

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И
МЕТРОЛОГИИ (РОСТЕХРЕГУЛИРОВАНИЕ)

ФГУП «РОССИЙСКИЙ НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКИЙ ЦЕНТР ИНФОРМАЦИИ ПО
СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И ОЦЕНКЕ СООТВЕТСТВИЯ» (ФГУП
"СТАНДАРТИНФОРМ")

Рег. №3337

Группа МКС 23.140

Турбокомпрессоры. Правила проведения испытания для определения рабочих характеристик

Turbocompressors — Performance test code

11 февраля 2005 г. создан ФГУП «Российский научно-технический центр информации
по стандартизации, метрологии и оценке соответствия»
(ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»).

ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ» является правопреемником ФГУП «ВНИИКИ» по
информации в области технического регулирования, метрологии и оценки
соответствия и выполняет все его уставные функции.

ЗАРЕГИСТРИРОВАНО

**Федеральное агентство по
техническому регулированию и
метрологии**

ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»

Номер регистрации: 3337/ISO

Дата регистрации: 30.05.2008

Страна, № стандарта

ISO 5389:2005(R)

Русская версия

Русская версия подготовлена:

Организация: ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»

Переводчик: Макаров Н.К.

Редактор: Тарасов Ю.И.

Дата сдачи перевода: 07.05.2008

Редактирование выполнено: 12.05.2008

Перевод аутентичен
оригиналу

Москва
2008 г.

**Турбокомпрессоры. Правила проведения
испытания для определения рабочих
характеристик**

Turbocompressors — Performance test code

Ответственность за подготовку русской версии несёт GOST R
(Российская Федерация) в соответствии со статьёй 18.1 Устава ISO



Ссылочный номер
ISO 5389:2005(R)

Отказ от ответственности при работе в PDF

Настоящий файл PDF может содержать интегрированные шрифты. В соответствии с условиями лицензирования, принятыми фирмой Adobe, этот файл можно распечатать или смотреть на экране, но его нельзя изменить, пока не будет получена лицензия на установку интегрированных шрифтов в компьютере, на котором ведется редактирование. В случае загрузки настоящего файла заинтересованные стороны принимают на себя ответственность за соблюдение лицензионных условий фирмы Adobe. Центральный секретариат ISO не несет никакой ответственности в этом отношении.

Adobe - торговый знак Adobe Systems Incorporated.

Подробности, относящиеся к программным продуктам, использованным для создания настоящего файла PDF, можно найти в рубрике General Info файла; параметры создания PDF оптимизированы для печати. Были приняты во внимание все меры предосторожности с тем, чтобы обеспечить пригодность настоящего файла для использования комитетами – членами ISO. В редких случаях возникновения проблемы, связанной со сказанным выше, просим информировать Центральный секретариат по адресу, приведенному ниже.



ДОКУМЕНТ ЗАЩИЩЕН АВТОРСКИМ ПРАВОМ

© ISO 2005

Все права сохраняются. Если не указано иное, никакую часть настоящей публикации нельзя копировать или использовать в какой-либо форме или каким-либо электронным или механическим способом, включая фотокопии и микрофильмы, без предварительного письменного согласия ISO по адресу ниже или членом ISO в стране регистрации пребывания.

ISO copyright office
Case postale 56 • CH-1211 Geneva 20
Tel. + 41 22 749 01 11
Fax + 41 22 749 09 47
E-mail copyright@iso.org
Web www.iso.org

Опубликовано в Швейцарии

Содержание

Страница

Предисловие	iv
1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Символы и определения	1
3.1 Символы и единицы измерения	1
3.2 Определения	5
4 Гарантии	6
4.1 Общие положения	6
4.2 Предварительные условия для гарантии	7
4.3 Предмет гарантии	7
4.4 Дополнительные гарантии	8
4.5 Гарантийное сравнение.....	8
4.6 Гарантии для производства серии	8
5 Методы измерений и измерительное оборудование.....	8
5.1 Общие положения	8
5.2 Давления	9
5.3 Температуры	10
5.4 Плотность газа	10
5.5 Состав газа.....	11
5.6 Скорость газа	11
5.7 Объемный и массовый расход	12
5.8 Скорость вращения.....	12
5.9 Мощность	12
6 Испытание для проверки рабочих характеристик.....	13
6.1 Приготовление к испытанию	13
6.2 Выполнение испытания	14
6.3 Оценка результатов испытания	15
6.4 Измерение погрешности результатов испытания	15
7 Преобразование результатов испытания в гарантийные условия	25
7.1 Общие положения	25
7.2 Преобразование (конверсия)	25
8 Гарантийное сравнение.....	38
8.1 Предмет для сравнения	38
8.2 Выполнение.....	38
8.3 Специальные примечания.....	47
9 Протокол испытания.....	48
Приложение А (нормативное) Схема последовательности операций и численные значения для отношения объемных расходов.....	49
Приложение В (нормативное) Испытания для определения отношения объемных расходов вне подобия потока.....	52
Приложение С (нормативное) Метод коррекции влияния числа Рейнольдса на рабочую характеристику центробежных компрессоров.....	57
Приложение D (информативное) Вывод уравнений для вычисления погрешности результатов измерений.....	61
Приложение E (информативное) Специальные термины для компрессоров.....	63
Приложение F (информативное) Примеры отчетов приемочных испытаний.....	96
Библиография.....	142

Предисловие

Международная организация по стандартизации (ISO) является всемирной федерацией национальных организаций по стандартизации (комитетов-членов ISO). Разработка международных стандартов обычно осуществляется техническими комитетами ISO. Каждый комитет-член, заинтересованный в деятельности, для которой был создан технический комитет, имеет право быть представленным в этом комитете. Международные организации, правительственные и неправительственные, имеющие связи с ISO, также принимают участие в работах. Что касается стандартизации в области электротехники, то ISO работает в тесном сотрудничестве с Международной электротехнической комиссией (IEC).

Проекты международных стандартов разрабатываются в соответствии с правилами Директив ISO/IEC, Часть 2.

Основной задачей технических комитетов является разработка международных стандартов. Проекты международных стандартов, принятые техническими комитетами, рассылаются комитетам-членам на голосование. Для опубликования их в качестве международного стандарта требуется одобрение не менее 75 % комитетов-членов, принимающих участие в голосовании.

Следует иметь в виду, что некоторые элементы настоящего международного стандарта могут быть объектом патентных прав. Международная организация по стандартизации не может нести ответственность за идентификацию какого-либо одного или всех патентных прав.

Международный стандарт ISO 5389 подготовлен Техническим комитетом ISO/TC 118, *Компрессоры и пневматические инструменты, машины и оборудование*, Подкомитетом SC 1, *Компрессоры технологического процесса*

Настоящее второе издание отменяет и замещает первое (ISO 5389:1992), которое технически пересмотрено. В частности, объединена в одно целое улучшенная технологическая карта потоков (расходов) для определения наладочного режима, используя условия подобия и с учетом метода коррекции числа Рейнольдса.

Определены три класса преобразования результатов испытания, включая испытания, выходящие за рамки условий подобия потоков.

Пересмотрены подразделы измерения погрешностей. Добавлена проверенная и доказанная процедура определения погрешностей измерений с использованием разностного метода для того, чтобы иметь возможности удовлетворения всех проверочных требований, особенно тех, которые возникают в отношении многокорпусных компрессоров и машинных установок, состоящих из разных приводных механизмов и компрессоров. Подразделы по гарантированному сравнению были расширены с учетом всех возможных случаев кривых рабочих характеристик и гарантийных точек.

Международный стандарт ISO 5389 подготовлен на основе документов ASME PTC 10^[1], VDI 2045-1^[2] и VDI 2045-2^[3].

Турбокомпрессоры. Правила проведения испытания для определения рабочих характеристик

1 Область применения

Настоящий международный стандарт применяется для проведения испытаний на турбокомпрессорах всех типов с целью определения их рабочих характеристик. Он не применяется к вентиляторам и высоковакуумным насосам или струйным компрессорам с движущимися приводными компонентами.

Турбокомпрессоры заключают в себе механизмы, в которых впуск, сжатие и выпуск являются непрерывными проточными процессами. Газ подается на лопаточные колеса, сжимается и замедляется с последующим увеличением давления на неподвижных статорах с лопатками и без лопаток.

Настоящий международный стандарт предоставляет стандартные положения (нормы и правила) для приготовления, процедуры, определения стоимости и оценки испытаний рабочих характеристик упомянутых выше компрессоров. Приемочное испытание функционирования базируется на этих нормах и правилах для определения рабочих характеристик. Приемочные испытания предназначены для того, чтобы продемонстрировать выполнение условий заказа и гарантий, заданных по контракту.

2 Нормативные ссылки

Следующие нормативные документы являются обязательными для применения с настоящим международным стандартом. Для жестких ссылок применяются только указанное по тексту издание. Для плавающих ссылок необходимо использовать самое последнее издание нормативного ссылочного документа (включая любые изменения).

