0,9771	0,9998	0,9998	0,9254	0,9595
6	1,0000	1,0000	0,8826	0,9377	1,0000	0,9999	0,8001	0,8914
	$p_0, \text{кПа}$	$p_1, \text{кПа}$	$p_2, \text{кПа}$	$p_3, \text{кПа}$	$T_0, \text{К}$	$T_1, \text{К}$	$T_2, \text{К}$	$T_3, \text{К}$
1	99,16	99,14	98,89	99,86	295,92	295,81	302,48	307,80
2	99,16	99,14	99,18	100,15	295,94	295,84	302,47	307,79
3	99,17	99,15	99,78	100,85	295,98	295,90	302,28	308,08
4	99,17	99,16	100,22	101,36	296,01	295,94	302,02	308,18
5	99,19	99,19	100,83	102,89	296,10	296,08	297,93	308,90
6	99,20	99,20	93,46	99,30	296,14	296,13	270,83	301,76

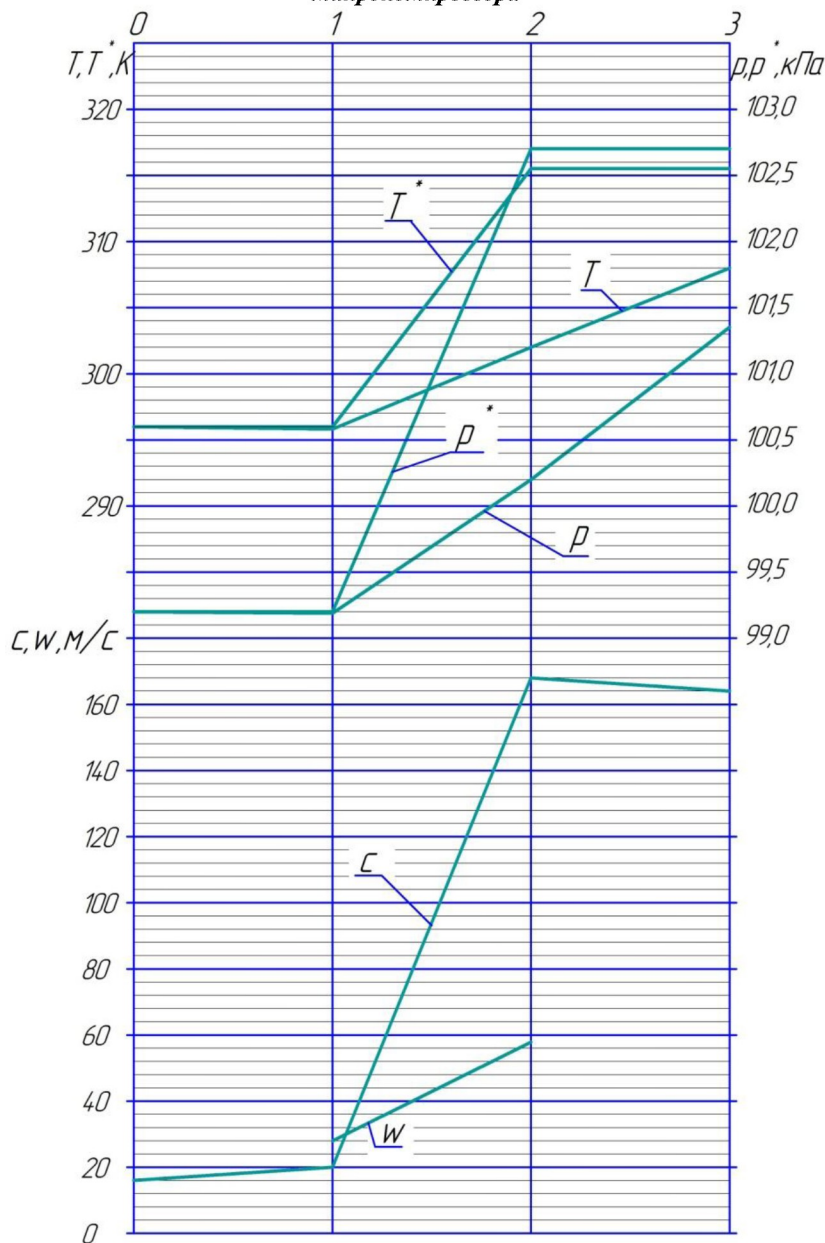
**Треугольники скоростей на режиме № 4
на входе в РК**



