

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ
МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ
ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлению подготовки 160301 Авиационные двигатели и энергетические установки и специальности 140501 Двигатели внутреннего сгорания

САМАРА
Издательство СГАУ
2013

УДК 621.515 (075)

ББК 39.55

P248

Авторы: *Батури* Олег Витальевич,
Колмакова Дарья Алексеевна,
Матвеев Валерий Николаевич,
Попов Григорий Михайлович

Рецензент д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л л а л е е в

Батури, О. В.

P248 **Расчетное определение характеристик ступени компрессора с помощью методов вычислительной газовой динамики:** учеб. пособие / [О.В. Батури и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 64 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-0924-4

Содержит информацию о методах и средствах получения характеристик ступени лопаточного компрессора. Подробно описаны подходы к их экспериментальному исследованию, а также стендовое оборудование, применяемое при этом. В противопоставлении эксперименту приводится технология расчетного определения характеристик компрессора с помощью современных численных методов газовой динамики. Для облегчения понимания получаемых результатов также приведены краткие теоретические сведения о характеристиках лопаточных компрессоров.

Предназначено для студентов, обучающихся по курсам «Теория и расчет лопаточных машин АД и ЭУ», направления 160301 Авиационные двигатели и энергетические установки, «Агрегаты наддува ДВС», специальности 140501 Двигатели внутреннего сгорания, а также для самостоятельной работы студентов-дипломников, аспирантов, магистрантов и научных работников, чьи исследования связаны с турбомашиностроением.

Подготовлено на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ.

УДК 621.515 (075)

ББК 39.55

ISBN 978-5-7883-0924-4

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	7
1. ХАРАКТЕРИСТИКА КОМПРЕССОРА	10
1.1. Напорная характеристика ступени компрессора	10
1.2. Характеристика компрессора	14
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА	21
2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре	21
2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента	25
2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик	33
2.4. Методика обработки результатов измерения	36
3. ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ	39
4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ	45
5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	49
5.1. Индивидуальные задания	49
5.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы	52
5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора	52
5.2.2. Вопросы, связанные с характеристиками компрессоров	55
5.2.3. Вопросы, связанные экспериментальным исследованием компрессоров	56
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	57
ПРИЛОЖЕНИЕ	59

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c	— скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с;
D	— диаметр, м;
F	— площадь проходного сечения, м ² ;
G	— массовый расход воздуха или газа, кг/с;
H_{th}	— теоретический напор, создаваемый компрессором, Дж/кг;
H_U	— теоретическая работа турбины, Дж/кг;
h	— высота лопатки, м;
i	— энтальпия, Дж/кг;
k	— показатель изэнтропы;
L_K	— удельная работа компрессора, Дж/кг;
L_T	— удельная работа турбины, Дж/кг;
m	— масса, кг;
M	— число Маха (отношение скорости потока к скорости звука), крутящий момент, Н · м;
N_K	— мощность привода компрессора, кВт;
N_T	— мощность на валу турбины, кВт;
n	— частота вращения, мин ⁻¹ ; показатель политропы;
p	— давление, Па;
P	— сила, Н;
Q	— тепло, Дж/кг;
R	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг К);
T	— температура, К;
t	— шаг, мм;
u	— окружная скорость колеса, м/с;
w	— скорость в относительном движении, м/с;
z	— число ступеней; число лопаток;
α	— углы потока и лопаток в абсолютном движении, град;
β	— углы потока и лопаток в относительном движении, град;
δ	— радиальный зазор, мм;
ρ	— плотность, кг/м ³ ;

σ	— коэффициент восстановления полного давления;
η	— коэффициент полезного действия;
λ	— приведенная скорость;
π_k^*	— степень повышения давления в компрессоре;
ω	— угловая скорость, рад/с;

Индексы

*	— заторможенные параметры;
<i>a</i>	— осевое направление;
<i>в</i>	— вход, воздух;
<i>к</i>	— на выходе из компрессора;
<i>н</i>	— теоретический, параметры атмосферного воздуха;
<i>на</i>	— относящийся к направляющему аппарату;
<i>пр</i>	— приведенный;
<i>рк</i>	— относящийся к рабочему колесу;
<i>ст</i>	— ступень;
<i>ср</i>	— средний;
<i>т</i>	— турбина, теоретический;
<i>г</i>	— радиальный;
<i>s</i>	— изоэнтропический;
<i>и</i>	— окружная проекция;
<i>w</i>	— относительный;
<i>z</i>	- затраченный;
<i>1</i>	— сечение на входе в рабочее колесо;
<i>2</i>	— сечение на выходе из РК;
<i>3</i>	— сечение на выходе из направляющего аппарата.

Условные сокращения

ВНА	— входной направляющий аппарат;
ГТД	— газотурбинный двигатель;
ГТУ	— газотурбинная установка;
КПД	— коэффициент полезного действия;
ЛВ	— лопаточный венец;
ЛД	— лопаточный диффузор;

- ЛМ — лопаточная машина;
НА — направляющий аппарат;
РЗ — радиальный зазор;
РК — рабочее колесо;
ТРД — турбореактивный двигатель;
ЦБК — центробежный компрессор;
CFD — англ. аббр. *Computational Fluid Dynamics*) –принятое в мире
сокращение термина «вычислительная газовая динамика».

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

ВВЕДЕНИЕ

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 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 [1].

Зависимость параметров, характеризующих работу компрессора, от параметров, характеризующих режим его работы, называется *характеристикой компрессора*. Работка компрессора характеризуется двумя параметрами: степенью сжатия π_k^* и КПД η_k . Режим работы компрессора определяется частотой вращения РК n и расходом воздуха G_v , либо комплексами, связанными с ним ($q(\lambda_v), \lambda_v$ и т.п.) [1,2].

Знание характеристик необходимо для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установки, оптимального регулирования

турбокомпрессора, обеспечивающего работу в области характеристик с высокими КПД при условии достаточности запасов газодинамической устойчивости компрессора [3].

Характеристика компрессора может быть получена двумя путями: экспериментальным и расчетным.

В первом случае изготовленный компрессор или его модель, выполненная с соблюдением условий подобия, помещается на экспериментальный стенд, и проверяется работой в интересующих условиях. Главным достоинством данного способа является его высокая достоверность. Однако он имеет большое количество недостатков. В частности, изготовление испытываемого компрессора требует значительных временных и материальных затрат, наличия специальных экспериментальных стендов и систем для их обслуживания, а также квалифицированного персонала. Кроме того в эксперименте не всегда удается полностью воспроизвести условия работы компрессора в изделии, а ограниченные возможности имеющихся средств измерения не позволяют получить исчерпывающую информацию обо всех интересующих параметрах.

При расчетном исследовании структура потока в компрессоре изучается с помощью численных методов газовой динамики, основанных на решении системы уравнений Навье – Стокса, описывающей движение газа с минимально возможными допущениями (т.н. *CFD* расчет) [7,8,9]. Расчетное исследование требует существенно меньших временных и материальных затрат и позволяет моделировать любые условия работы компрессора. Кроме того результаты расчета значительно более информативны по сравнению с экспериментом, поскольку позволяют найти все параметры потока во всех точках рассматриваемой области. Расчетные программы, как правило, универсальны и могут быть также применены для изучения свойств других объектов. Однако следует помнить, что результаты расчетного исследования – это результаты решения уравнений, отражающих существующее представление о физических процессах. По этой причине их достоверность ниже, чем у эксперимента. Кроме того работа с программами численного моделирования требует высокой квалификации пользователя.

Таким образом, информация о рабочем процессе компрессора может быть получена двумя путями, каждый из которых обладает своими достоинствами и недостатками. По всей видимости, действительно высокоэффективный компрессор можно получить только комбинируя оба этих способа. Численные методы газовой динамики - это мощное средство в руках грамотного проектировщика, способное существенно расширить его представления о физической картине процесса, имеющего место в конкретном изделии, рассчитать течение в нем с минимальными допущениями, рассмотреть большее число вариантов исполнения геометрии в относительно короткие сроки и найти пути существенного повышения эффективности, многократно сократить потребное число испытаний, уменьшить временные и материальные затраты. Но следует помнить, что результаты *CFD* расчетов – это решение дифференциальных уравнений, отражающих наше представление о физике процесса. Поэтому эксперимент навсегда останется окончательной инстанцией по проверке правильности принятых проектных решений и подтверждению достигнутых в расчете результатов.