ISO 5167-1, *Измерение потока текучей среды с помощью устройств измерения перепада давления, которые встроены в заполненные трубопроводы круглого сечения. Часть 1. Общие принципы и требования*

3 Символы и определения

3.1 Символы и единицы измерения

3.1.1 Латинские буквы

Символ	Смысл	Единица измерения
A	площадь	m^2
a	звуковая скорость	м/с
B	допуск на обработку	%
b	ширина на выходе 1-го лопаточного колеса	м
c	скорость	м/с
c_p, c_v	удельная теплоемкость	кДж/(кг·К)
c_i	оценочные коэффициенты	—
D	наружный диаметр 1-го лопаточного колеса	м

Символ	Смысл	Единица измерения
f	поправочный коэффициент	—
f_x	среднее относительное отклонение	
G	класс качества	%
g	местное ускорение под действием силы тяжести	м/с ²
h	удельная энтальпия	кДж/кг
k	показатель адиабаты	—
k_T	показатель адиабаты, температура	—
k_V	показатель адиабаты, объем	
l	длина колонны	мм
Ma	число Маха	—
M_t	вращающий момент	Нм
M	молярная масса	кг/мол
m	температурный показатель	—
\dot{m}	массовый расход	кг/с
N	частота вращения	1/с
n	показатель политропы	—
P	мощность	кВт
p	давление	МПа (бар)
\dot{Q}	тепловой поток	кВт
R	удельная газовая постоянная	Дж/(кг·К)
Ra	усредненная шероховатость	мкм
R_{mol}	универсальная газовая постоянная	Дж/(кмоль·К)
Re	число Рейнольдса	—
S	шаг цифрового (дискретного) измерения	—
s	удельная энтропия	кДж/(кг·К)
T	термодинамическая температура	К
t	температура	°С
u	скорость конца лопатки, отнесенная к D	м/с
u	удельная внутренняя энергия	кДж/кг
V	доверительный интервал погрешности измерения	—
v	удельный объем	м ³ /кг
\dot{V}	объемный расход	м ³ /с
W	результатирующая функция	—
w	массовая фракция	—
X	функция сжимаемости	—
X_N	отношение пониженных скоростей вращения	—
x	содержание испарения, отнесенное к влажной массе испарения того же самого газа	кг/кг

Символ	Смысл	Единица измерения
$x_{\text{(нижний индекс)}}$	содержание испарения в смесях испарение/газ, отнесенное к сухому газу	кг/кг
Y	функция сжимаемости	—
y	значение функции	—
y	удельная работа сжатия	кДж/кг
Z	коэффициент сжимаемости	—
z	количество групп ступеней	—

3.1.2 Греческие буквы

Символ	Смысл	Единица измерения
α	коэффициент переноса тепла	Вт/(м ² ·К)
β	коэффициент кубического расширения	1/К
γ	коэффициент взвешивающий	—
Δ	разность	—
ε	коэффициент вычислений	—
η	эффективность	—
η	динамическая вязкость	Ns/m ²
ϑ	отношение значений ($RZ_1 T_1$)	—
κ	отношение удельных теплоемкостей	—
ν	политропное отношение	—
ν	кинематическая вязкость	м ² /с
Π	коэффициент давления	—
ρ	плотность	кг/м ³
τ	относительная погрешность измерения	—
ϕ	отношение коэффициентов объемных расходов	—
φ	коэффициент расхода	—
$\varphi_{\text{(нижний индекс)}}$	относительная влажность	—
ψ	коэффициент работы эталонного процесса (сжатия)	—
ω	угловая скорость	1/с

3.1.3 Нижние индексы

Индекс	Смысл
1	впуск (сторона всасывания)
2	выпуск (сторона нагнетания)
I, II, III, ..., z	ступени, нумерованные в направлении потока
∞	при бесконечно большом числе Рейнольдса
A	неохлаждаемая секция компрессора с промежуточным охлаждением
air	сухой воздух
amb	окружающая среда (воздух, температура)

Индекс	Смысл
an	допущение, приводная машина
av	среднее
B	охлаждаемая секция многоступенчатого компрессора с промежуточным охлаждением
cal	поверка (калибровка)
co	(величина), преобразованная в гарантийные условия
cog	(величина), преобразованная в отношении значения давления и объемный расход на впуске в гарантийной точке (рабочей характеристики)
comb	объединенные секции
cond	конденсат
cou	сопряжение (соединительная муфта)
crit	критический
d	динамический
dev	отклонение
dr	приводная машина
dry	сухой
eff	эффективный
Ex	экстремальное значение ϕ
g	гарантийные или исходные условия
gas	газ
i	i – ый член суммы ($i = 1, 2, 3, \dots$)
i	внутренний
in	вход
j	число групп ступеней ($j = I, II, III, \dots, z$)
k	показатель адиабаты
L	утечка
lub	смазка
M	измерение, двигатель
\dot{m}	массовый расход
mech	механический
n	стандартное состояние
N	частота вращения
out	выход
p	политропный
P	мощность
Pr	эталонный или стандартный процесс
pr	предварительно вычисленные или прогнозируемые результаты испытания
rad	излучение и конвекция
ran	подходящий измерительный диапазон прибора
Re	(величина), отнесенная к числу Рейнольдса

Индекс	Смысл
red	сниженная скорость
ref	опорное значение
res	результат
s	изоэнтروпический
sat	насыщенный пар/испарение
seal	уплотняющая жидкость
side	боковой поток или экстракции (отбор)
st	статический
sup	подача
sur	поверхность
sys	система
T	изотермический
t	температура
te	результат испытания
term	Зажимы (клеммы)
tol	допустимое отклонение
tot	всего (полный)
u	концевой или периферийный
us	используемый
V	объем
vap	испарение, пар
wet	влажный
wf	рабочая жидкость
W	охлаждающая вода или жидкость смазочно-охлаждающая
x	между впуском и выпуском
y	значение функции

Если нет особого замечания к чему-либо противоположному, то термодинамические переменные состояния, использованные без индексов в этом международном стандарте, характеризуют полное состояние.

3.2 Определения

В настоящем документе применяются следующие термины и определения. Дополнительные термины и определения даются в Приложении E.

3.2.1 отношение коэффициентов объемных расходов ratio of volume flow ratios

$$\phi = \frac{(\dot{V}_1 / \dot{V}_2)_{te}}{(\dot{V}_1 / \dot{V}_2)_g} \quad (1)$$

3.2.2 отношение пониженных скоростей вращения ratio of reduced speeds of rotation

$$X_N = \frac{\left(\frac{N}{\sqrt{R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_{te}}{\left(\frac{N}{\sqrt{R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_g} \quad (2)$$

3.2.3

число Маха окружной скорости концевой кромки (лопаточного колеса)
tip Mach number

$$Ma_u = \frac{u}{a_1} \quad (3)$$

3.2.4

число Рейнольдса окружной скорости концевой кромки (лопаточного колеса)
tip Reynolds number

$$Re_u = \frac{ub}{\nu_1} \quad (4)$$

3.2.5

коэффициент объемного расхода
volume flow coefficient

$$\varphi = \frac{\dot{V}_1}{\frac{p}{4} \cdot D^2 \cdot u} \quad (5)$$

3.2.6

коэффициент работы эталонного процесса (сжатия)
reference process work coefficient

$$\psi_{Pr} = \frac{y_{Pr}}{u^2 / 2} \quad (6)$$

3.2.7

коэффициент энтальпии
enthalpy coefficient

$$\psi_i = \frac{\Delta h}{u^2 / 2} \quad (7)$$

3.2.8

отношение RZ_1T_1
 RZ_1T_1 ratio

$$g_j = \frac{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_j}{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_1} \quad g_{j,B} = \frac{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_j}{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_{1,B}} \quad (8)$$

где 1,В есть первая ступень охлаждаемой секции В

3.2.9

секция
section

от одной до нескольких последовательных ступеней турбокомпрессора без оборудования промежуточного охлаждения, через которые протекает один и тот же поток массы

4 Гарантии

4.1 Общие положения

Заказчик и производитель должны заключить контрактное соглашение, в котором задается, какие свойства и характеристики компрессора предполагается гарантировать и демонстрировать на приемочном испытании. Проверка этих свойств осуществляется с помощью значений, измеренных в ходе приемочного испытания и преобразованных в условия гарантии.

Выполнение гарантии можно требовать только в случае, если на приемочном испытании все компоненты компрессорной системы находятся в надлежащем состоянии (см. 6.1.3).

4.2 Предварительные условия для гарантии

Предварительные условия для гарантии, изменение которых будет влиять на функционирование компрессора, должны быть заданы в контракте на поставку. Эти условия могут включать следующее:

- a) давление на впуск (или давление нагнетания в случае компрессора всасывающего типа) и температура на впуске;
- b) в случае боковых потоков, направленных внутрь, их термодинамические состояния и отношение боковых массовых расходов к массовому расходу на впуске; в случае промежуточной экстракции отношение экстрагированных массовых расходов к массовому расходу на впуске и давление экстракции;
- c) в отношении компрессоров с промежуточным охлаждением, температуры вторичного охлаждения и падения давления между уместными секциями компрессора;
- d) физические свойства газа или испарения и его состав в объемных или массовых фракциях;
- e) жидкость смазочно-охлаждающая, ее массовый расход и температура на впуске;
- f) рабочий режим приводного механизма (например, разности энтальпий, состояние впуска и выпуска, теплотворная способность топлива, тип, напряжение и частота электрического тока, скорость);
- g) состояние впуска и выпуска, отнесенное к площади сечения потока на входе и выходе компрессора;
- h) скорость (необходимые отклонения, чтобы удовлетворять гарантийные точки, должны быть согласованы между заказчиком и производителем).

4.3 Предмет гарантии

Следующие значения должны быть гарантированы по предварительным условиям, заданным в 4.2:

- a) объемный действительный расход на впуске, как определено в Е.4.2;
- b) давление нагнетания (или давление на входе в отношении компрессоров всасывающего типа) и промежуточные значения давления в случае боковых потоков, направленных внутрь, и промежуточной экстракции;
- c) мощность для заданных объемных расходов на впуске и давления нагнетания (или давление на входе в отношении компрессоров вакуумного типа) в следующей форме:
 - мощность компрессора на его сопряжении (соединительной муфте), или
 - мощность компрессора с редуктором на сопряжении приводного механизма, или
 - электрическая мощность на зажимах приводного электродвигателя, или
 - потребление топлива приводным механизмом.

В случае, когда компрессор и приводной механизм имеют общие компоненты (например, подшипники, масляные насосы и т.д.), то должно быть заключено соглашение, детализирующее способ, с помощью которого планируется соразмерно распределять потери, возникающие внутри этих компонентов (см. 5.9).

Связанная мощность или эффективность, имеющая отношение к подходящему эталонному процессу (см. Е.5), может быть также гарантирована вместо мощности.

- d) мощность вспомогательного оборудования (например, масляных насосов или насосов охлаждающей воды) в случае, когда она не включено в гарантийную мощность;
- e) следующие пределы рабочего диапазона:
 - объемный максимальный действительный расход на впуске при заданном давлении нагнетания или максимальное давление при заданном объемном действительном расходе на впуске,
 - объемный минимальный действительный расход на впуске при заданном давлении нагнетания,
 - предел резкого возрастания давления (скачка).

См. Е.9.

4.4 Дополнительные гарантии

Дополнительные гарантии (для эффективности при частичной нагрузке, уплотнительных материалов, температуры сжатого газа, охлаждающей эффективности охладителей и конденсаторов) могут быть потребованы в случаях, когда они являются значимыми для работы или по любым другим причинам.

4.5 Гарантийное сравнение

В отношении приемочного испытания, результаты испытания, измеренные и преобразованные в условия гарантии, должны оцениваться против гарантийных значений (см. Раздел 8), принимая допущение для пределов погрешностей измерений (см. 6.4).

Любые производственные допуски для гарантии необходимо считать составной частью контракта на поставку, а не этого международного стандарта.