на выходе из РК



Графики изменения параметров потока вдоль проточной части микрокомпрессора



Контрольный вопрос №1:

Место для ответа

Контрольный вопрос №2:

Место для ответа

Контрольный вопрос №3:

Место для ответа

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ №2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО МИКРОКОМПРЕССОРА

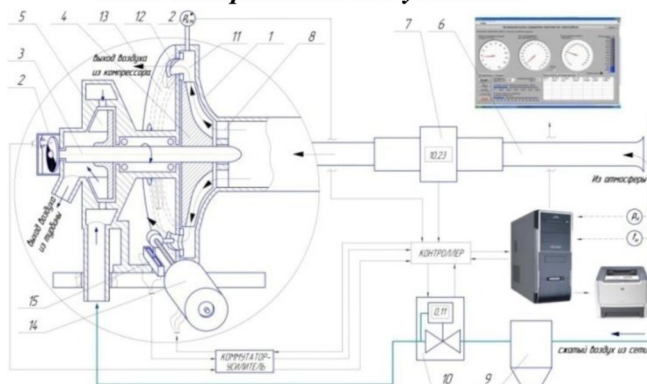
Студент _____

Група

№ вопроса	оформление	Вопрос №1	Вопрос №2	Вопрос №3	Доп. балл	Σ
Макс.балл	2	1	1	1		
Балл						

Эксперимент провести при частоте вращения: 25000об/мин

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

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

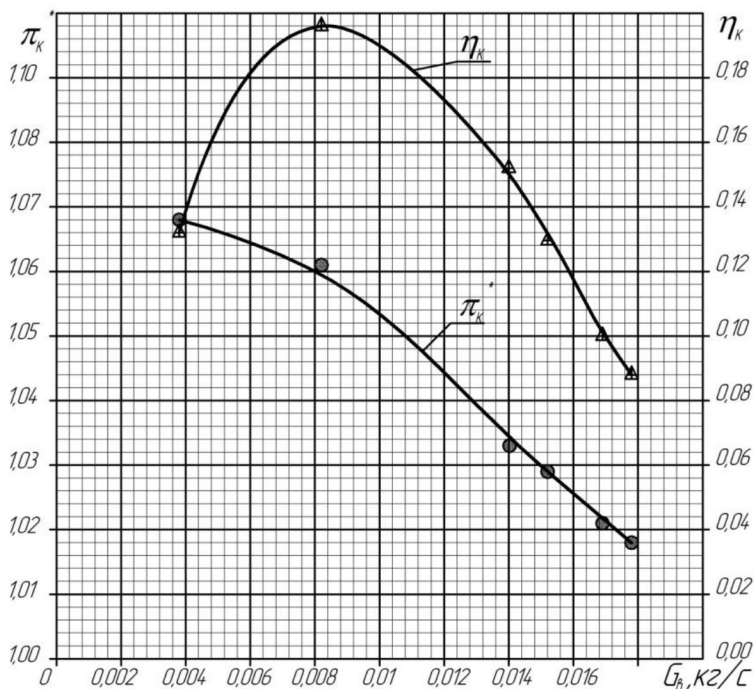
Результаты измерений

Номер режима	Позиция заслонки	n , мин ⁻¹	$Q_в$, л/мин	$\dot{p}^*_{\text{кМ}}$, кПа	$\dot{p}^*_{\text{тМ}}$, кПа	$M_{\text{кр}}$, Н·см
1	100	25080	912,7	1,8	94,6	12,22
2	60	25020	869,5	2,1	89,8	11,66
3	50	25080	779,9	2,9	83,7	10,92
4	40	25020	721,4	3,5	79,4	10,42
5	30	25200	416,0	6,1	58,6	7,95
6	20	25200	199,7	6,7	44,4	6,27