В представленном методическом пособии подробно описаны технологии расчетного и экспериментального определения напорных характеристик центробежного компрессора.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА КОМПРЕССОРА

1.1. НАПОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

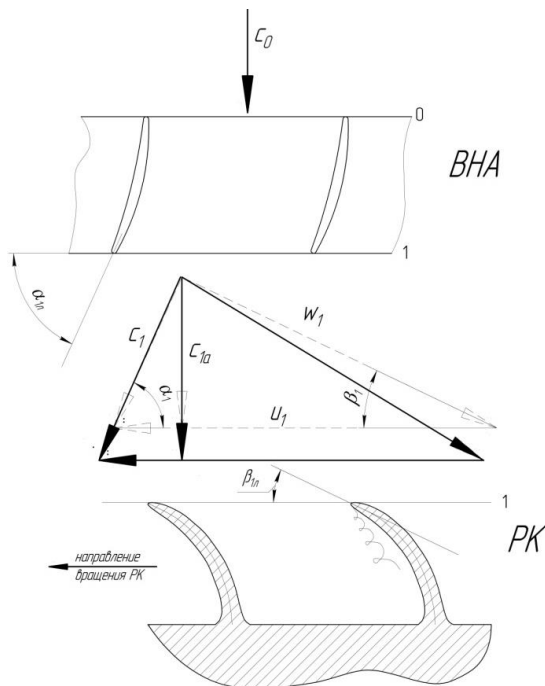
Рассмотрим рабочий процесс произвольного лопаточного компрессора. Его геометрия (форма лопаток и меридионального сечения) полностью определена. Известными также являются все параметры на расчетном режиме включая планы скоростей в контрольных сечениях и значения степени сжатия π_k^* и КПД η_k .

Рассмотрим, как изменяются параметры, характеризующие работу компрессора, при изменении расхода воздуха при постоянной частоте вращения ротора $n = const$. Постоянство частоты вращения обуславливает неизменность окружной скорости u_i .

Двухмерная схема течения во входной части РК ЦБК приведена на рис. 1.1. На нем пунктирной линией изображен треугольник скоростей на входе в РК на расчетном режиме. На этом режиме угол потока в относительном движении β_1 близок к входному конструктивному углу РК β_{1T} .

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

тока на входе в РК в относительном движении w_1 . Треугольник скоростей на входе в РК при увеличенном расходе воздуха изображен на рис. 1.1 сплошной линией.

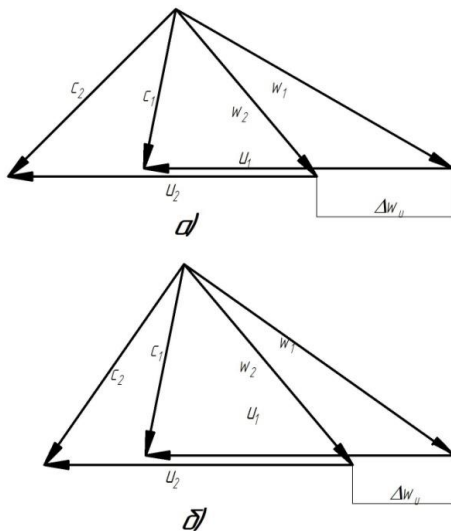


Пунктир – треугольник скоростей на расчетном режиме;

Сплошная линия – треугольник скоростей при увеличенном расходе рабочего тела

Рис. 1.1. Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Как видно из рис. 1.1 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 (копытца). 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.



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

Рис. 1.2. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Поскольку при $n = const$, мощность, подводимая к компрессору, не меняется, то рост расхода рабочего тела G_b приведет к тому, что работа, подводимая к одному килограмму рабочего тела уменьшится, а это приведет к снижению степени сжатия π_k^* . Сказанное можно подтвердить изменением планов скоростей ступени осевого компрессора, приведенным на рис. 1.2. 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 [2]. Это и приводит к снижению напора и КПД, при этом правые ветви зависимостей $\pi_k^*, \eta_k = f(G_b)$ стремятся к вертикальному направлению (рис. 1.5) [1].

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^* .

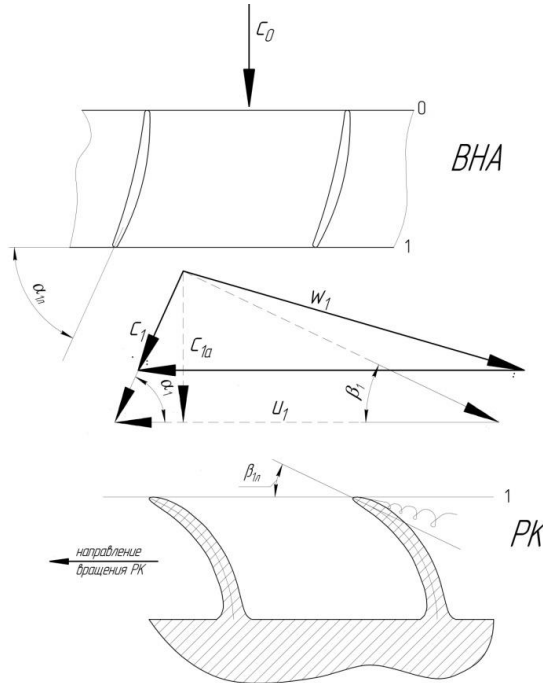
При уменьшении расхода воздуха G_b относительно расчетного значения осевая составляющая скорости c_{1a} уменьшается. Направление скорости c_1 не изменяется. Поэтому при неизменной частоте вращения угол β_1 уменьшится и угол атаки i станет положительным (рис. 1.3). Это приводит к возникновению отрыва 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 .

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. 1.4. Видно, что уменьшение расхода при $n=const$ увеличивает $\Delta W_{и}$, 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.

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

Проведенный анализ позволяет построить зависимость, параметров, в характеризующих работу компрессора, от расхода воздуха через него $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$ при $n=const$, показанную на рис. 1.5. Характеристика компрессора, полученная при $n=const$, также называется **напорной линией** или **напорной характеристикой**.



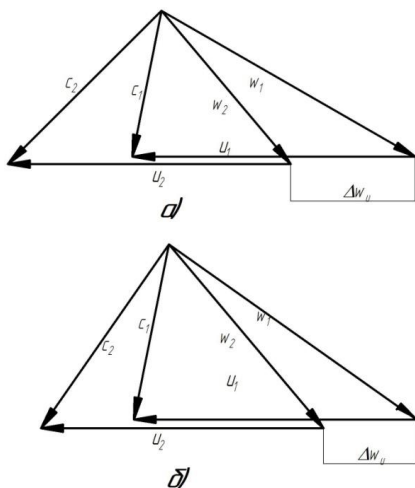
Пунктир – треугольник скоростей на расчетном режиме;

Сплошная линия – треугольник скоростей при уменьшенном расходе рабочего тела

Рис. 1.3. Изменение треугольника скоростей на входе в РК ЦБК при уменьшении расхода воздуха относительно расчетного значения

1.2. 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.



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

Рис. 1.4. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Поэтому на практике получают семейство напорных линий, полученных при разных частотах вращения, которые образуют характеристику компрессора (рис. 1.6).

При увеличении частоты вращения n согласно уравнению моментов количества движения

$$H_u = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}).$$

увеличивается затраченный напор H_T 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

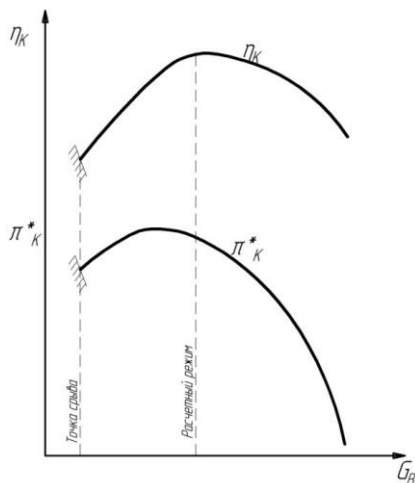


Рис. 1.5. Типовой вид напорной характеристики ступени компрессора

сжатия. Это приводит к тому, что напорная линия на характеристике смещается вправо вверх (рис. 1.6, 1.7).