4.6 Гарантии для производства серии

В случае, когда серия компрессоров одного и того конструктивного решения изготавливается в пределах короткого периода времени, то не принято выполнять приемочное испытание на каждом отдельном компрессоре. Такое испытание, проведенное на нескольких компрессорах, выбранных из серии наугад, успешно завершённое и составляющее испытание типа, необходимо считать достаточным. Подробности этой процедуры должны определяться контрактом на поставку.

5 Методы измерений и измерительное оборудование

5.1 Общие положения

5.1.1 Методы измерений и погрешности измерений

Следующие измерительные методы и измерительные приборы, включая правила, необходимые для их применения, должны быть использованы в подходящих случаях.

Другие измерительные методы могут быть использованы по соглашению, касающегося проведения испытания и пригонки.

5.1.2 Оборудование для измерения

Точки замеров и оборудование для измерения давления, температуры, расхода, мощности и скорости должны быть включены в компрессор на этапе его проектирования и установки в последующую систему. Прежде всего, необходимо обеспечить во всех точках измерения расхода, как задано в ISO 5167-1, наличие адекватных участков прямой трубы и подходящие фланцевые соединения для

монтажа измерительных диафрагм и патрубков. Рисунки Е.3 и Е.4 иллюстрируют подходящее расположение для двух точек замера, каждое для давления и температуры на компрессоре. В гарантии следует сослаться на представленные и подготовленные точки замера. Соединительные муфты для образцовых измерительных приборов следует предусмотреть в главных точках замера.

5.1.3 Измерительные приборы

Следующие измерительные приборы должны быть использованы на приемочных испытаниях:

- a) измерительные приборы, которые прошли поверку путем сравнения с измерительными приборами, заданными в 5.1.3 с),
- b) измерительные приборы, для которых представляется поверка или свидетельство о поверке, выданное аккредитованным органом власти,
- c) другие проверенные и доказанные измерительные приборы известной точности, использование которых согласовано между сторонами контракта,

Все измерительные приборы (измерительные диафрагмы и патрубки в частности) должны быть проверены без промедления перед установкой и/или до и после испытания на приведение этих приборов в определенное состояние и точность размеров. Дополнительно необходимо удостовериться, что место установки, монтаж и сам измерительный прибор соответствуют подходящим техническим требованиям. Результат этой проверки должен быть зарегистрирован.

5.1.4 Использование преобразователей (датчиков); сбор данных

Когда электронные измерительные приборы используются с преобразователями (датчиками) любого типа и возможна цифровая оценка, то преобразователи (датчики) должны быть калиброваны, а результаты поверки должны сохраняться. Должна быть возможность проверки измерительных систем подходящими средствами. Аналогично, это положение применяется для того, чтобы использовать системы сбора данных и электронную обработку данных.

5.2 Давления

5.2.1 Статическое давление

Статическое давление, присутствующее на стенке, следует измерять с помощью отверстий, просверленных в этой стенке. Такие отверстия не должны иметь ни заусенцев, ни раструбного раскрытия. Диаметр отверстий должен оставаться, по возможности, малым, а нижний предел адекватным тому, чтобы избежать опасности закупорки.

В длинных прямых трубах определяется поток параллельно оси трубы. Статическое давление можно принимать за постоянную величину в каждом плоском поперечном сечении потока, перпендикулярного оси трубы. Пробы давления с помощью просверленного в трубе отверстия являются достаточными для цели измерения (см. аппаратуру отбора пробного давления на Рисунках Е.3 и Е.4).

5.2.2 Динамическое и полное давление

В случае, когда известна усредненная скорость, c , по измерению расхода и площади сечения потока, то среднее динамическое давление, p_d , может быть вычислено по этим данным. Имея значение статического давления, p , среднее полное давление, p_{tot} , может быть вычислено следующим образом:

Для усредненной скорости:

$$c = -\frac{c_p \cdot p \cdot A}{\dot{m} \cdot R \cdot Z} + \sqrt{\left(\frac{c_p \cdot p \cdot A}{\dot{m} \cdot R \cdot Z}\right)^2 + 2 \cdot c_p \cdot T_{tot}} \quad (9)$$

Для отношения значений полного и статического давления:

$$\frac{p_{\text{tot}}}{p} = \frac{p + p_d}{p} = \left(\frac{T_{\text{tot}}}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (10)$$

Эта аппроксимация для вычисления динамического и полного давления при усредненной скорости, c , считается достаточно правильной в области применения текущих правил.

5.2.3 Монтаж измерительных линий

Измерительные линии, монтируемые между точкой отбора проб и аппаратурой отображения информации, должны устанавливаться с большой осторожностью. Любые утечки должны быть устранены. Должны быть приняты меры для предотвращения закупорки посторонними веществами. В случае, когда в измерительных линиях образуется конденсат, то такие линии должны быть полностью заполнены конденсатом или надежно свободными от конденсата. Это достигается, например, путем размещения измерительного прибора на более высоком геодезическом уровне, чем точка измерения.

5.3 Температуры

Статическая температура, T , и суммарная температура, T_{tot} , не могут быть измерены непосредственно как переменные состояния газа в потоке.

Отношение значений суммарной и статической температуры:

$$\frac{T_{\text{tot}}}{T} = \frac{1}{1 - \frac{c^2}{2 \cdot c_p \cdot T_{\text{tot}}}} \quad (11)$$

Температурные датчики обычного типа и размера (жидкостные термометры, термопары, термометры сопротивления с карманом для установки или без него) смещаются под действием силы тяготения (даже при правильной установке) до их, так называемой характеристической температуры, которая находится между T и T_{tot} , как только датчики открыты для воздействия текущего газа. Однако имеются температурные зонды ("приборы для измерения суммарной температуры"), например, термометры типа пластины, крюка и диффузора, показание которых очень близко соответствует суммарной температуре (в спокойном состоянии) газа.

В случае, когда можно показать, что эффект восстановления скорости не является значимым, то им можно пренебречь. Но ни в коем случае его нельзя не учитывать, если скоростной напор превышает 0,5 % удельной работы сжатия. Коэффициент восстановления скорости, который предполагается использовать, подлежит согласованию. В отсутствие каких-либо более специфических значений можно использовать следующее:

- a) термометры и термопары в карманах: 0,65;
- b) незащищенные термопары: 0,80;
- c) незащищенные термопары с изолирующими экранами: 0,97.

5.4 Плотность газа

Для газов и испарений известного состава плотность может быть установлена из уравнений состояния, по картам состояния или таблицам. Что касается газовых смесей неизвестного состава, то плотность следует измерять непосредственно с использованием общепризнанного метода.

5.5 Состав газа

5.5.1 Общие положения

В случае, когда смеси газов или смеси газа/испарения сжимаются, состав смеси, если необходимо, должен проверяться через постоянные интервалы, используя общепризнанный метод. Периодичность, характер и точность таких проверок может изменяться в соответствии с колебаниями в составе газа.

5.5.2 Содержание влаги

5.5.2.1 Влажность воздуха

Относительная влажность воздуха, выраженная в процентах, при атмосферном давлении (p_{amb}) может быть вычислена следующим образом, используя показания температуры мокрого (t_{wet}) и сухого термометра (t_{dry}) психрометра (по определению, например, Ассмана) и уравнение аппроксимации Спранга (Sprung):

$$\varphi_{vap} = \frac{p_{sat} - 0,5 \cdot (t_{dry} - t_{wet}) \cdot \frac{p_{amb}}{755}}{p_{dry}} \cdot 100 \quad (12)$$

где

p_{sat} давление насыщенного испарения при t_{wet} ;

p_{dry} давление насыщенного испарения при t_{dry} ;

p_{amb} показание давления в окружающей среде.

Относительную влажность (φ_{vap}) можно считать из карты $h_{air} - x_{air}$ для любого давления воздуха, p , при известных значениях для t_{wet} и t_{dry} и барометрического уровня p_{amb} .

Относительная влажность сжатого воздуха может быть установлена путем отвода бокового потока от центра напорной линии и снижения давления до атмосферного. Относительную влажность, φ_{vap} , измеренную при атмосферном давлении затем можно преобразовать в состояние на линии.

Признанные методы, но другие, чем метод психрометрического измерения, также являются допустимыми (например, методы точки росы, вымораживания, хлорида лития и впитывания).

5.5.2.2 Влага в других газах

Другие методы, упомянутые в 5.5.2.1, рекомендуются для использования с другими газами, чем воздух [вместо Уравнения (12)].

5.6 Скорость газа

5.6.1 Количественное измерение

Численное значение для местной скорости может быть измерено с использованием показывающих анемометров или зондов (например, Прандтля или трубки Пито), которые являются независимыми от направления в границах определенных пределов (см. 5.7.3).

5.6.2 Определение направления

Направление скорости может быть установлено, используя неподвижные калиброванные зонды, или посредством разностей значений давления, измеренного на регулируемых зондах.

Нет необходимости определять направление в длинных прямых трубных секциях.

5.7 Объемный и массовый расход

5.7.1 Измерение расхода, используя диафрагмы и патрубки

ISO 5167-1 является определяющим для измерения расхода с использованием диафрагмового расходомера и патрубка. Измерение может быть осуществлено, используя не стандартизованные диафрагмы и патрубки, если для этого заключены специальные соглашения (см. например ссылки [4] и [5]).

5.7.2 Измерение, используя газовые счетчики

Измерения объемного расхода могут быть осуществлены с помощью поверенных газовых счетчиков.

Должна быть уверенность, что газ течет через счетчик без прерывания пульсирующими толчками. Счетчик также должен быть проверен на утечки барабанов и сильфонов и правильную заливку уплотнительной жидкости, а также на изменения уровня насыщения газа герметизирующей жидкости.

5.7.3 Другие измерительные методы

Если один из методов измерений, упомянутых в 7.5.1 и 7.5.2, не является практически пригодными по техническим или экономическим соображениям, то другие измерительные методы могут быть использованы по соглашению между заказчиком и производителем.

В постоянном потоке объемный или массовый расход может быть установлен из разности калиброванного давления или путем измерения эюры скоростей потока (например, ссылка [6]). Массовый поток может быть также вычислен из подходящих энергетических балансов с включением приводной мощности или процесса.

5.8 Скорость вращения

В случае, когда измерение скорости вращения необходимо для определения рабочих характеристик, она должна быть установлена с точностью, которая требуется для этой цели, используя циклометр, тахометр, частотомер и т.д.