Результаты определения основных параметров компрессора

	T_H, K	$p_k^*,$ кПа	$p_T^*,$ кПа	$\rho_B,$ $\frac{кг}{м^3}$	$G_B,$ кг/с	$N_K,$ Вт	$\frac{H_z,$ Дж кг	π_k^*	$\frac{L_{кс}}{Дж}$ кг	η_k^*
1	296,15	101,0	193,8	1,17	0,0178	320,8	18068	1,018	1533	0,085
2	296,15	101,3	189,0	1,17	0,0169	305,3	18053	1,021	1787	0,099
3	296,15	102,1	182,9	1,17	0,0152	286,7	18895	1,029	2460	0,130
4	296,15	102,7	178,6	1,17	0,0140	272,9	19446	1,035	2963	0,152
5	296,15	105,3	157,8	1,17	0,0081	209,7	25913	1,061	5118	0,198
6	296,15	105,9	143,6	1,17	0,0039	165,4	42573	1,068	5610	0,132

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



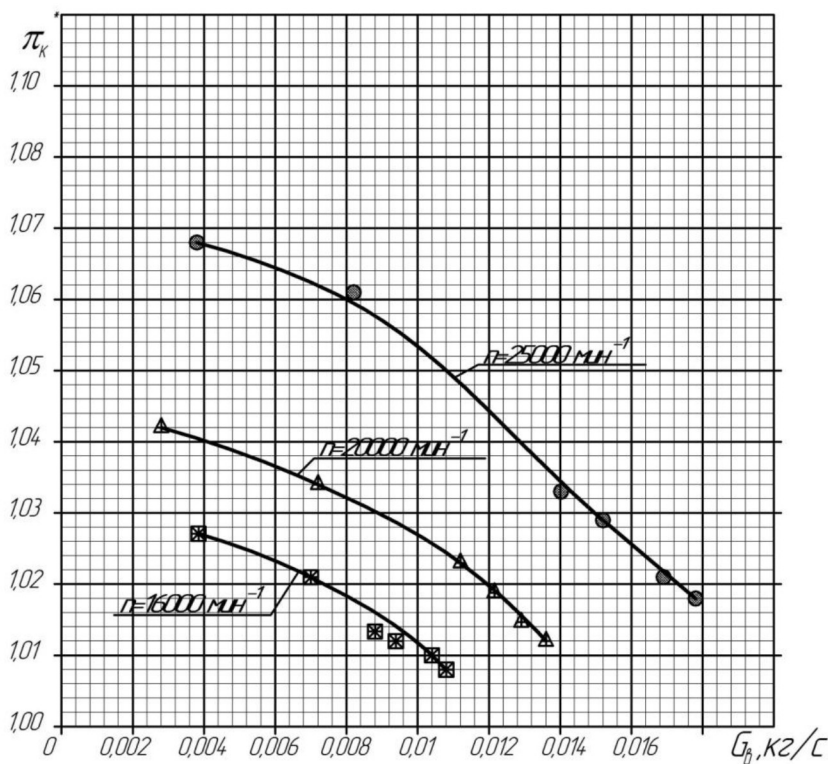
Пояснение протекания напорной характеристики: 1. Как и почему меняется степень сжатия π_k^* при отклонении расхода воздуха G_B от расчетного значения? 2. Как и почему меняется КПД при отклонении расхода воздуха G_B от расчетного значения?

Напорные характеристики, полученные при других частотах вращения

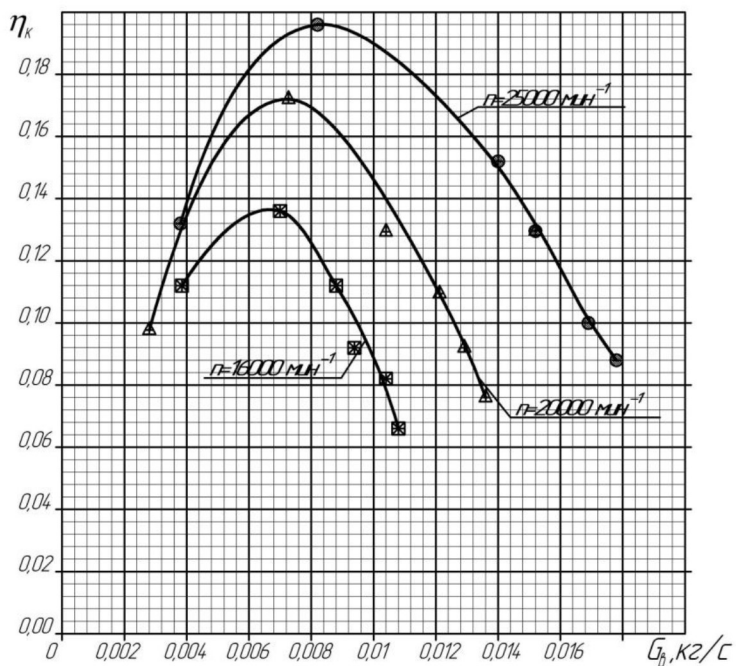
(данные берутся у студентов других подгрупп)