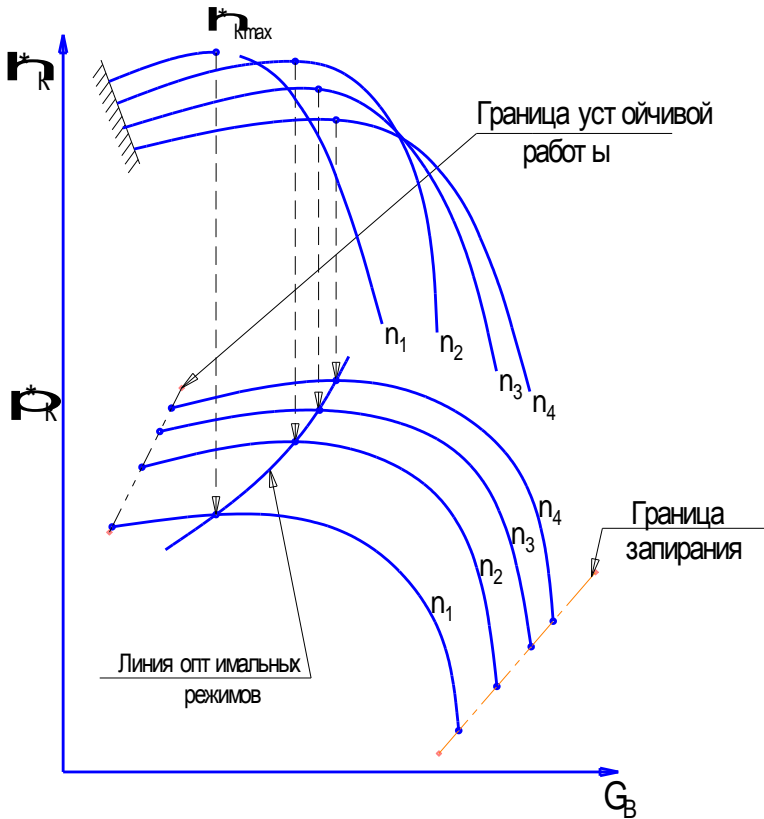
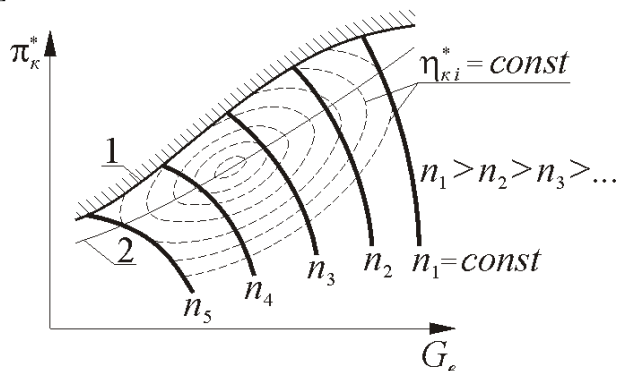


Рис. 1.6. Типовая характеристика центробежного компрессора [5]

Характеристики компрессора в виде, показанном на рис. 1.6, неудобны в применении. На практике чаще используют характеристики, представляющие собой зависимость $\pi_k^* = f(G_b, n)$ с нанесенными на них линиями постоянного КПД $\eta_k = const$ (рис. 1.7) [1,2].

Линия, соединяющая точки срыва разных напорных линий, образует границу срыва. Работа на режимах близких к границе срыва сопровождается интенсивными пульсациями потока в компрессоре, 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 [1,3].



1 – граница срыва;
2 – линия оптимальных режимов.

Рис. 1.7. Наиболее распространенная форма представления характеристики компрессора [1]

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

$$K_y = \frac{\pi_{кг}^* / G_{вг}}{\pi_{кр}^* / G_{вр}}$$

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

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

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

$$L_{kS} = \frac{k}{k-1} RT_B \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

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 некорректно 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 подобными 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 [1,2].

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

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

Приведенными называются такие значения параметров, которые имели бы место при испытании в стандартных атмосферных условиях (САУ) ($T_H = 288,16\text{К}$, $p_H = 101325\text{Па}$) [3].

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 [3]:

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

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

Внешний вид характеристики, построенной в приведенных параметрах (рис. 1.8), мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.6, 1.7).

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

- вместо расхода рабочего тела $G_{\text{в}}$ комплекс $G_{\text{в}}\sqrt{T^*}/p^*$, 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.

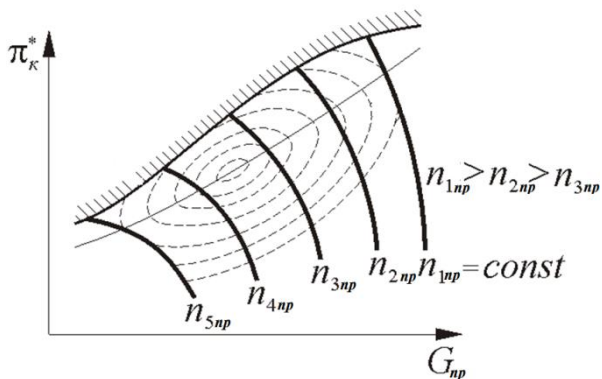


Рис. 1.8. Характеристика компрессора, построенная по приведенным параметрам

В этом случае внешний вид характеристики, построенной в универсальных параметрах (рис. 1.9), также мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.6, 1.7).

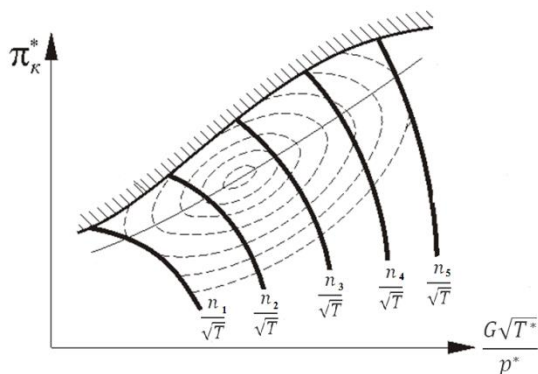


Рис. 1.9. Характеристика компрессора, построенная по универсальным параметрам

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

2.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ПРИМЕНЯЕМОЕ ПРИ ИЗУЧЕНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КОМПРЕССОРЕ

Эксперимент позволяет получить наиболее достоверные данные о структуре потока в компрессоре, его параметрах и характеристиках. 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 [5]. 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. Чертеж РК исследуемого компрессора приведен на рис. 2.4 [6]. Число лопаток – *12шт.*

Компрессор вращается с помощью воздушной микротурбины 5, рабочее колесо которой насажено на другой конец вала 3.

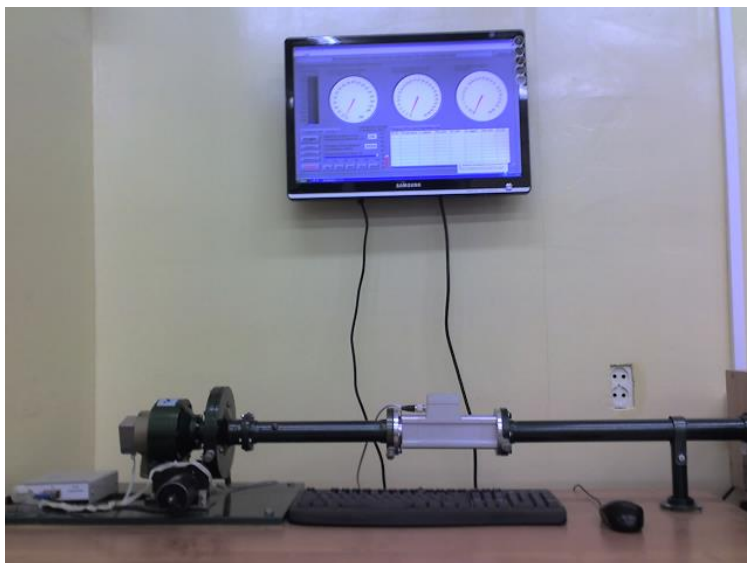
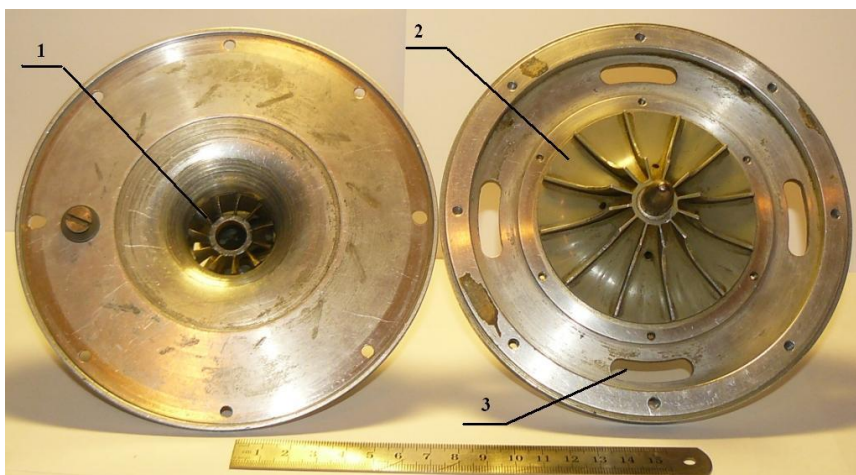


Рис. 2.2. Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик центробежного микрокомпрессора [5]



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

Рис. 2.3. Внешний вид исследуемого центробежного компрессора [5]

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 $G_в$. Дроссель оборудован датчиком обратной связи 15, который сигнализирует о положениях диска 13, соответствующих определенным площадям выпускных окон.