5.9 Мощность

В случае, когда подводимая мощность в компрессоре гарантируется, то она должна быть измерена следующим образом.

- a) путем выполнения энергетического баланса на приводном механизме в соответствии с подходящими нормами и правилами испытания для определенного типа машины;
- b) путем измерения момента кручения, используя электродвигатель люлечного типа (качающееся электромагнитное поле) или точный измеритель вращающего момента;
- c) путем определения полного энергетического баланса для компрессора путем измерения всех потерь и добавления их к потребляемой энергетике сжатого газа.

В отношении 5.9 a), когда рабочая характеристика гарантируется в показателях потребляемой энергии на приводном механизме, то это должно быть измерено в соответствии с подходящими международными или национальными стандартами.

В отношении 5.9 b), касающегося измерения крутящего момента, измерители момента вращения не должны применяться для измерения ниже 1/3 их номинального момента кручения. Эти приборы должны проходить поверку измерительным элементом при такой же температуре, как во время испытания. Поверка (калибровка) должна быть выполнена дважды: один раз при непрерывно

увеличивающейся и один раз при непрерывно уменьшающейся нагрузке. Применяется среднее двух наборов показаний. Оба измерителя вращающего момента и люлечные электродвигатели должны демонстрировать, что влияние гистерезиса, т.е. разности между показаниями в случае увеличения и уменьшения нагрузки вследствие механического трения и т.д., не превышает 0,5 % измеренного крутящего момента.

Что касается 5.9 с), определение полного энергетического баланса компрессора – теплообмена с окружающей воздушной средой путем проводимости и излучения, должно быть также принято во внимание

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \alpha \cdot A_{\text{rad}} \cdot (t_{\text{sur}} - t_{\text{amb}}) \quad (13)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 14$ [Вт/(м²·К)] может быть использован для оценки этих потерь. Величина A_{rad} есть внешняя поверхность компрессора между впуском и выпуском. Величина t_{sur} есть средняя температура поверхности компрессора, либо измеренная или расчетная по температурам газа в компрессоре. Если потеря радиационного теплообмена, \dot{Q}_{rad} , уже известна при оценке значения испытания, то проверяемая мощность может быть уже скорректирована путем прибавления $\dot{Q}_{\text{rad,te}}$ к мощности газа, $P_{\text{i,}\Delta\text{t,te}}$, оцененной из массового расхода и подъема температуры.

$$P_{\text{i,te}} = P_{\text{i,}\Delta\text{t,te}} + \dot{Q}_{\text{rad,te}} \quad (14)$$

В противном случае, например, при оценке испытания в оперативном режиме (online test evaluation), \dot{Q}_{rad} преобразуется отдельно (см. 7.2.4.5).

6 Испытание для проверки рабочих характеристик

6.1 Подготовка к испытанию

6.1.1 Общие положения

В ходе приготовления к испытанию для проверки рабочих характеристик должны быть выбраны измерительные приборы, погрешности измерений которых обеспечивают необходимый уровень точности (см. 6.4.2).

6.1.2 Процедура испытания

Тип, границы и хронологическую последовательность измерений, расположение точек замера и методы измерений, которые планируется использовать, следует все подробно изложить в программе испытаний. Диаграммы и чертежи, необходимые для понимания, следует приложить к испытательной процедуре.

Что касается испытаний для проверки рабочих характеристик, то эту процедуру следует согласовать между поставщиком и заказчиком на основе гарантийных условий.

Рабочие точки на испытании должны быть выбраны в соответствии с 7.2. Обходные линии со стороны нагнетания к стороне всасывания компрессора и от стороны горячей к стороне холодной воды охладителей, включая элементы ограничения потока и т. д, могут быть установлены в случае необходимости оказания помощи в адаптации режима испытания к гарантийным условиям.

6.1.3 Инспекции и предварительное испытание

До начала проверки рабочих характеристик и после проведения испытания необходимо убедиться в том, что все линии не имеют препятствий, а все части системы находятся в нормальном состоянии. Должно быть также обеспечено, что все подводящие и обратные трубопроводы, не используемые во время испытания, правильно закрыты, используя в случае необходимости глухие диски. Все уместные трубопроводы должны быть проверены на герметичность. Любые компоненты в системе, открытые для внешнего загрязнения, в частности охладители с поверхностным теплообменом, должны быть

очищены на водных и газовых сторонах до начала проведения испытания. Если это сделать невозможно, то должны быть подписаны соответствующие соглашения.

Все измерительные приборы и измерительные линии должны быть тщательно проверены на правильную регулировку и правильное соединение (см. 5.1).

Также в отношении проверок рабочих характеристик, которые предполагается проводить на месте установки, поставщик может быть первым, чтобы провести свое предварительное испытание. Такие предварительные испытания могут быть также использованы для ознакомления персонала, проводящего испытание, и проверки используемых измерительных приборов и оборудования. Если это испытание является успешным, то оно может быть принято заказчиком в качестве проверки рабочих характеристик.

6.2 Выполнение испытания

6.2.1 Общие положения

Испытания для проверки рабочих характеристик при любой возможности следует проводить в заданном рабочем режиме. Рекомендуется изолировать компрессорную систему от эксплуатационных флюктуаций.

В случае, когда рабочие характеристики проверяются в системе, регулировка рабочих параметров может быть осуществлена только при консультации со специалистом, который отвечает за функционирование системы.

В течение проверки рабочих характеристик на компрессоре или компрессорной системе не разрешается выполнять какую-либо модификацию, которая могла бы влиять на функционирование компрессора и которая не сохранилась бы для нормального рабочего режима.

Испытание для проверки рабочих характеристик должно быть выполнено со всеми значениями в установившемся состоянии.

Измеренные данные, время измерения и необычные явления должны быть подтверждены документами во время испытания.

Наиболее важные измеренные значения должны (где это возможно) быть все зарегистрированы в одной документации. После испытания представители поставщика и заказчика и любые присутствующие нейтральные стороны должны получить копию этой документации.

Тип, количество и длительность измерений и их частота могут изменяться в зависимости от важности определенных измерений, учитывая специальные характеристики измерительного оборудования и операции. По этому вопросу должно быть заключено соответствующее соглашение.

В отношении охлаждаемых компрессоров рекомендуется также удостовериться на испытании в эффективности промежуточного охлаждения в проектном режиме.

6.2.2 Допустимые отклонения среднего значения от значений, заданных в условиях гарантии, и допустимые колебания отдельных значений вокруг средних значений

Если рабочий режим отклоняется от гарантийных условий, то испытание должно быть действительным при условии, что отклонения среднего значения от значений в предварительных условиях гарантии находятся в границах определенных пределов. Эти пределы можно найти в Таблицах 1 и 2 (7.2), Рисунке 2, в Приложении А.

Все же более высокие отклонения могут быть допустимыми при условии, что соответствующие соглашения заключены между поставщиком и заказчиком.

В случае, когда наблюдается значимое колебание отдельных значений, то необходимо заключить

соглашение, касающееся допустимости и возможного расширения диапазона погрешностей измерений в зависимости от частных обстоятельств (см. например, ссылку [7]).

6.3 Оценка результатов испытания

6.3.1 Усреднение

Данные от значений, которые влияют на вычисление линейно, взятые через равные интервалы времени, могут быть усреднены арифметически.

Данные от значений, которые не влияют на вычисление линейно, взятые через равные интервалы времени, должны быть усреднены в эквивалентной форме.

6.3.2 Массовый расход и объемный расход на впуске

Эффективный объемный расход на впуске, $\dot{V}_{1,us,wet}$, может быть установлен по измеренному массовому расходу, \dot{m}_{te} , (см. E.4.2).

6.3.3 Мощность (мощность на сопряжении), потребление флюида

Мощность компрессора (на соединительной муфте), P_{cou} , может быть установлена в соответствии с 5.9.

В случае, когда применяется редуктор, потери мощности на зубчатой передаче должны определяться отдельно (путем, например, измерения потерь, рассеиваемых в форме тепла трансмиссионного масла).

Когда приводом компрессора являются тепловые машины, потребление флюида может быть установлено по приемочным измерениям в соответствии с правилами приемки соответствующего приводного механизма (см. 5.9).

6.3.4 Мощность эталонного процесса

Мощность эталонного процесса может быть вычислена, используя измеренное состояние на впуске и выпуске. Выбор эталонного процесса (изоэнтروпический, политропный, изотермический) зависит от типа и характера работы компрессора (см. E.5.1).

6.3.5 Потребление специального рабочего флюида

В случае, когда в качестве приводного механизма используется тепловой двигатель и рабочий режим компрессора и привода является постоянным, то рабочая характеристика компрессора может быть выражена в показателях массового потока рабочего флюида привода за эффективный объемный расход на впуске компрессора.

Когда рабочий режим компрессора подлежит изменению, а рабочий режим приводного механизма является постоянным, то потребление рабочего флюида следует предпочтительно относить к мощности эталонного процесса, например, \dot{m}_{wf} / P_{Pr} .

6.4 Измерение погрешности результатов испытания

6.4.1 Основные принципы

Любое измерение включает в себе степень погрешности. Погрешности также возникают при конверсии преобразовании одних единиц в другие (см. 7.2.5).

Данные, содержащиеся в 6.4, предполагают, что требования, заданные в Разделе 5, выполняются. Если это не так, то должно быть заключено соглашение, касающееся подходящего увеличения в погрешностях измерений для отдельных измеренных переменных и доверительных диапазонов для данных газа. Далее полагают, что все совместимые систематические ошибки в измерениях отдельных

измеренных величин и данных газа исключены путем поправок. Последующее предварительное условие заключается в том, чтобы доверительные пределы ошибки считывания и ошибка интеграции приведены к пренебрежимо малой величине с помощью адекватного количества считываний показаний приборов. Несовместимые (малые) систематические ошибки также охватываются погрешностями измерений. Классы качества и пределы ошибок иногда используются для определения неопределенностей измерений отдельных измеренных величин, так как совместимая систематическая ошибка используемых измерительных приборов, за некоторым исключением, охватывает только часть класса качества или предела ошибки.

Данные, касающиеся определения погрешностей измерений для отдельных измеренных величин (6.4.2), для доверительных диапазонов данных газа (6.4.3) и для переменных состояния, являются аппроксимациями. Эти аппроксимации могут быть улучшены только при соответствующем уровне сложности и траты.