	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 микрокомпрессора



КПД характеристики микрокомпрессора



Пояснение протекания напорных характеристик: Как и почему смещается зависимость линия при увеличении частоты вращения?

Контрольный вопрос №1:

Место для ответа

Контрольный вопрос №2:

Место для ответа

Контрольный вопрос №3:

Место для ответа

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

Газодинамические функции представляют собой безразмерные функции приведенной скорости λ или числа Маха M , равные отношениям важнейших параметров, характеризующих одномерный поток в различных его сечениях, к значениям этих параметров в критических сечениях или к значениям параметров заторможенного потока.

Под приведенной скоростью λ понимается отношение скорости газа к критической скорости:

$$\lambda = \frac{c}{c_{кр}} = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}, \text{ где}$$

T^* - температура торможения, К;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель изоэнтропы;

R - газовая постоянная.

Приведенная скорость может изменяться в диапазоне от 0 до

$$\lambda_{max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}.$$

Число Маха представляет собой отношение скорости газа к местной скорости звука:

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}},$$

где T - статическая температура газа.

Число Маха может принимать любые положительные значения.

Приведенная скорость λ и число Маха M связаны между собой следующими соотношениями:

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}; \quad M^2 = \frac{\frac{2}{k+1} \lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}.$$

Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

функция $\tau(\lambda)$, равная отношению статической температуры потока T к температуре заторможенного потока T^* в том же сечении:

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2;$$

функция $\pi(\lambda)$, равная отношению статического давления потока p к давлению заторможенного потока p^* в том же сечении:

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}};$$

функция $\varepsilon(\lambda)$, равная отношению статической плотности потока ρ к плотности заторможенного потока ρ^* в том же сечении:

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}};$$

функция $q(\lambda)$ - приведенная плотность тока, равная отношению плотности тока в произвольном сечении к плотности тока в критическом сечении:

$$q(\lambda) = \frac{F}{F_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda.$$

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,000	0,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000
0,001	0,0009	1,0000	1,0000	1,0000	0,0016
0,002	0,0018	1,0000	1,0000	1,0000	0,0032
0,003	0,0027	1,0000	1,0000	1,0000	0,0047
0,004	0,0037	1,0000	1,0000	1,0000	0,0063
0,005	0,0046	1,0000	1,0000	1,0000	0,0079
0,006	0,0055	1,0000	1,0000	1,0000	0,0095
0,007	0,0064	1,0000	1,0000	1,0000	0,0110
0,008	0,0073	1,0000	1,0000	1,0000	0,0126
0,009	0,0082	1,0000	1,0000	1,0000	0,0142
0,010	0,0091	1,0000	0,9999	1,0000	0,0158
0,011	0,0100	1,0000	0,9999	0,9999	0,0174
0,012	0,0110	1,0000	0,9999	0,9999	0,0189
0,013	0,0119	1,0000	0,9999	0,9999	0,0205
0,014	0,0128	1,0000	0,9999	0,9999	0,0221
0,015	0,0137	1,0000	0,9999	0,9999	0,0237
0,016	0,0146	1,0000	0,9999	0,9999	0,0252
0,017	0,0155	1,0000	0,9998	0,9999	0,0268
0,018	0,0164	0,9999	0,9998	0,9999	0,0284
0,019	0,0173	0,9999	0,9998	0,9998	0,0300
0,020	0,0183	0,9999	0,9998	0,9998	0,0315
0,021	0,0192	0,9999	0,9997	0,9998	0,0331
0,022	0,0201	0,9999	0,9997	0,9998	0,0347
0,023	0,0210	0,9999	0,9997	0,9998	0,0363
0,024	0,0219	0,9999	0,9997	0,9998	0,0378
0,025	0,0228	0,9999	0,9996	0,9997	0,0394
0,026	0,0237	0,9999	0,9996	0,9997	0,0410
0,027	0,0246	0,9999	0,9996	0,9997	0,0426