Рис. 2.5. Внешний вид входного направляющего аппарата

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 [5]:

- атмосферные давление p_H (кПа) и температура t_H ($^{\circ}\text{C}$) в лабораторном помещении. При проведении эксперимента считается, что давление и температура на входе в компрессор равны атмосферным;
- избыточное давление на выходе из компрессора p_{KM} , кПа;
- частота вращения РК компрессора n , мин^{-1} .
- объёмный расход воздуха через компрессор $Q_в$, л/мин;

- полное избыточное давление на входе в приводную микротурбину $p_{\text{ТМ}}^*$, кПа.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей. Они преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, которые обрабатываются автоматизированной системой управления стенда и отображаются на мониторе компьютера в специальной программе (рис. 2.6). 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 $p_{\text{КМ}}$ 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.

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. 2.6).

Первичный преобразователь принимает давление через два отверстия в корпусе. Они расположены перпендикулярно направлению движения потока и фактически измеряют статическое давление на выходе из компрессора (рис.2.7).

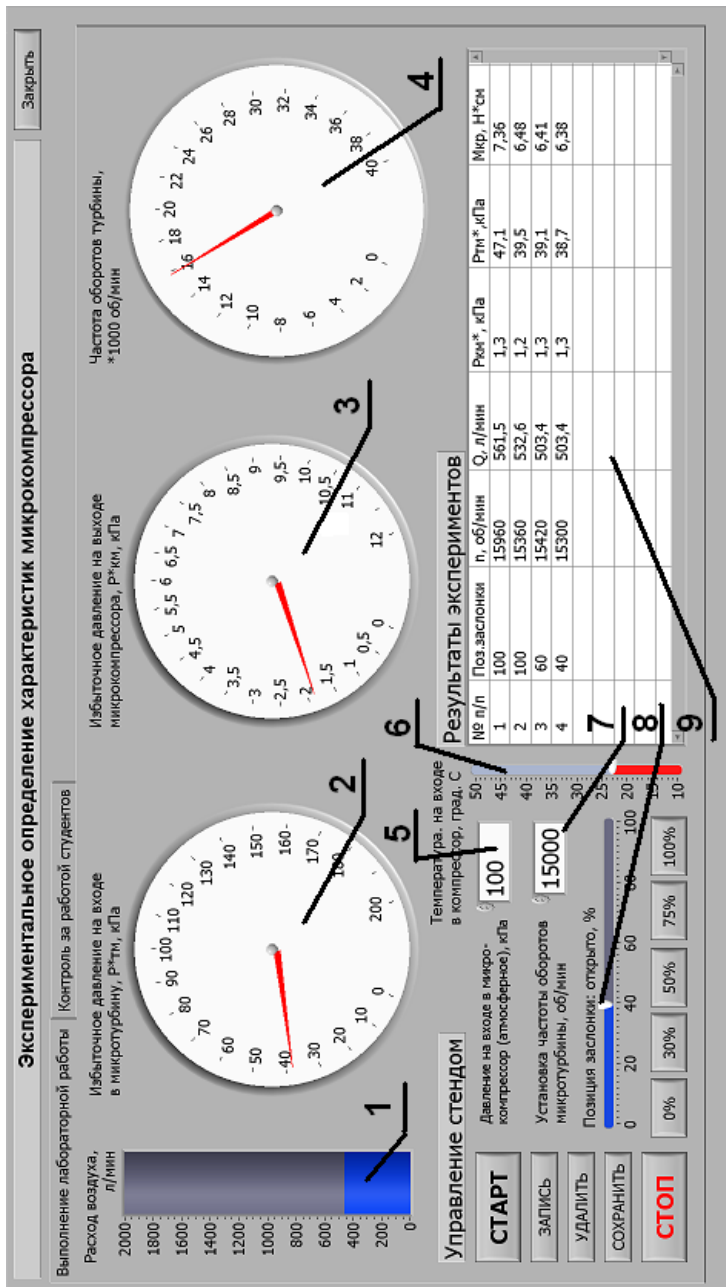
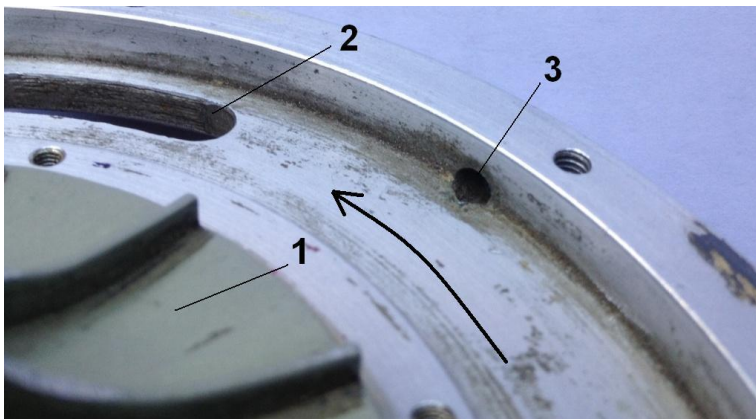


Рис.2.6. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов [5]



1 – рабочее колесо; 2 – отверстие выхода потока; 3 – отверстие отбора давления для преобразователя; стрелкой указано примерное направление движение рабочего тела

Рис.2.7. Отбор давления на преобразователь давления

Трубки отбора давления от двух отверстий соединяются друг с другом перед подключением к первичному преобразователю. То есть, он показывает осредненную величину давления.

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

$$p_k^* = p_{км}^* + p_H, \text{ кПа.}$$

*Абсолютное давление рабочего тела на входе в компрессор p_e^** принимается равным атмосферному p_H . Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле 5 на экране дисплея (рис. 2.6) перед началом эксперимента. Однако следует помнить, что на входе в РК устанавливается ВНА, длинная труба и вихревой расходомер, который в проточной части имеет плохообтекаемое тело. По этой причине реальное полное давление на входе в компрессор будет меньше атмосферного из-за гидравлических потерь в указанных элементах. Ориентировочная величина потерь полного давления составляет 3..7%.

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

$$\pi_k = p_k / p_b^* ;$$

$$L_{KS} = c_p T_H^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

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

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

Полная температура воздуха на входе в компрессор T_b^* , равная температуре воздуха в лаборатории t_H , поскольку не зависит от гидравлических потерь в проточной части входной системы стенда. Атмосферная температура определяется по комнатному термометру и вводится в управляющую программу ползунком 6 (рис. 2.6) перед началом эксперимента.

Частота вращения ротора компрессора измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика 2 (рис. 2.1). Испускаемый светодиодом луч отражается от блестящей половины алюминиевого диска и достигает фотодиода, формируя высокий уровень сигнала. В момент прохождения окрашенной половины диска луч не отражается и на фотодиоде формируется низкий уровень сигнала. Таким образом, за один оборот диска формируется один «гребень» сигнала и одна «впадина». Компьютер подсчитывает количество таких «гребней» или «впадин» за определенное время и вычисляет частоту вращения РК, которая выводится на индикатор 4 (рис. 2.6).

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 (рис. 2.8). 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 *I* (рис. 2.6) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

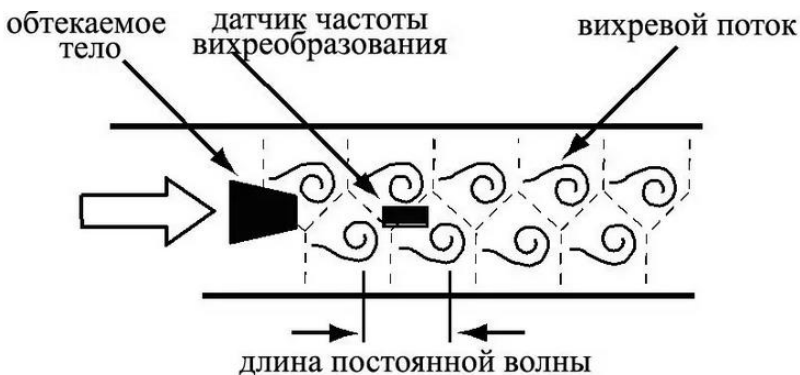


Рис. 2.8. Схема работы вихревого расходомера

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:

$$\rho_B = \frac{1000p_H}{RT_H}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

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

p_H - атмосферное давление в кПа.