В соответствии с положениями ссылки [7], погрешности измерений, определенные в настоящем международном стандарте, следует принимать на доверительных пределах 95 %.

Инструкции, касающиеся определения полных (суммарных) погрешностей результатов измерений (6.4.4) и их применения в качестве полуосей для эллипсов погрешностей измерений (8.2.4), включают удобные упрощения, например, игнорирование определенных взаимоотношений; см. ссылку [8].

6.4.2 Погрешность измерения отдельных измеренных переменных

6.4.2.1 Погрешность измерения значений давления

6.4.2.1.1 Точные манометры и датчики давления

Относительная погрешность измерения в процентах для разности давлений имеет следующий вид:

$$\tau_{\Delta p} = \frac{V_{\Delta p}}{\Delta p} \cdot 100 = \pm G \frac{\Delta p_{ran}}{\Delta p_{te}} \quad (15)$$

Когда измерительный прибор имеет класс качества $G < 0,2$, то, тем не менее, член $G = 0,2$ следует использовать в этом уравнении, чтобы сделать допуск на ошибки монтажа.

6.4.2.1.2 Столбы жидкости

Если применяются столбы жидкости, то погрешность измерения зависит главным образом от удобства отсчета отклонения Δl . Если не используются специальные вспомогательные средства, то может быть получена погрешность измерения, $V_{\Delta l}, \pm 1$ мм.

Относительная погрешность измерения, выраженная в процентах, в диапазоне 100 мм и Δl и 1 000 мм определяется следующим выражением:

$$\tau_{\Delta l} = \frac{V_{\Delta l}}{\Delta l} \cdot 100 = \frac{1}{\Delta l} \cdot 100 \quad (16)$$

Для $\Delta l > 1000$ мм относительная погрешность измерения, выраженная в процентах, равна

$$\tau_{\Delta l} = 0,1$$

6.4.2.1.3 Значения абсолютного давления

Погрешность измерения абсолютного давления, p , зависит от погрешности измеренного давления окружающей среды, p_{amb} , и разности давлений, $p - p_{amb}$:

$$\tau_p = \sqrt{\left(\frac{p_{\text{amb}}}{p} \cdot \tau_{p,\text{amb}}\right)^2 + \left(\frac{p - p_{\text{amb}}}{p} \cdot \tau_{p-p,\text{amb}}\right)^2} \quad (17)$$

6.4.2.2 Погрешности измерений значений температуры

6.4.2.2.1 Общие положения

Национальные стандарты содержат информацию по вычислению ошибок и пределов ошибок с включением неизбежных незначительных граничных влияний. Положения в 6.4.2.2.2 - 6.4.2.2.4 имеют своим намерением облегчение выбора.

6.4.2.2.2 Стекланные жидкостные термометры

Предел ошибки, установленный с помощью средств поверки и расширенный на допуски монтажа, следует использовать в качестве погрешности измерения, V_t . Нормально $V_t = 1$ К.

6.4.2.2.3 Термопары

В случае, когда поверка всей измерительной системы сделана недавно и для измерения используются точные измерительные приборы (класс качества 0,1), то погрешность измерения, $V_t, \pm 1,0$ К может быть использована для значений температуры до 300 °С.

Значимо меньшая погрешность измерения может быть достигнута путем использования специальной комбинации измерительных приборов, в частности для небольших разностей температур.

6.4.2.2.4 Термометры сопротивления

В случае, когда поверка всей измерительной системы сделана недавно, погрешность измерения, $V_t, \pm 1,0$ К может быть использована для значений температуры до 300 °С. Однако с этой целью следует применять наиболее правильную систему для частного применения измерительных методов.

6.4.2.3 Погрешности измерения расхода

Допуск $\tau_{\dot{m}}$ измерения расхода, используя стандартизованные измерительные диафрагмы и патрубки, должен быть вычислен в соответствии с ISO 5167-1. В случаях, когда невозможно полностью исключить пульсирующие толчки, должны быть применены поправочные коэффициенты. Кроме того, допуск, $\tau_{\dot{m}}$, должен быть увеличен на 20 % поправочного коэффициента.

В случае, когда измерение осуществляется с помощью измерительных приборов (например, для объемного расхода масла), то должны быть использованы погрешности измерений этих приборов (заданных, например, посредством свидетельства об испытании).

6.4.2.4 Погрешности измерений скорости вращения

Относительная погрешность измерения (выраженная в процентах) скорости вращения, используя поверенные аналоговые измерительные приборы, определяется следующей формулой:

$$\tau_N = \frac{V_N}{N} \cdot 100 = \pm G \frac{N_{\text{ran}}}{N_{\text{te}}} \quad (18)$$

Относительная погрешность измерения (выраженная в процентах) скорости вращения, используя поверенные цифровые измерительные приборы, определяется следующей формулой:

$$\tau_N = \frac{V_N}{N} \cdot 100 = \pm \frac{S}{N_{te}} \cdot 100 \quad (19)$$

6.4.2.5 Погрешность измерения вращающего момента

Относительная погрешность измерения (выраженная в процентах) вращающего момента, используя поверенные крутильные динамометры, определяется следующей формулой:

$$\tau_{M,t} = \frac{V_{M,t}}{M_t} \cdot 100 = \pm G \frac{M_{t,ran}}{N_{te}} \cdot 100 \quad (20)$$

Погрешность измерения, заявленная производителем измерительного оборудования, может быть использована для измерения вращающего момента с применением двигателей люлечного типа.

6.4.2.6 Погрешность измерения мощности на сопряжении с приводным механизмом

Относительная погрешность измерения (выраженная в процентах) мощности на сопряжении (соединительной муфте) через измеренную электрическую мощность электродвигателя определяется следующей формулой:

$$\begin{aligned} \tau_{P,cou} &= \frac{V_{P,cou}}{P_{cou}} \cdot 100 = \pm \sqrt{\left(\frac{V_{P,el}}{P_{el}}\right)^2 + \left(\frac{V_{\eta,M}}{\eta_M}\right)^2} \cdot 100 \\ &= \pm \sqrt{\tau_{P,el}^2 + \tau_{\eta,M}^2} \end{aligned} \quad (21)$$

где

$V_{P,el}$ погрешность измерения потребленной электроэнергии;

$V_{\eta,M}$ погрешность эффективности двигателя. Поставщик электродвигателя должен представить вместе с двигателем кривые, показывающие эффективность двигателя в функции нагрузки, а также заявить о степени погрешности.

Для вычисления мощности на сопряжении по измеренной величине потребления электрической энергии и измеренным отдельным потерям, погрешности измерений этих потерь должны приниматься во внимание на манер, подходящий к методу их измерения.

Для измерения мощности на сопряжении (соединительной муфте) с другими приводными механизмами относительная погрешность измерения, $\tau_{P,cou}$, должна быть вычислена в соответствии с требованиями подходящего стандарта.

6.4.2.7 Погрешности измерений мощности по разности температур и массовому расходу

В случае, когда мощность (например, мощность газа, механические потери мощности) устанавливается по разности температур и расходу массы, погрешность измерения, выраженная в процентах, определяется следующей формулой:

$$\tau_P = \frac{V_P}{P} \cdot 100 = \pm \sqrt{\tau_m^2 + \tau_{cp}^2 + \frac{V_{t1}^2 + V_{t2}^2}{(t_2 - t_1)^2}} \cdot 100^2 \quad (22)$$

6.4.2.8 Системы измерения

Так как измеренное значение обычно отображается на измерительном приборе в конце измерительной системы, то должны также соблюдаться правила для измерительных систем, которые заданы в приемлемых стандартах, например в ссылке [7].

6.4.3 Доверительные диапазоны для данных газа

6.4.3.1 Общие положения

Когда состав газа колеблется, то особое внимание должно быть уделено подходящему и правильному отбору проб. Доверительные диапазоны для данных газа должны быть увеличены, если эти колебания превышают диапазоны, которые могут быть сбалансированы с помощью подходящего отбора проб.

Информация в 6.4.3.2 - 6.4.3.4 также предполагает подходящие химические или физические аналитические методы для определения состава газа.

6.4.3.2 Постоянный газ

6.4.3.2.1 Чистые газы

В случае, когда газовая постоянная вычисляется по общепризнанным уравнениям состояния, то ее доверительный диапазон, V_R , можно не принимать во внимание.

6.4.3.2.2 Газовые смеси

Доверительный диапазон, V_R , постоянных газов может быть игнорирован при условии удовлетворения режима в 6.4.3.1. Если газовая постоянная устанавливается с помощью измерения плотности, применяя точные измерительные приборы, как задано в 5.4, то следует использовать доверительный относительный диапазон V_R/R величиной $\pm 0,5$ %.

6.4.3.3 Коэффициент сжимаемости

6.4.3.3.1 Чистые газы

Доверительный диапазон, V_Z , коэффициента сжимаемости может быть найден в соответствующей литературе для чистых газов, которые больше всего подвергаются компрессии; см. ссылку [9].

В случае, когда коэффициент сжимаемости устанавливается с использованием уравнений состояния, то доверительный диапазон, V_Z , подлежит оценке.

6.4.3.3.2 Газовые смеси

Самая высокая точность может быть достигнута путем измерения коэффициента сжимаемости газовой смеси.

Для оценки доверительного диапазона коэффициента сжимаемости, вычисленного из уравнений состояния, важно использовать доверительный диапазон, V_Z , коэффициента сжимаемости компонента, составляющего наибольшую долю объема, и доверительный диапазон, V_Z , компонента, чей коэффициент сжимаемости больше всего отклоняется от 1.

6.4.3.4 Показатель адиабаты

6.4.3.4.1 Чистые газы

В случае, когда показатель адиабаты для приблизительно идеальных газов берется из общепризнанных таблиц, то доверительный диапазон, V_k , показателя адиабаты можно не принимать

во внимание.

Нет точных данных по доверительным диапазонам, V_k , показателей адиабат газов, которые сильно отклоняются от идеального поведения; эти показатели можно оценивать.

6.4.3.4.2 Газовые смеси

Такие же замечания, как в 6.4.3.4, применяются при условии удовлетворения режима в 6.4.3.1.

6.4.4 Погрешность результатов измерений

6.4.4.1 Общие положения

Уравнения для вычисления относительных погрешностей измеренных результатов собраны в 6.4.4.2. Они точно определяют полуоси эллипсов погрешностей измерений (см. 8.2.4) и должны быть расширены с помощью дополнительных допусков, если это необходимо (см. 7.2.5):

$$\tau_{\text{tot}} = \pm (|\tau_{\text{res}}| + |\tau_{\text{dev}}|) \quad (23)$$

Эти эллипсы погрешностей измерений наносятся по измеренным точкам.