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,028	0,0256	0,9999	0,9995	0,9997	0,0442
0,029	0,0265	0,9999	0,9995	0,9996	0,0457
0,030	0,0274	0,9999	0,9995	0,9996	0,0473
0,031	0,0283	0,9998	0,9994	0,9996	0,0489
0,032	0,0292	0,9998	0,9994	0,9996	0,0505
0,033	0,0301	0,9998	0,9994	0,9995	0,0520
0,034	0,0310	0,9998	0,9993	0,9995	0,0536
0,035	0,0320	0,9998	0,9993	0,9995	0,0552
0,036	0,0329	0,9998	0,9992	0,9995	0,0568
0,037	0,0338	0,9998	0,9992	0,9994	0,0583
0,038	0,0347	0,9998	0,9992	0,9994	0,0599
0,039	0,0356	0,9997	0,9991	0,9994	0,0615
0,040	0,0365	0,9997	0,9991	0,9993	0,0631
0,041	0,0374	0,9997	0,9990	0,9993	0,0646
0,042	0,0383	0,9997	0,9990	0,9993	0,0662
0,043	0,0393	0,9997	0,9989	0,9992	0,0678
0,044	0,0402	0,9997	0,9989	0,9992	0,0694
0,045	0,0411	0,9997	0,9988	0,9992	0,0709
0,046	0,0420	0,9996	0,9988	0,9991	0,0725
0,047	0,0429	0,9996	0,9987	0,9991	0,0741
0,048	0,0438	0,9996	0,9987	0,9990	0,0756
0,049	0,0447	0,9996	0,9986	0,9990	0,0772
0,050	0,0457	0,9996	0,9985	0,9990	0,0788
0,051	0,0466	0,9996	0,9985	0,9989	0,0804
0,052	0,0475	0,9995	0,9984	0,9989	0,0819
0,053	0,0484	0,9995	0,9984	0,9988	0,0835
0,054	0,0493	0,9995	0,9983	0,9988	0,0851
0,055	0,0502	0,9995	0,9982	0,9987	0,0866

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,056	0,0511	0,9995	0,9982	0,9987	0,0882
0,057	0,0520	0,9995	0,9981	0,9986	0,0898
0,058	0,0530	0,9994	0,9980	0,9986	0,0914
0,059	0,0539	0,9994	0,9980	0,9986	0,0929
0,060	0,0548	0,9994	0,9979	0,9985	0,0945
0,061	0,0557	0,9994	0,9978	0,9985	0,0961
0,062	0,0566	0,9994	0,9978	0,9984	0,0976
0,063	0,0575	0,9993	0,9977	0,9983	0,0992
0,064	0,0584	0,9993	0,9976	0,9983	0,1008
0,065	0,0594	0,9993	0,9975	0,9982	0,1024
0,066	0,0603	0,9993	0,9975	0,9982	0,1039
0,067	0,0612	0,9993	0,9974	0,9981	0,1055
0,068	0,0621	0,9992	0,9973	0,9981	0,1071
0,069	0,0630	0,9992	0,9972	0,9980	0,1086
0,070	0,0639	0,9992	0,9971	0,9980	0,1102
0,071	0,0648	0,9992	0,9971	0,9979	0,1118
0,072	0,0658	0,9991	0,9970	0,9978	0,1133
0,073	0,0667	0,9991	0,9969	0,9978	0,1149
0,074	0,0676	0,9991	0,9968	0,9977	0,1165
0,075	0,0685	0,9991	0,9967	0,9977	0,1180
0,076	0,0694	0,9990	0,9966	0,9976	0,1196
0,077	0,0703	0,9990	0,9965	0,9975	0,1212
0,078	0,0712	0,9990	0,9965	0,9975	0,1227
0,079	0,0722	0,9990	0,9964	0,9974	0,1243
0,080	0,0731	0,9989	0,9963	0,9973	0,1259
0,081	0,0740	0,9989	0,9962	0,9973	0,1274
0,082	0,0749	0,9989	0,9961	0,9972	0,1290
0,083	0,0758	0,9989	0,9960	0,9971	0,1306