Массовый расход равен:

$$G_B = Q_B \cdot \rho_B, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Полное избыточное (манометрическое) давление перед турбиной $p_{ТМ}^*$ 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. 2.6). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения его абсолютного значения необходимо к давлению $p_{ТМ}^*$ прибавить величину атмосферного давления:

$$p_T^* = p_{ТМ}^* + p_H, \text{ кПа.}$$

Величина *крутящего момента $M_{кр}$, затрачиваемого на вращение компрессора*, определяется косвенно следующим образом. На установившемся режиме крутящий момент на валу турбины M_T равен сумме момента на валу компрессора M_K и моменту на преодоление трения в подшипниковых опорах M_{mp} . Однако вследствие того, что момент трения M_{mp} 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. 2.9. По ней находится величина M_T на основании замеров полного давления на входе в турбину p_T^* и частоты вращения ротора n .

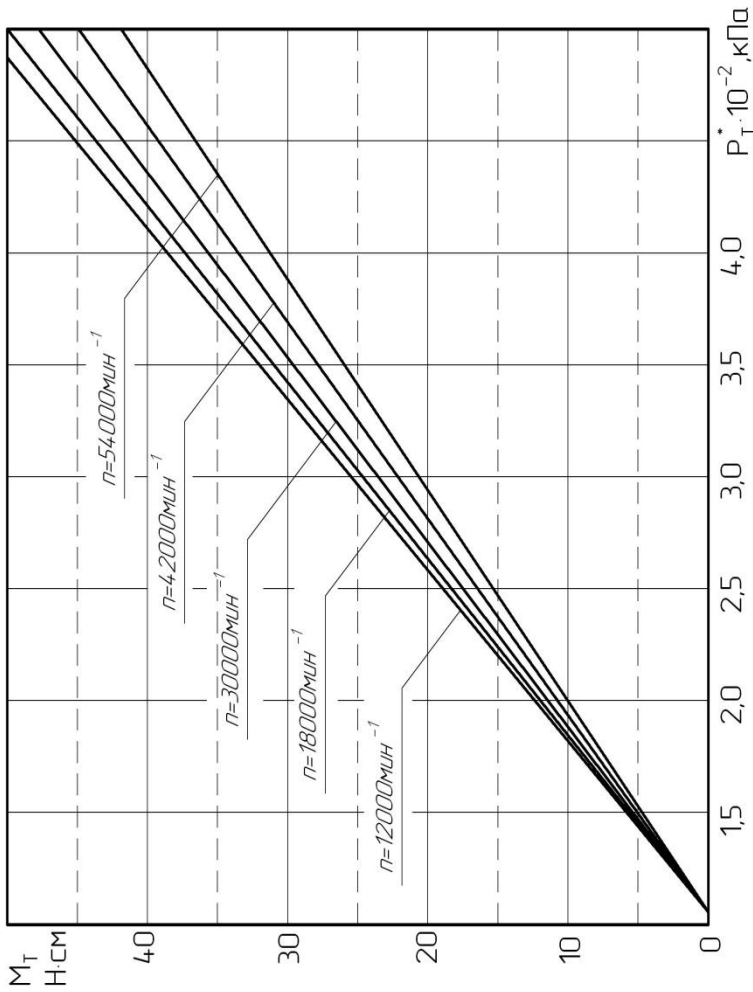


Рис. 2.9. Зависимость крутящего момента турбины M_T от давления на входе в турбину P_T^* и частоты вращения ротора [5]

При проведении эксперимента определение момента M_T происходит автоматически по сигналам от датчиков, измеряющих p_T^* и n , после чего значение M_T вносится в протокол испытаний в размерности $H \cdot см$.

По величине крутящего момента легко определить мощность, затраченную на вращение компрессора N_k , а по ней найти затраченный напор H_z - механическую работу, совершаемую над каждым килограммом сжимаемого воздуха.

$$N_k = M_k \omega = M_k \frac{\pi n}{30}, \text{ Вт};$$

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

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:

$$\eta_k = \frac{L_{к\text{с}}}{H_z}.$$

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

2.3. ПОРЯДОК ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МИКРОКОМПРЕССОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК

Определение основных параметров исследуемого микрокомпрессора рекомендуется проводить в следующем порядке [5].

1. Перед началом эксперимента следует убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневмосети с давлением не ниже 200 кПа (2 кг/см^2).
2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему компьютера и программу управления стендом на компьютере.
3. Определить атмосферное давление в помещении по электронному барометру и записать его показания в поле 5 (см. рис. 2.6) управляющей программы.
4. Определить комнатную температуру по лабораторному термометру и выставить ее значение ползунком 6 (см. рис. 2.6) управляющей программы.
5. Установить в окне 7 (см. рис. 2.6) значение частоты вращения рабочего колеса компрессора, при котором определяются характеристики. Частоту вращения рекомендуется выбирать кратной 2000 мин^{-1} . По условиям прочности РК и подшипников компрессора не рекомендуется задавать частоту вращения более 30000 мин^{-1} .
6. С помощью ползунка 8 (рис. 2.6) 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_v (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. 2.6). 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, следует нажать кнопку «ЗАПИСЬ». При этом мгновенные значения всех индикаторов сохраняются в таблице 9 (рис. 2.6).
 9. Установить ползунком 8 (рис. 2.4) новое значение величины площади открытых окон 12 (рис. 2.1). При этом произойдет рассогласование сигналов ползунка 8 и датчика обратной связи 15 (см. рис. 2.1), который по-прежнему выдает сигнал, соответствующий «старому» положению диска-дресселя 13. Пытаясь скомпенсировать данное рассогласование, система управления подаст сигнал на шаговый двигатель 14, который будет перемещать диск-дрессель 13 до тех пор, пока сигнал с датчика обратной связи 15 не согласуется со значением, заданным ползунком 8 (рис. 2.6). Таким образом, величина площади окон примет заданное значение.
 10. Так как при уменьшении площади окон 12 (рис. 2.1) расход воздуха через компрессор уменьшится, то уменьшится и мощность N_k , необходимая для привода компрессора. Вместе с тем, мощность, вырабатываемая в этот момент турбиной N_T , еще остается на прежнем уровне. Поэтому происходит кратковременный «заброс» частоты вращения. В этом случае система управления стендом уменьшит давление на входе в турбину, и частота вращения вала n после нескольких колебаний придет к прежнему значению. Убедившись в том, что процесс установился, следует нажать кнопку «ЗАПИСЬ».
 11. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 10, выставляя требуемую площадь окон 12 (рис. 2.1). Снятие характеристики рекомендуется проводить строго в одном направлении, то есть, только уменьшая расход, чтобы исключить гистерезисные явления.
 12. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха в турбину, нажав кнопку «СТОП». Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, нажав кнопку

«СОХРАНИТЬ». После этого нужно распечатать несколько экземпляров протокола испытаний.

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

2.4. МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров компрессора.

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 [5].

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:

$$p_k = p_{km} + p_n, \text{ кПа};$$

$$p_1^* = p_{1m}^* + p_n, \text{ кПа.}$$

3. Рассчитывается плотность воздуха на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot p_{\text{н}}}{RT_{\text{н}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

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

$p_{\text{н}}$ - 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:

$$G_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}}{60000}, \text{кг/с.}$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины $M_{\text{т}}$, он может быть найден с помощью графика на рис. 2.9 по величинам давления на входе в турбину $p_{\text{т}}^*$ 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:

$$N_{\text{к}} = M_{\text{к}} \omega = M_{\text{к}} \frac{\pi n}{3000}, \text{Вт.}$$

7. Затраченный напор находится по формуле:

$$H_z = \frac{N_{\text{к}}}{G_{\text{в}}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

8. Степень повышения давления в компрессоре равна:

$$\pi_{\kappa} = P_{\kappa} / p_{\text{H}}.$$

9. Изэнтропическая работа микрокомпрессора определяется по соотношению:

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

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

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

10. Находится КПД микрокомпрессора по формуле:

$$\eta_{\kappa} = \frac{L_{\text{КС}}}{H_z}.$$

По полученным результатам строятся напорная и КПД - характеристики $\pi_{\kappa}^* = f(G_{\text{в}})$ и $\eta_{\kappa} = f(G_{\text{в}})$ 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 1.

3. ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

Расчетное получение характеристики лопаточного компрессора (независимо от его типа) производится с помощью численной модели его рабочего процесса. Технология построения такой модели описана в источниках [10, 11].

Принципиально технология получения характеристики компрессора с помощью численных методов газовой динамики относительно проста. Опираясь на расчетную модель рабочего процесса, следует просчитать несколько рабочих точек при постоянной частоте вращения ротора n , задавая соответствующие граничные условия на входе и выходе. Затем, опираясь на них, строится интересующая напорная кривая $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$. Подобная серия расчетов повторяется для других значений частоты вращения n , формируя характеристику компрессора (рис. 1.6 и 1.7). Однако, несмотря на кажущуюся простоту, эта технология сопряжена со значительными сложностями.