В случае наличия только одной гарантийной и одной контрольной точки, относительная суммарная погрешность результатов измерений может быть установлена для мощности или относительной мощности, если она переводится в гарантированный объемный расход на впуске и отношение давлений, Π_g . В этом случае уравнения для относительных погрешностей измерений относительной мощности применяются приблизительно (см. 6.4.4.2.4). Это положение следует применять к гарантийному сравнению в соответствии с 8.2.2.

6.4.4.2 Относительная погрешность результатов измерений, вычисленных путем дифференцирования

Формулы выведены в соответствии с Приложением D.

6.4.4.2.1 Для объемного расхода на впуске $\tau_{\text{res}, \dot{V}}$

Относительная погрешность результатов измерений для объемного расхода на впуске определяется следующей формулой:

$$\tau_{\text{res}, \dot{V}} = \pm \sqrt{\tau_{\dot{m}}^2 + \tau_N^2 + \tau_{p1}^2 + \tau_{T1}^2 + \tau_{Z1}^2} \quad (24)$$

6.4.4.2.2 Для отношений давлений, $\tau_{\text{res}, \Pi}$

Относительная погрешность результатов измерений для отношения значений давления определяется по следующей формуле:

$$\tau_{\text{res}, \Pi} = \pm \frac{1}{X_N^2} \sqrt{(\ln \Pi)_v^2 (4 \cdot \tau_N^2 + \tau_{T1}^2 + \tau_R^2 + \tau_{Z1}^2) + \tau_{p1}^2 + \tau_{p2}^2} \quad (25)$$

6.4.4.2.3 Для удельной политропной работы сжатия, $\tau_{\text{res}, y, p}$

Относительная погрешность результатов измерений для удельной политропной работы сжатия определяется следующей формулой:

$$\tau_{res,y,po} = \frac{V_{y,p}}{y_p} = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}}\right)^2 \cdot (\tau_{p1}^2 - \tau_{p2}^2) + \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}\right)^2 \cdot \tau_{T2}^2 + \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}\right)^2 \cdot \tau_{T1}^2 + \tau_R^2 + \tau_{Z,m}^2} \quad (26)$$

6.4.4.2.4 Для мощности, $\tau_{res,P,cou}$, связанной мощности, $\tau_{res(P,cou)/\dot{V}}$, и эффективности, $\tau_{res, \eta,cou}$

Относительные погрешности результатов измерений, необходимые для формулирования уравнений относительной погрешности измеренных результатов мощности, связанной мощности и эффективности и коэффициентов, на которые эти относительные отдельные погрешности измерений умножаются, собраны в Таблице 1.

Таблица 1— Коэффициенты или относительные погрешности измерений отдельных измеренных переменных для определения погрешности результатов измерения с целью установления мощности, связанной мощности и эффективности в соответствии с 6.4.4.2.4

Относительная погрешность измерения для отдельных измеренных значений	Неохлаждаемый компрессор			Охлаждаемый компрессор $\vartheta_{j,te} = \vartheta_{j,g}$			Охлаждаемый компрессор $\vartheta_{j,te} \neq \vartheta_{j,g}$		
	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e
$\tau_{P,cou}$	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$	0	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$	0	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$	0
τ_{Pi}	$\frac{P_{i,co}}{P_{cou,co}}$	0	0	$\frac{P_{i,co}}{P_{cou,co}}$	0	0	$\frac{P_{i,co}}{P_{cou,co}}$	0	0
$\tau_{P,mech}$	$\frac{P_{mech,co}}{P_{cou,co}}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$	$\frac{P_{mech,co}}{P_{cou,co}}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$	$\frac{P_{mech,co}}{P_{cou,co}}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_2}$
τ_{Mt}	0	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$	0	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$	0	0	$\frac{1}{1 + 1/\varepsilon_2}$
τ_N^a	1	1	0	1	1	0	$1 + 2\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		$2\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$
	0	0	1	0	0	1	$2\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		$1 + \dots$ $\dots 2\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$
$\tau_{\dot{m}}^a$	0								
	1								
τ_{p1}^a	$1 - \frac{1}{\ln \Pi_{te}}$								
	$\frac{1}{\ln \Pi_{te}}$								
τ_{T1}^a	0						$\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		
	1						$1 + \varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		
τ_{Z1}^a	0						$\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		
	1						$1 + \varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		

Таблица 1 (продолжение)

Относительная погрешность измерения для отдельных измеренных значений	Неохлаждаемый компрессор			Охлаждаемый компрессор $g_{j,te} = g_{j,g}$			Охлаждаемый компрессор $g_{j,te} \neq g_{j,g}$		
	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e	Факт 1 ^c	Факт 2 ^d	Факт 3 ^e
τ_R^a	0						$\varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		
	1						$1 + \varepsilon_3 \ln \Pi_{A,co}$		
τ_{p2}	$\frac{1}{\ln \Pi_{te}}$								
τ_k	ε_1	ε_1	ε_1	0	0	0	0	0	0
$\tau_{T1,B}$	0	0	0	0	0	0	ε_3	ε_3	ε_3
$\tau_{Z1,B}$	0	0	0	0	0	0	ε_3	ε_3	ε_3
$\tau_{T1,j}^b$	0	0	0	$\frac{z-1}{z}$	$\frac{z-1}{z}$	$\frac{z-1}{z}$	$\frac{z-2}{z-1}$	$\frac{z-2}{z-1}$	$\frac{z-2}{z-1}$

^a Здесь, коэффициенты для определения погрешности результатов измерений мощности на сопряжении $\tau_{res, P_{cou}}$, не включая τ_{dev} , показаны на верхней строчке, а коэффициенты для связанной мощности $\tau_{res(P_{cou}/\dot{V})}$ и для эффективности $\tau_{res, \eta_{cou}}$, не включая τ_{dev} , - на нижней строчке.

^b Для $g_{j,te} = g_{j,g}$ $T_{1j,av} = \frac{\sum_{j=II}^{j=Z} T_{1j}}{z-1}$, $\dot{V}_{j,av} = \frac{\sum_{j=II}^{j=Z} V_j}{z-1}$ и $\tau_{T1j} = \frac{\dot{V}_{j,av}}{T_{1j,av}}$

Для $g_{j,te} \neq g_{j,g}$ $T_{1j,av} = \frac{\sum_{j=III}^{j=Z} T_{1j}}{z-2}$, $\dot{V}_{j,av} = \frac{\sum_{j=III}^{j=Z} V_j}{z-2}$ и $\tau_{T1j} = \frac{\dot{V}_{j,av}}{T_{1j,av}}$

^c Факт 1: Мощность на сопряжении, $P_{cou,te}$, определяется путем измерения мощности газа $P_{i,te}$ и механических потерь $P_{mech,te}$.

^d Факт 2: Мощность на сопряжении измеряется на приводном механизме.

^e Факт 3: Мощность на сопряжении определяется путем измерения вращающего момента $M_{t,te}$ и скорости вращения N_{te} .

Коэффициенты:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{1 - k_{te}} + \frac{1}{k_{te}} \left(\frac{\ln \Pi_{te}}{1 - \Pi_{te}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)_{te}}} \right) \tag{27}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{P_{cou,te}}{P_{mech,co} \frac{P_{i,te}}{P_{i,co}} - P_{mech,te}} \tag{28}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{P_{iB,co}}{P_{i,co}} \tag{29}$$

ПРИМЕР Уравнение для относительной погрешности измеренных результатов мощности на сопряжении (соединительной муфте) охлаждаемого компрессора ($g_{j,te} = g_{j,g}$) может быть сформулировано следующим образом в соответствии с Таблицей 2, если мощность на сопряжении во время испытания $P_{cou,te}$ установлена путем

измерения вращающего момента и скорости вращения (факт 3):

$$\begin{aligned} \tau_{\text{res},(P_{\text{cou}})} = \pm & \left\{ \left(\frac{1}{1+\varepsilon_2} \tau_{P_{\text{mech}}} \right)^2 + \left(\frac{1}{1+\frac{1}{\varepsilon_2}} \tau_{Mt} \right)^2 + (2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \ln \Pi_{A,\text{co}} \cdot \tau_N)^2 + \left[\left(1 - \frac{1}{\ln \Pi_{\text{te}}} \right) \tau_{p1} \right]^2 + \dots \right. \\ & \dots + (\varepsilon_3 \cdot \ln \Pi_{A,\text{co}} \cdot \tau_{T1})^2 + (\varepsilon_3 \cdot \ln \Pi_{A,\text{co}} \cdot \tau_{Z1})^2 + (\varepsilon_3 \cdot \ln \Pi_{A,\text{co}} \cdot \tau_R)^2 + \dots \\ & \left. \dots + \left(\frac{1}{\ln \Pi_{\text{te}}} \tau_{p2} \right)^2 + (\varepsilon_3 \cdot \tau_{T1,B})^2 + (\varepsilon_3 \cdot \tau_{Z1,B})^2 + \left(\frac{z-2}{z-1} \tau_{T1,j} \right)^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (30)$$

6.4.4.3 Определение погрешности измерения, используя метод разности

Погрешность результатов измерений $\tau_{\text{res},W}$ функции - результата, W , (например, потребление пара) может быть установлена следующим образом, особенно в случае сложных функциональных взаимодействий, дифференцирование которых путем замкнутых математических решений сделать трудно.

В основе функции - результата, W , лежат все измеренные значения, переведенные в гарантийные предварительные условия и исправленные до гарантийного значения.

Например, для функции - результата $W = P_{\text{cou},g,C} \tau_{\text{res},W}$, выраженной в процентах, имеем:

$$W = P_{i,\text{co}} \cdot \frac{y_{T,g}}{y_{T,\text{co}}} \cdot \frac{V_{1,g}}{V_{1,\text{co}}} + P_{\text{mech},\text{co},g} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \tau_{\text{res},W} = \frac{V_W}{W} \cdot 100 = \pm & \sqrt{\sum \left(\frac{\partial W}{\partial x_i} \cdot \frac{V_{xi}}{W} \right)^2} \cdot 100 \\ & = \pm \sqrt{\sum f_{xi}^2} \cdot 100 \end{aligned} \quad (32)$$

$$f_{xi} = \frac{W(x_i + V_{xi}) - W(x_i - V_{xi})}{2 \cdot W(x_i)} \quad (33)$$

Для этой цели функция - результат, W , для всех измеренных переменных и данных газа, x_i , содержащихся здесь, вычисляется с использованием значения, увеличенного или уменьшенного на погрешность отдельного измерения V_{xi} . Среднее относительное отклонение f_{xi} функции - результата, W , вычисляется по их разности на позиции измеренного значения x_i .