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,084	0,0767	0,9988	0,9959	0,9971	0,1321
0,085	0,0776	0,9988	0,9958	0,9970	0,1337
0,086	0,0786	0,9988	0,9957	0,9969	0,1352
0,087	0,0795	0,9987	0,9956	0,9968	0,1368
0,088	0,0804	0,9987	0,9955	0,9968	0,1384
0,089	0,0813	0,9987	0,9954	0,9967	0,1399
0,090	0,0822	0,9987	0,9953	0,9966	0,1415
0,091	0,0831	0,9986	0,9952	0,9966	0,1431
0,092	0,0840	0,9986	0,9951	0,9965	0,1446
0,093	0,0850	0,9986	0,9950	0,9964	0,1462
0,094	0,0859	0,9985	0,9949	0,9963	0,1477
0,095	0,0868	0,9985	0,9947	0,9962	0,1493
0,096	0,0877	0,9985	0,9946	0,9962	0,1509
0,097	0,0886	0,9984	0,9945	0,9961	0,1524
0,098	0,0895	0,9984	0,9944	0,9960	0,1540
0,099	0,0904	0,9984	0,9943	0,9959	0,1555
0,100	0,0914	0,9983	0,9942	0,9958	0,1571
0,110	0,1005	0,9980	0,9930	0,9950	0,1726
0,120	0,1097	0,9976	0,9916	0,9940	0,1882
0,130	0,1188	0,9972	0,9902	0,9930	0,2036
0,140	0,1280	0,9967	0,9886	0,9919	0,2190
0,150	0,1372	0,9963	0,9869	0,9907	0,2344
0,160	0,1464	0,9957	0,9851	0,9894	0,2497
0,170	0,1556	0,9952	0,9832	0,9880	0,2649
0,180	0,1648	0,9946	0,9812	0,9866	0,2801
0,190	0,1740	0,9940	0,9791	0,9850	0,2952
0,200	0,1832	0,9933	0,9769	0,9834	0,3103
0,210	0,1924	0,9927	0,9745	0,9817	0,3252

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,220	0,2016	0,9919	0,9721	0,9800	0,3401
0,230	0,2109	0,9912	0,9695	0,9781	0,3549
0,240	0,2201	0,9904	0,9668	0,9762	0,3696
0,250	0,2294	0,9896	0,9640	0,9742	0,3842
0,260	0,2387	0,9887	0,9611	0,9721	0,3987
0,270	0,2480	0,9879	0,9581	0,9699	0,4131
0,280	0,2573	0,9869	0,9550	0,9677	0,4274
0,290	0,2666	0,9860	0,9518	0,9653	0,4416
0,300	0,2759	0,9850	0,9485	0,9629	0,4557
0,310	0,2853	0,9840	0,9451	0,9604	0,4697
0,320	0,2946	0,9829	0,9415	0,9579	0,4835
0,330	0,3040	0,9819	0,9379	0,9552	0,4973
0,340	0,3134	0,9807	0,9342	0,9525	0,5109
0,350	0,3228	0,9796	0,9303	0,9497	0,5244
0,360	0,3322	0,9784	0,9264	0,9469	0,5377
0,370	0,3417	0,9772	0,9224	0,9439	0,5509
0,380	0,3511	0,9759	0,9183	0,9409	0,5640
0,390	0,3606	0,9747	0,9141	0,9378	0,5770
0,400	0,3701	0,9733	0,9097	0,9347	0,5897
0,410	0,3796	0,9720	0,9053	0,9314	0,6024
0,420	0,3892	0,9706	0,9008	0,9281	0,6149
0,430	0,3987	0,9692	0,8962	0,9247	0,6272
0,440	0,4083	0,9677	0,8915	0,9213	0,6394
0,450	0,4179	0,9663	0,8868	0,9177	0,6515
0,460	0,4275	0,9647	0,8819	0,9142	0,6633
0,470	0,4372	0,9632	0,8770	0,9105	0,6750
0,480	0,4468	0,9616	0,8719	0,9067	0,6866
0,490	0,4565	0,9600	0,8668	0,9029	0,6979