Расчет с помощью методов вычислительной газовой динамики является поверочным. Его цель состоит в том, чтобы найти какие параметры (в первую очередь степень сжатия π_k^* и КПД η_k) покажет исследуемый компрессор. Численное моделирование его рабочего процесса обычно производится при одном из двух сочетаний граничных условий: полное давление p^* на входе и расход G или статическое давление p на выходе.

Как видно из рис. 3.1, напорную ветку характеристики компрессора условно можно разделить на три участка:

- вертикальную ветку, для которой характерно сильное изменение степени сжатия π_k^* при незначительном варьировании расходом G ;
- горизонтальную ветку, для которой характерно небольшое изменение степени сжатия π_k^* при существенном изменении расхода G ;
- переходный участок.

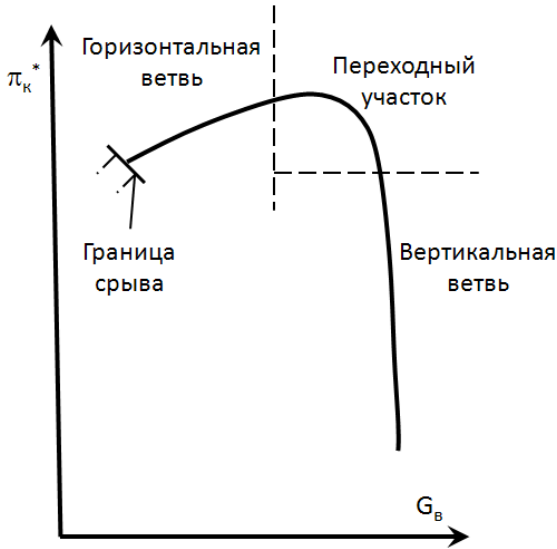


Рис. 3.1. Характерные участки напорной характеристики компрессора

Анализируя форму напорной линии можно заключить, что ни одна из возможных пар граничных условий на входе и выходе не применима для расчета характеристики во всем диапазоне изменения параметров. Задание расхода на выходной границе G не позволит корректно описать вертикальную ветвь. Задание статического давления p (фактически определяющему степень сжатия π_k^*) не позволит достоверно описать горизонтальную ветвь. Кроме того, как видно из рис. 3.1, одному значению степени сжатия π_k^* может соответствовать два значения расхода G .

Для назначения численных величин граничных условий необходимо опираться на положение исследуемой рабочей точки на напорной ветке.

Однако именно эта информация должна быть определена в результате расчета.

Другая проблема заключается в неустойчивости решения на режимах сильно отличающихся от расчетного из-за нестационарного характера течения там.

По этой причине на каф. ТДЛА СГАУ была разработана технология расчетного определения характеристик лопаточных компрессоров с помощью численных методов газовой динамики. Она была апробирована в программных комплексах *Ansys CFX* и *Numeca* и верифицирована путем сопоставления результатов расчета с экспериментальными данными на примере компрессоров ГТД семейства НК.

Для расчета напорной ветки компрессора с помощью численных методов газовой динамики необходимо выполнить следующие действия:

1. Выбирается частота вращения РК n , для которой необходимо получить напорную характеристику компрессора.

2. Расчет начинается с вертикального участка напорной ветки. Первый расчет проводится со следующим сочетанием граничных условий:

- на входе задается полное давление p^* , равное атмосферному давлению или давлению на выходе из предыдущего узла изделия;
- на выходе задается статическое давление p численно равное полному давлению на входе.

Так моделируется режим полного запираания компрессора (точка I на рис 3.2), при котором степень сжатия π_k^* минимальна, а расход рабочего тела через него определяется его пропускной способностью. Фактически это максимальный расход рабочего тела G , который может пропустить через себя компрессор.

При расчете первой точки характеристики следует обратить пристальное внимание на корректное проведение инициализации. Суть инициализации заключается в задании для каждого домена РК и НА ожидаемых, по результатам проектного расчета, значений статического давления p и статической температуры T . Если подобных данных нет, то их можно оценить через приведенную скорость λ . Уровни λ для определения статических параметров рекомендуется брать следующие: для РК от $\lambda=0,65...0,7$, для НА от $\lambda=0,55...0,6$.

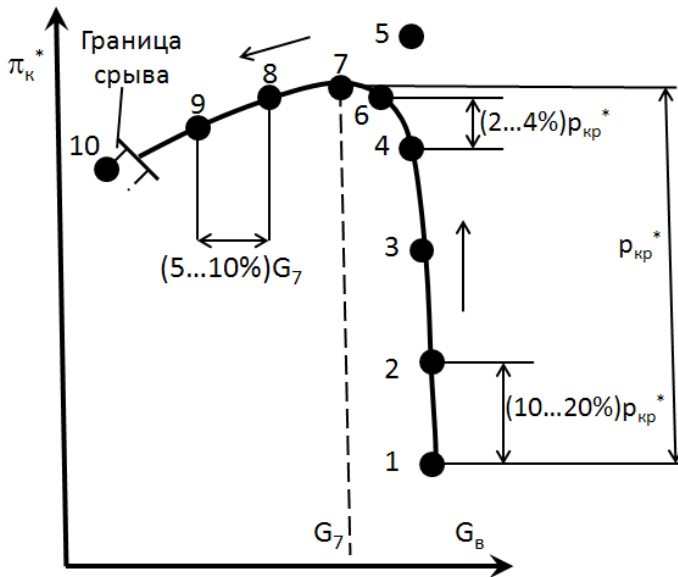


Рис. 3.2. Технология расчета напорной ветки характеристики компрессора

3. Используя результаты расчета п.2 в качестве отправной точки (для инициализации), проводится второй расчет, в котором статическое давление p на выходе из ступени больше принятого на предыдущем шаге на $10...20\%$ проектной величины давления на расчетном режиме $p_{кр}^*$. Например, если проектная степень сжатия компрессора составляет $\pi_{кр}^*=4,5$, то ожидаемое давление на его выходе составит $p_{кр}^*=450000\text{Па}$ и, следовательно, изменение статического давления на выходе следует выбирать из диапазона $\Delta p=45000...90000\text{Па}$ (точка 2 на рис 3.2). **При расчете вертикальной ветки на режимах с более высокими оборотами шаг по давлению можно выбирать больше, чем на режим с меньшими оборотами.**

4. Проводится следующий расчет, в котором статическое давление p на выходной границе на $10...20\%$ проектной величины давления на расчетном режиме $p_{кр}^*$ больше статического давления в предыдущем расчете (точки 3 и 4 на рис. 3.2). Расчет каждой новой точки начинается (инициализируется) на основе результатов расчета предыдущей.

Расчет очередной точки следует считать завершенным в том случае, когда с ходом итераций значение степени сжатия не меняется, а дисбаланс массы и энергии по всем элементам расчетной области не превышает 2%. Обычно для расчета одной точки при принятом сочетании граничных условий достаточно 500...700 итераций.

Для увеличения устойчивости расчет на первых 100...200 итерациях автоматический шаг по времени (*Timescale factor*) следует принять равным 1. В ряде случаев, при проблемах с устойчивостью, на первых итерациях его можно уменьшить до 0,1 и даже 0,01. Далее величина *Timescale factor* может быть увеличена до 10 для ускорения получения решения. Строго говоря, значение *Timescale factor* является индивидуальным для каждой задачи.

5. Пункт 4 повторяется до тех пор, пока расчет очередной точки не удастся завершить, либо полученные результаты будут противоречить физике рабочего процесса компрессора. Это значит, что рассматриваемая (не решаемая) точка находится за пределами напорной ветки (точка 5 на рис. 3.2).

6. Следует вернуться к результатам последнего удачного расчета (точка 4 на рис. 3.2) и, отталкиваясь от них, провести новый расчет по рекомендациям п.4, однако величину изменения давления на выходе следует сократить в 4...5 раз. Так можно рассчитать параметры потока в 2...3 точках на переходном участке (точки 6 и 7 на рис. 3.2).

7. Для одной из точек на переходном участке необходимо найти полученное в расчете значение расхода рабочего тела G_7 . Затем следует создать расчетную модель с граничными условиями: полное давление на входе в компрессор p^* и расход на выходе G . Причем численное значение расхода следует взять на 5...10% меньше, чем величина G_7 . Так будет найдена первая точка на горизонтальном участке (точка 8 на рис. 3.2). При таком сочетании граничных условий процесс решения менее устойчив, и по этой причине достижение решения может потребовать 1000...2000 итераций. Величину *Timescale factor* не следует принимать больше 10.

8. Проводится серия расчета с сочетанием граничных условий из п. 7. В каждом расчете значение расхода на выходе принимается на 5...10% меньше, чем в предыдущем расчете.