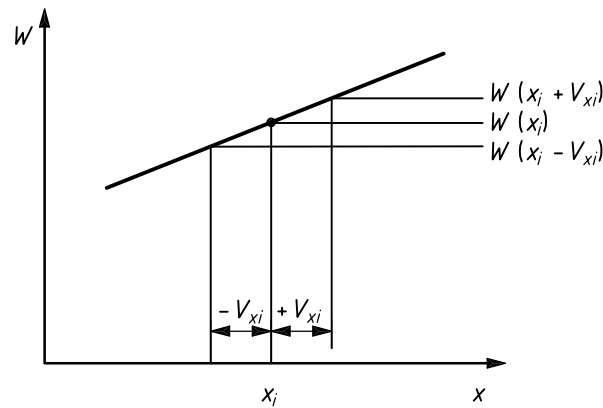


Рисунок 1— Изменение функции - результата в сравнении с погрешностью отдельного измерения

6.4.4.4 Относительная погрешность результатов измерений для измерений в одной ступени на многоступенчатых компрессорах

Следующие уравнения применяются в отношении построения кривой полной рабочей характеристики по кривым рабочим характеристикам единичных ступеней или секций, измеренных отдельно:

для относительной погрешности измерения объемного расхода:

$$\tau_{\text{comb},V} = (1 + 0,2 \cdot \sqrt{z-1}) \frac{\sum \tau_{V,j}}{z} \tag{34}$$

для относительной погрешности измерения отношения давлений:

$$\tau_{\text{comb},P} = (1 + 0,2 \cdot \sqrt{z-1}) \cdot \frac{\sum (\tau_{P,j} \cdot W_{\text{co},j})}{\sum W_{\text{co},j}} \tag{35}$$

для относительной погрешности измерения мощности:

$$\tau_{\text{comb},P} = (1 + 0,2 \cdot \sqrt{z-1}) \cdot \frac{\sum (\tau_{P,j} \cdot P_{\text{co},j})}{\sum P_{\text{co},j}} \tag{36}$$

Коэффициенты 0,2 и $z - 1$ вводят поправку на неизбежные неточности раздельного измерения отдельных секций и в компиляции результатов.

6.4.4.5 Взвешенная относительная погрешность результатов измерения

Если использованы разные измерительные методы, то взвешенные значения измерений и погрешности могут быть получены, следуя рекомендациям ссылки [7]:

Взвешенный результат измерения:

$$\bar{W}_\gamma = \frac{\sum (W_i \cdot \gamma_i)}{\sum \gamma_i} \tag{37}$$

при

$$\gamma_i = \left(\frac{1}{V_{Wi}} \right)^2 \quad (38)$$

Взвешенная погрешность результатов измерений:

$$V_{\bar{W}_y} = \frac{1}{\sqrt{\sum \gamma_i}} = \frac{1}{\sqrt{\sum \left(\frac{1}{V_{Wi}} \right)^2}} \quad (39)$$

Взвешенная относительная погрешность результатов измерений:

$$\tau_{\bar{W}_y} = \frac{V_{\bar{W}_y}}{\bar{W}_y} \quad (40)$$

7 Преобразование результатов испытания в гарантийные условия

7.1 Общие положения

7.1.1 Цель преобразования

Результаты испытания могут непосредственно сравниваться с гарантийными значениями, только если компрессор измеряется точно в гарантийном рабочем режиме во время приемочного испытания.

Если рабочий режим во время испытания отклоняется от режима, заданного по гарантии, то результаты испытания должны быть преобразованы в гарантийный рабочий режим. Только такие преобразованные данные испытания могут сравниваться с гарантийными значениями в гарантийном сравнении, как задано в Разделе 8.

7.1.2 Предмет преобразования

Преобразованными значениями по существу являются следующие:

- эффективный объемный расход на впуске, $\dot{V}_{1,us}$;
- отношение давлений, Π , или высота столба;
- и мощность на сопряжении, P_{cou} .

Мощность на сопряжении P_{cou} составляется аддитивно из мощности газа P_i и механической потери P_{mech} , которые преобразуются отдельно.

7.2 Преобразование (конверсия)

7.2.1 Строгое соблюдение требований, извлеченных из теории подобия

Преобразование результатов испытания из проверочных в гарантийные условия, как правило, возможно, если подобие потока в компрессоре обеспечивается во время преобразования контрольной точки в гарантийные условия. Имеется в виду, что важнейшие условия могут быть поддержаны для коэффициентов идентичной работы эталонного процесса, см. Уравнение (6), и для коэффициентов идентичных потоков, см. Уравнение (5).

В случае, когда устанавливаются переменные геометрические системы управления потоком в компрессоре (например, регулируемые направляющие лопатки на впуске или лопатки диффузора),

преобразование будет применяться только к одной постоянной величине регулирования таких систем. Эти условия подобия имеют отношение только к потоку в компрессоре, но не к механическим потерям. По этой причине эти потери должны быть отдельно измерены и преобразованы для гарантийного сравнения (см. 7.2.4.4).

a) Коэффициенты идентичной эталонной работы процесса и коэффициенты объемного расхода

При коэффициентах идентичной эталонной работы процесса и коэффициентах потока, ψ и φ , отношение скорости характеристического потока в компрессоре к окружной скорости конца лопатки имеет одинаковое значение на испытании и в гарантийных условиях. По этой причине необходимо, но недостаточно, сохранять φ и ψ или \dot{V}_1/N или Y/N^2 постоянными величинами для преобразования контрольной точки.

b) Идентичные показатели адиабаты

Изменение состояния сжатого газа может быть удержано идентичным на испытании и при гарантийных условиях во всех ступенях компрессора только в случае, если показатели адиабаты являются идентичными.

c) Идентичные числа Маха

Чтобы отношения скоростей газа были идентичными в каждом месте пути движения потока, должно быть принято условие (в дополнение к требованию для коэффициентов идентичной работы эталонного процесса и потока), что отношения объемных расходов (объемный поток, отнесенный к объемному расходу на впуске) остаются постоянными на каждом месте пути движения потока при испытании и по гарантии. Требование для идентичных отношений объемных расходов во всех ступенях компрессора удовлетворяется (полагая всегда идентичные показатели адиабаты), если числа Маха для конца лопатки Ma_u являются одинаковыми при испытании и в гарантийных условиях. При этих предварительных условиях идентичное число Маха для окружной скорости конца лопатки обозначает одновременно идентичное местное число Маха (скорость потока, отнесенная к соответственной местной звуковой скорости).

d) Идентичные отношения ϑ_j в отдельных ступенях

Условие подобия идентичных отношений, ϑ_j в отдельных ступенях обозначает, что значения $\vartheta_j = (RZ_1 T_1)_j / (RZ_1 T_1)_I$ являются постоянными ($j = I, II, \dots$). В неохлаждаемых компрессорах, это требование удовлетворяют так или иначе заданные идентичные показатели адиабаты и идентичное число Маха для окружной скорости конца лопатки.

В охлаждаемых компрессорах условие $\vartheta_j = \text{const}$ должно быть достигнуто посредством соответственной регулировки промежуточного охладителя.

Функционирование охладителя нельзя оценить, если экспериментальные значения отличаются от гарантийных условий. Если необходимо, то функционирование должно быть проверено отдельно.

e) Идентичные числа Рейнольдса

Для того, чтобы граничный слой потока и поэтому также структура потока, находящаяся под влиянием этого слоя, оставались постоянными, число Рейнольдса, а также параметры, упомянутые выше, должны также оставаться постоянными в вычислениях преобразования.

f) Идентичная характеристика теплообменника

В случаях, когда теплообменник оказывает влияние на процесс сжатия, соответственные переменные характеристики должны также оставаться идентичными.

7.2.2 Приближение к требованиям, извлеченным из теории подобия

7.2.2.1 Общие положения

Так как вообще невозможно удовлетворить все условия подобия одновременно, то необходимо пренебречь отдельные условия в большей или меньшей степени; см. ссылку [10].

В компрессорах, работающих на скоростях потока в диапазоне скорости звука, необходимо проверить, находятся ли отклонения числа Маха во время испытания от этих чисел, заданных по условиям гарантии, в пределах допустимого диапазона. В этом контексте, однако, это не числа Маха Ma_u , для которых должен быть сделан допуск, но взамен – это местные числа Маха (отношение скорости местного потока к местной звуковой скорости).

7.2.2.2 Пренебрежение влияния определенных характеристических переменных

Если невозможно удовлетворить одновременно все условия, требуемые для характеристических переменных, то необходимо распределить на равных условиях те характеристические переменные, которые обычно оказывают только вторичное влияние на эффективность, но имеют большое значение только в граничных зонах, а их величина однажды была проверена на испытании и в гарантийных условиях.

Так как теплообменник обычно имеет только легкое влияние на процесс сжатия в ступенях неохлаждаемого компрессора, то соответствующие характеристические переменные для теплообменника играют роль только в случае чрезмерных отклонений в условиях проведения испытания. Промежуточные охладители не рассматриваются в этом контексте.

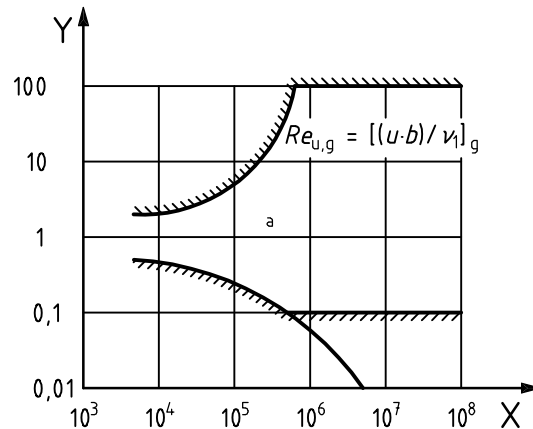
7.2.2.3 Допустимые отклонения характеристических переменных, чьим влиянием нельзя пренебречь

7.2.2.3.1 Предварительные условия

Подобие во всем компрессоре обеспечивается при условии, что ψ_p и ϕ каждой ступени, Ma_u , k , \mathcal{G}_j и, если необходимо, Re остаются идентичными.