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,500	0,4663	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091
0,510	0,4760	0,9567	0,8563	0,8951	0,7201
0,520	0,4858	0,9549	0,8510	0,8911	0,7310
0,530	0,4956	0,9532	0,8455	0,8870	0,7416
0,540	0,5054	0,9514	0,8400	0,8829	0,7521
0,550	0,5152	0,9496	0,8344	0,8787	0,7623
0,560	0,5251	0,9477	0,8287	0,8744	0,7724
0,570	0,5350	0,9459	0,8230	0,8701	0,7823
0,580	0,5450	0,9439	0,8171	0,8657	0,7920
0,590	0,5549	0,9420	0,8112	0,8612	0,8015
0,600	0,5649	0,9400	0,8053	0,8567	0,8108
0,610	0,5750	0,9380	0,7993	0,8521	0,8199
0,620	0,5850	0,9359	0,7932	0,8474	0,8288
0,630	0,5951	0,9339	0,7870	0,8427	0,8375
0,640	0,6053	0,9317	0,7808	0,8380	0,8460
0,650	0,6154	0,9296	0,7745	0,8331	0,8543
0,660	0,6256	0,9274	0,7681	0,8283	0,8623
0,670	0,6359	0,9252	0,7617	0,8233	0,8702
0,680	0,6461	0,9229	0,7553	0,8183	0,8778
0,690	0,6565	0,9207	0,7487	0,8133	0,8852
0,700	0,6668	0,9183	0,7422	0,8082	0,8924
0,710	0,6772	0,9160	0,7355	0,8030	0,8994
0,720	0,6876	0,9136	0,7289	0,7978	0,9061
0,730	0,6981	0,9112	0,7221	0,7925	0,9126
0,740	0,7086	0,9087	0,7154	0,7872	0,9189
0,750	0,7192	0,9063	0,7085	0,7818	0,9250
0,760	0,7298	0,9037	0,7017	0,7764	0,9308
0,770	0,7404	0,9012	0,6948	0,7710	0,9364

Газодинамические функции для воздуха (k=1,4)

λ	M	τ	π	ε	q
0,780	0,7511	0,8986	0,6878	0,7654	0,9418
0,790	0,7619	0,8960	0,6808	0,7599	0,9470
0,800	0,7727	0,8933	0,6738	0,7543	0,9519
0,810	0,7835	0,8907	0,6668	0,7486	0,9565
0,820	0,7944	0,8879	0,6597	0,7429	0,9610
0,830	0,8053	0,8852	0,6526	0,7372	0,9652
0,840	0,8163	0,8824	0,6454	0,7314	0,9692
0,850	0,8274	0,8796	0,6382	0,7256	0,9729
0,860	0,8384	0,8767	0,6310	0,7197	0,9764
0,870	0,8496	0,8739	0,6238	0,7138	0,9796
0,880	0,8608	0,8709	0,6165	0,7079	0,9826
0,890	0,8721	0,8680	0,6092	0,7019	0,9854
0,900	0,8834	0,8650	0,6019	0,6959	0,9880
0,910	0,8947	0,8620	0,5946	0,6898	0,9902
0,920	0,9062	0,8589	0,5873	0,6838	0,9923
0,930	0,9177	0,8559	0,5800	0,6776	0,9941
0,940	0,9292	0,8527	0,5726	0,6715	0,9957
0,950	0,9409	0,8496	0,5652	0,6653	0,9970
0,960	0,9526	0,8464	0,5578	0,6591	0,9981
0,970	0,9643	0,8432	0,5505	0,6528	0,9989
0,980	0,9761	0,8399	0,5431	0,6466	0,9995
0,990	0,9880	0,8367	0,5357	0,6403	0,9999
1,000	1,0000	0,8333	0,5283	0,6339	1,0000
1,010	1,0120	0,8300	0,5209	0,6276	0,9999
1,020	1,0241	0,8266	0,5135	0,6212	0,9995
1,030	1,0363	0,8232	0,5061	0,6148	0,9989