9. По мере уменьшения расхода устойчивость процесса расчета будет уменьшаться, и некоторый момент решение не удастся получить. Эта точка находится либо вблизи границы срыва или левее ее (точка 10 на рис 3.2). На этом расчет напорной ветки закончен.

10. Опираясь на данные, полученные при выполнении п. 2...9, строятся напорная ветка $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$, соответствующая частоте вращения принятой в п.1.

11. Изменяется частота вращения РК и действия 1...9 повторяются вновь до получения новой напорной ветки. Аналогичным образом рассчитываются ветки для всех интересующих частот вращения.

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа по расчетному и экспериментальному исследованию характеристик компрессора рассчитана на 8 академических часов.

Лабораторное занятие начинается с краткого лекционного обзора, во время которого преподаватель напоминает студентам принцип действия компрессора, основные параметры характеризующие его работу, процесс преобразования энергии в ступени и теоретические основы протекания характеристик. В этой части преподаватель также подробно объясняет устройство экспериментального стенда. Контроль усвоения материала проводится путем выборочного опроса студентов группы.

На следующем этапе проводится эксперимент. Для этого учебная группа разбивается на подгруппы по 5..6 человек. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта или преподавателя, по инструкции, приведенной в разделе 2.3, снимает характеристику компрессора при фиксированной частоте вращения ротора, указанной преподавателем. Студенты остальных подгрупп получают подобные характеристики, но при других частотах вращения РК. Полученные результаты эксперимента вместе с атмосферными условиями в момент проведения работы (t_H и p_H) распечатываются на специальном бланке для каждого студента.

Каждая группа студентов обрабатывает результаты проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в разделе 2.4. Результаты расчета заносятся в бланк отчета. Пример его оформления приведен в Приложении 1. В нем должна содержаться следующая информация:

- схема экспериментальной установки;

- протокол испытаний, в котором приведены параметры, определенные непосредственно в ходе испытаний и атмосферные условия;
- таблица с результатами обработки произведенных измерений;
- построенные по результатам эксперимента напорные и КПД - характеристики микрокомпрессора $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$ при заданной частоте вращения n .

После завершения обработки результатов испытания каждый студент должен создать расчетную модель потока в исследуемом компрессоре в программном комплексе *ANSYS CFX* по технологии, изложенной в главе 3 источника [10].

Затем каждому участнику подгруппы назначаются 1...2 точки на полученной в эксперименте характеристике, течение в которой он должен изучить расчетным способом. Результаты расчетов всех студентов подгруппы объединяются вместе и по ним строится расчетная зависимость $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$, соответствующая условиям испытания. При совмещении результатов расчета, полученных различными студентами по собственным расчетным моделям, будут ясно видны выпадающие точки, что позволит выявить ошибки в формировании моделей и внести в них коррективы. Сопоставляя результаты расчетного и экспериментального исследований компрессора необходимо дать заключение об адекватности созданной расчетной модели.

После проведения верификации каждый студент получает одно из индивидуальных заданий, приведенных в разделе 5.1. В ходе его выполнения он должен будет провести расчетное исследование влияния различных факторов на протекание характеристики компрессора и теоретически обосновать полученные результаты, опираясь на материалы главы 1, конспект лекции или учебники [1,2,4].

Результаты выполнения индивидуальных заданий 1...7 (если их выполнял, кто-либо из участников подгруппы) следует объединить вместе и построить по ним общую характеристику компрессора $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B, n)$. Эти результаты могут быть сопоставлены с напорными ветками, полученными в эксперименте студентами других подгрупп.

После выполнения работы студент предоставляет преподавателю отчет, состоявший из:

- протокола испытания (приложение 1);

- расчетной напорной характеристика $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B)$ в условиях эксперимента с выводом об адекватности расчетной модели;
- выполненного индивидуального задания;
- расчетной характеристики компрессора $\pi_k^*, \eta_k = f(G_B, n)$ с сопоставлением с экспериментальными данными полученными другими подгруппами.

Контроль усвоения материала производится путем устного опроса. Каждый студент должен ответить на 4 контрольных вопроса:

- №1 о теоретических основах рабочего процесса компрессора (вопросы 11...41 в разделе 5.2.1);
- №2 вопрос, связанный с теоретическим обоснованием протекания характеристик компрессора;
- №3 вопрос, связанный экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора.

При подготовке ответов на контрольные вопросы студенту разрешается пользоваться теоретическим материалом, изложенным в главе 1, конспекте лекций и литературе из списка использованных источников.

Оценка работа студента на лабораторной работе выставляется по результатам проверки отчета и устных ответов на контрольные вопросы. Оценка за каждый элемент отчета и вопрос ставится исходя из максимальных баллов, приведенных в таблице 4.1.

Таблица 4.1
Максимальные оценки за каждый элемент выполнения лабораторной работы

Наименование работы	Максимальный балл
Экспериментальное исследование	1
Результаты расчетного исследования	2
Выполнение индивидуального задания	3
вопрос №1 о теоретических основах рабочего процесса компрессора	1
вопрос №2, связанный с теоретическим обоснованием протекания характеристик компрессора	1

вопрос №3, связанный с экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора	<i>1</i>
--	----------

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

5.1. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

1. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=16000\text{об/мин}$.
2. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=20000\text{об/мин}$. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
3. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=24000\text{об/мин}$. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
4. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=26000\text{об/мин}$. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
5. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=30000\text{об/мин}$. Объясните физические

причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

6. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=34000$ об/мин.
7. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора относительно полученной в эксперименте при частоте вращения РК $n=38000$ об/мин.
8. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при увеличении температуры рабочего тела на входе T_6^* на 10%. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
9. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при уменьшении температуры рабочего тела на входе T_6^* на 10%. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
10. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при увеличении угла выхода потока из ВНА α_l на 10° . Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
11. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при уменьшении угла выхода потока из ВНА α_l на 10° . Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
12. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при увеличении диаметра рабочего колеса на 1,5 мм. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

13. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при уменьшении диаметра рабочего колеса на $1,5\text{ мм}$. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
14. Рассчитайте, как и изменится положение напорной характеристики компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК величиной в 10% от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
15. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК величиной в 20% от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
16. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при увеличении числа лопаток РК на 2 единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
17. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при уменьшении числа лопаток РК на 2 единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.
18. Рассчитайте, как изменится положение напорной характеристики компрессора при установке за РК лопаточного диффузора, чертеж которого приведен на рис. 5.1. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

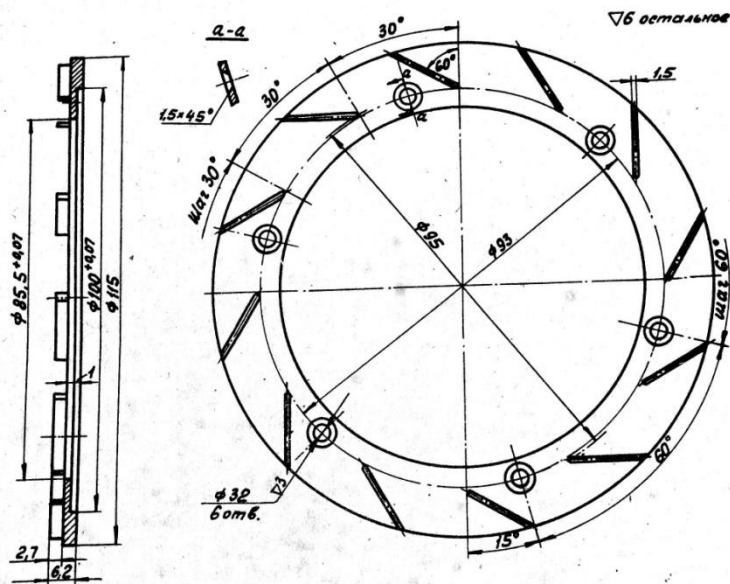


Рис. 5.1. Чертеж лопаточного диффузора к индивидуальному заданию №17[6]

5.2. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора

1. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени сжатия? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
2. Для чего компрессору необходимо рабочее колесо? Поясните свой ответ.
3. Почему в компрессоре воздух движется из области меньшего давления в зону повышенного давления? Поясните свой ответ.
4. Куда расходуется работа, подводимая к компрессору?
5. Что необходимо сделать, чтобы большая часть подводимой в компрессоре работы расходовалась на повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

6. Каким образом в конструкции компрессора организуется торможение потока в относительном движении?
7. Каким образом в конструкции компрессора организуется действие инерционных сил?
8. Почему в компрессоре происходит повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
9. Почему давление растет в направляющем аппарате компрессора?
10. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
11. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
12. Для чего в компрессоре устанавливается направляющий аппарат? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
13. Какие функции выполняет рабочее колесо?
14. Почему нельзя сделать лопаточный компрессор без подвижного рабочего колеса?
15. Почему высота лопатки компрессора уменьшается к выходу? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.
16. Что необходимо сделать, чтобы высота лопатки компрессора не уменьшалась к выходу?
17. Изобразите график изменения абсолютной скорости c по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
18. Изобразите график изменения относительной скорости w по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
19. Изобразите график изменения статического давления p по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
20. Изобразите график изменения полного давления p^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
21. Изобразите график изменения статической температуры T по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
22. Изобразите график изменения полной температуры T^* по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.
23. Поясните что такое КПД компрессора η_k .

24. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?
25. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?
26. Почему нецелесообразно компрессоры выполнять центробежными?
27. Поясните сущность потерь на дополнительное объемное сжатие в компрессоре.
28. Какое действие оказывают гидравлические потери в проточной части компрессора?
29. Изобразите и поясните цепочку передачи энергии от источника энергии к потоку в компрессоре.
30. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение температуры воздуха на входе в компрессор $T_{в}^*$ при неизменной подводимой мощности? Поясните свой ответ.
31. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора π_k^* увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях? Поясните свой ответ.

5.2.2. Вопросы, связанные с характеристиками компрессоров

1. Принципиально изобразите зависимость степени сжатия π_k^* компрессора от расхода воздуха через компрессор $G_{в}$. Поясните ее протекание?
2. Принципиально изобразите зависимость КПД компрессора η_k^* от расхода воздуха через компрессор $G_{в}$. Поясните ее протекание?
3. Принципиально изобразите напорную линию компрессора. Чем она отличается от характеристики компрессора?
4. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при увеличении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.
5. Принципиально изобразите, как изменится положение напорной линии при уменьшении частоты вращения РК n . Поясните свой ответ.

6. Каким образом сделать так, чтобы характеристики были пригодными для сравнения двух компрессоров испытанных в разных атмосферных условиях?
7. Почему максимум степени сжатия π_k^* наблюдается при меньших расходах воздуха через компрессор G_B , чем расчетный?
8. При каких условиях два потока могут считаться подобными? Какие параметры являются критериями подобия в лопаточных машинах?
9. Что такое приведение?
10. Каким образом оценивается запас устойчивой работы?

5.2.3. Вопросы, связанные экспериментальным исследованием компрессоров

1. Каким типом двигателя приводится во вращение РК компрессора на экспериментальном стенде? Что еще может использоваться для этих целей?
2. Объясните принцип измерения давления в эксперименте.
3. Почему отбор давления для измерения давления за компрессором происходит в двух точках?
4. Объясните принцип действия расходомера.
5. Каким образом в эксперименте находится степень сжатия π_k^* ?
6. Объясните принцип измерения частоты вращения РК компрессора.
7. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через компрессор G_g ?
8. Каким образом находится крутящий момент на РК турбины?
9. Какие допущения заложены в методике обработки эксперимента (раздел 2.4)?
10. Каким образом находится мощность, развиваемая турбиной?
11. Каким образом в эксперименте оценивается значение КПД компрессора η_k ?
12. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса компрессора.

13. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения КПД η_k ?
14. Почему при закрытии окна регулирующего расход частота вращения ротора увеличивается?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]/А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. - Самара: ФГУП "Издательство Самарский Дом печати", 2003. – 336с.
- 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 Кулагин, В.В. Теория расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн.1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн.2. [Текст]/ В.В. Кулагин – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.; ил.
- 4 *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.
- 5 Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [Текст] : учеб. пособие/О. В. Батурич [и др.] ; Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : Изд-во СГАУ, 2006. - 127 с.
- 6 Наталевич А.С. Лабораторный практикум по курсу «Лопаточные машины» [Текст]/ А.С. Наталевич, В.П. Ильин, А.А. Трофимов, С.В.Кбеке. – Куйбышев.: Из-во КуАИ, 1970. – 31с.
- 7 *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя [Текст]. – М.: Наука, 1974. - 711с.
- 8 *Андерсон, Д.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]. В 2-х томах/ Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир,1990.- 384с.
- 9 *Флетчер, К.* Вычислительные методы в динамике жидкостей [Текст]. В 2-х томах/К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 1056с.
- 10 Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики: учеб. пособие /

[*О.В. Батурин и др.*]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 101 с.: ил.

- 11 Расчет пространственной структуры потока в ступени осевого компрессора в программном комплексе *ANSYS CFX* [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / О. В. Батурин, Д. А. Колмакова, В. Н. Матвеев [и др.] ; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. дан. (1 файл : 3,12 Мбайт). - Самара : [б. и.], 2011. - on-line.

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА О ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

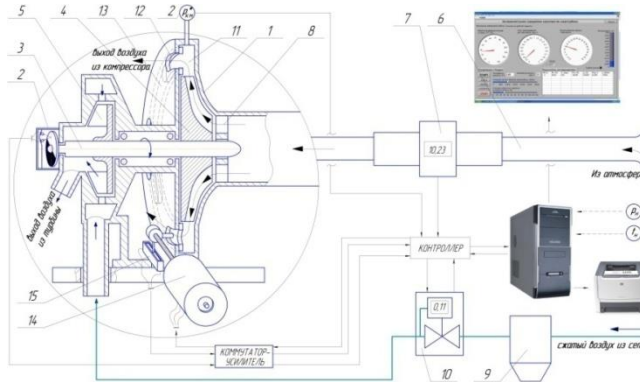
Студент _____

Группа _____

№ 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

$p_H, \text{кПа}$	99,2	$t_H, \text{°C}$	23
-------------------	------	------------------	----

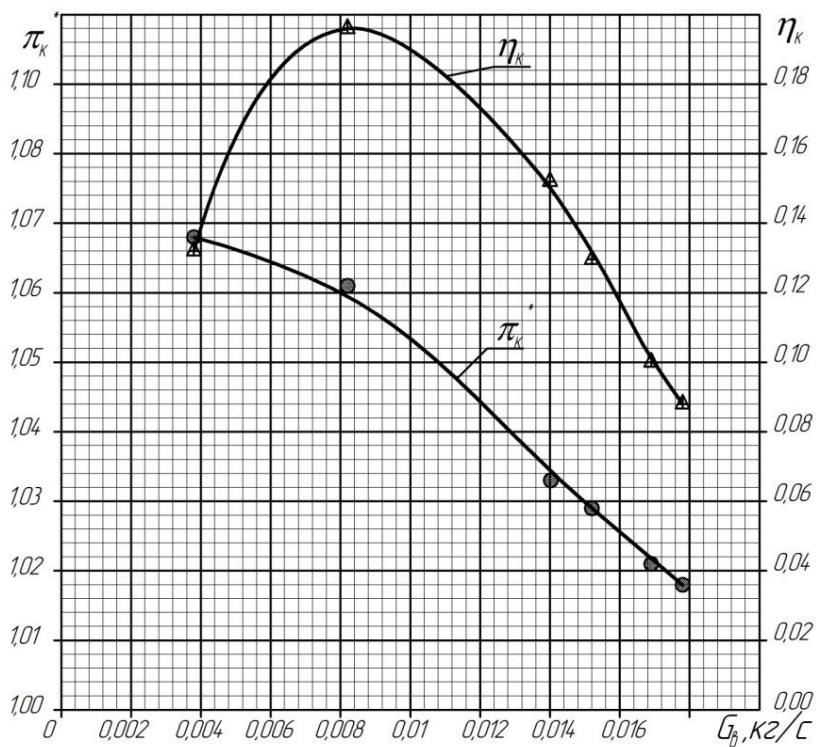
Результаты измерений

Номер режима	Позиция заслонки	$n, \text{мин}^{-1}$	$Q_{\text{в}}, \text{л/мин}$	$P_{\text{кМ}}, \text{кПа}$	$P_{\text{тМ}}, \text{кПа}$	$M_{\text{кр}}, \text{Н·см}$
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	$p_{к}^*,$ кПа	$p_{г}^*,$ кПа	$\rho_{в},$ $\frac{кг}{м^3}$	$G_{в},$ кг/с	$N_{к},$ Вт	$H_{z},$ $\frac{Дж}{кг}$	$\pi_{к}^*$	$L_{кз}$ $\frac{Дж}{кг}$	$\eta_{к}^*$
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 $n= 25000\text{мин}^{-1}$



Учебное издание

*Батурин Олег Витальевич,
Колмакова Дарья Алексеевна,
Матвеев Валерий Николаевич,
Попов Григорий Михайлович*

**РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНИ
КОМПРЕССОРА С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ**

Учебное пособие

В авторской редакции

Подписано в печать 25.12.2013. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 4,0.

Тираж 25 экз. Заказ

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

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