Аппроксимации могут быть подходящими в случаях, когда число Маха скорости конца лопатки или показатель адиабаты k , или обе переменные в условиях испытания не могут быть точно адаптированы к гарантийным условиям в неохлаждаемых и охлаждаемых компрессорах, если, в дополнение к двум упомянутым выше условиям, отношения температур также не могут быть поддержаны.

Отклонения числа Рейнольдса допустимы до определенных пределов (см. Рисунок 2). Если число Рейнольдса в испытании ниже, чем пределы Рисунка 2, то должна быть сделана только коррекция числа Рейнольдса в соответствии с Приложением С в рамках пределов Рисунка 2. Влияние числа Рейнольдса на эффективность, удельную работу сжатия и коэффициент потока должно учитываться при определении условий проведения испытания (см. 7.2.2.3.2) и преобразовании результатов испытания в гарантийные условия (см. 7.2.4.1).



Обозначение

- X число Рейнольдса гарантии, $Re_{u,g}$
- Y отношение чисел Рейнольдса, $\frac{Re_{u,te}}{Re_{u,g}}$

a Допустимый диапазон применения.

Рисунок 2 — Допустимый диапазон применения для преобразования

Процедуры аппроксимации начинаются с предварительного условия, что при $\phi_{te} = \phi_g$ или $(\dot{V}_1/N)_{te} = (\dot{V}_1/N)_g$ отношения скоростей и, таким образом, отношения объемных расходов в компрессоре в течение испытания могут отклоняться до определенного процента от отношений по гарантийным условиям без существенного влияния на эффективность и удельную работу сжатия.

7.2.2.3.2 Допустимое отклонение отношения объемных расходов, ϕ

Наибольшие отклонения в объемном расходе всегда возникают для $n_{te} = n_g$ в конце процесса сжатия.

Для $n_{te} \neq n_g$, условие идентичных отношений объемных расходов на протяжении процесса сжатия является достижимым только приблизительно, так как максимальные отклонения объемного расхода могут возникать в пределах компрессора, как результат отличающейся структуры в изменении состояния.

Внутренний предел допуска для отклонения коэффициента отношений объемных расходов ϕ есть $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,01$. Это должно быть проверено, если этот предел может быть сохранен посредством изменения экспериментальных значений N_{te} , R_{te} , $Z_{1,te}$ или $T_{1,te}$. В таких случаях испытание следует проводить без использования дополнительного допуска. В противном случае, должно быть проверено, может ли испытание все еще проведено в границах внешнего предела допуска $\Delta\phi_{tol} = 0,05$ (см. 7.2.5). В этом случае испытание может быть проведено с приближенным подобием, используя дополнительный допуск (Рисунки 6 и 7).

Допустимое отношение сниженных скоростей $X_{N,tol}$, уравнение (2), может быть вычислено с использованием допустимого отклонения $\Delta\phi_{tol}$ коэффициента отношений объемных расходов, ϕ , уравнение (1); см. приложение А.

Если внешних пределов допуска не хватает, то должно быть проверено на основе от случая к случаю, что все еще можно проводить испытания согласно методу, изложенному в Приложении В.

Если проверка экспериментальных значений показывает, что значения $\eta_{p,te}$ и $(p_2/p_1)_{te}$ отклоняются от значений $\eta_{p,pr}$ и $(p_2/p_1)_{pr}$, прогнозируемых для условий проведения испытания, то проверку условий

подобия следует повторить, используя эти значения.

7.2.2.3.3 Допустимые отклонения числа Маха для окружной скорости конца лопатки

Допустимые отклонения отношения объемных расходов сами включают ограничение на допустимые отклонения числа Маха для окружной скорости конца лопатки.

$$\frac{Ma_{u,te}}{Ma_{u,g}} = X_N \cdot \sqrt{\frac{k_{1,g}}{k_{1,te}}} \quad (41)$$

Влияния числа Маха должны быть рассмотрены, если критическое относительное число Ma_{crit} (локально звуковая скорость в ступени) достигается по гарантии или условиям проведения испытания для контрольной точки и преобразованной точки.

7.2.2.3.4 Допустимые отклонения числа Рейнольдса

Необходимо проверить отклонение контрольного числа Рейнольдса от числа по гарантийным условиям. Допуск делается на влияние этого отклонения на работу компрессора посредством подходящих корректирующих условий, которые, однако, могут быть использованы только в специальных случаях.

Случаи применения уравнений коррекции и выбор подходящего контрольного числа Рейнольдса определяются двумя факторами:

- точность уравнения коррекции для разных чисел Рейнольдса;
- точность результатов испытания, достигнутая при уменьшенных значениях давления на впуске или нижних скоростях.

Для центробежных компрессоров должен быть применен проверенный метод коррекции числа Рейнольдса, (см. Приложение С). Пределы применения уравнений показаны на Рисунке 2

В отношении компрессоров осевого сжатия, правильный метод коррекции числа Рейнольдса зависит от характеристик лопаток, использованных производителем компрессора. По этой причине метод и диапазоны применения следует согласовать между производителем и пользователем.

7.2.3 Подразделение случаев преобразования

7.2.3.1 Классы преобразования

В соответствии с условиями испытания следующие классы выводятся для регулирования, испытания и преобразования:

- Класс А: Испытание, сохранение внутреннего предела допуска $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,01$. Если это невозможно:
- Класс В: Испытание, сохранение внешнего предела допуска $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,05$. Если это невозможно:
- Class С: Испытание за внешним пределом допуска.

7.2.3.2 Преобразование согласно классам А и В

Эти факты показаны схематически в Таблицах 2 и 3 и в Приложении А.

7.2.3.3 Преобразование согласно классу С

Этот факт излагается в Приложении В.

Таблица 2 — Регулирование, испытание, преобразование: неохлаждаемый компрессор

Факт	$n_{te} = n_g$		$n_{te} \neq n_g$	
	3a	3b	3c	3d
Пример			Приложение F, Пример 1	Приложение F, Пример 5
Отношение сниженных скоростей, см. 7.2.2.3.2	Регулирование компрессора на $X_{N, tol} = \sqrt{\psi_{p,g} / \psi_{p,te}}$. Отклонения в пределе допуска $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,01$ согласно Приложению А допустимы. Нет дополнительного допуска для преобразования	Если соседнее условие не может быть соблюдено, то настройте компрессор на $X_{N, tol}$ в рамках внешнего предела допуска $\Delta\phi_{ol} = \pm 0,05$ согласно Приложению А. Дополнительный допуск для преобразования согласно 7.2.4.	Настройте компрессор так, что X_N в рамках внутреннего предела допуска $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,01$ согласно Приложению А. Нет дополнительного допуска для преобразования	Если соседнее условие не может быть соблюдено, то настройте компрессор на X_N в рамках внешнего предела допуска $\Delta\phi_{ol} = \pm 0,05$ согласно Приложению А. Дополнительный допуск для преобразования согласно 7.2.4.
Число Маха: см. 7.2.2.3.3	Если $Ma_{u,te} \neq Ma_{u,g}$, то проверьте возникновение изменений, вызванных числом Маха, в диапазоне кривой рабочей характеристики, имеющего отношение к гарантийному сравнению (критическое число Маха, число Маха дросселирования).			
Число Рейнольдса: см. 7.2.2.3.4	Проверьте, находится ли $Re_{u,te}/Re_{u,g}$ в рамках диапазона, допустимого для преобразования эффективности (в соответствии с Рисунком 2 для центробежных компрессоров).			
Кривая рабочей характеристики	Работа в точке вблизи гарантийной точки или не меньше чем в двух контрольных точках, которые включают гарантийное значение для удельной работы сжатия или объемного расхода на впуске (в зависимости от гарантийного сравнения).			
Конверсия	7.2.3.1, Рисунок 3.			
Преобразованные значения	Проверьте удовлетворение условий подобия в ходе испытания.			
Гарантийное сравнение	Раздел 8.			

Таблица 3 — Регулирование, испытание, преобразование: компрессор с промежуточным охлаждением

	$n_{te} = n_g$ and $Re_{u,te} \approx Re_{u,g}$		Другие факты применения, например: а) $n_{te} = n_g$ and $Re_{u,te} \neq Re_{u,g}$ б) $n_{te} \neq n_g$ в) Боковые потоки, направленные внутрь, или экстракции	
Факт	4а	4б	4с	4д
Пример	Приложение F, Пример 4	Приложение F, Пример 3		Приложение F, Пример 2
Отношение сниженных скоростей, см. 7.2.2.3.2	Настройте первую секцию на $X_{N, \text{tol}} = 1$. Отклонения в рамках внутреннего предела допуска $\Delta \phi_{\text{tol}} = \pm 0,01$ согласно Приложению А являются допустимыми. Нет дополнительного допуска для преобразования.	Настройте отдельные неохлаждаемые секции при X_N в рамках внутреннего предела допуска, равного $\Delta \phi_{\text{tol}} = \pm 0,01$ согласно Приложению А Нет дополнительного допуска для преобразования Если упомянутое выше условие не может быть соблюдено, то настройте первую секцию при X_N в рамках внутреннего предела допуска, равного $\Delta \phi_{\text{tol}} = \pm 0,01$ согласно Приложению А Дополнительный допуск для первой секции с целью преобразования согласно 7.2.4.	Настройте отдельные неохлаждаемые секции при X_N в рамках внутреннего предела допуска, равного $\Delta \phi_{\text{tol}} = \pm 0,01$ согласно Приложению А Нет дополнительного допуска для преобразования для этих секций	Если соседнее условие не может быть соблюдено для всех неохлаждаемых секций, то настройте компрессор на X_N в рамках внешнего предела допуска, равного $\Delta \phi_{\text{ol}} = \pm 0,05$ согласно Приложению А. Дополнительный допуск для преобразования согласно 7.2.4. для уместных секций
Отношение $RZ_1 T_1$, как определено в 3.2.8	Отрегулируйте температуры на впуске ступеней таким образом, что $\frac{\vartheta_{j,te}}{\vartheta_{j,g}} = 1$	Если соседнее условие не может быть соблюдено, то подразделите неохлаждаемую 1-ую секцию и секцию исходящего потока с промежуточным охлаждением на $\frac{\vartheta_{j,B,te}}{\vartheta_{j,B,g}} = 1$	При любой возможности, отрегулируйте температуры на впуске ступеней таким образом, что испытание может быть проведено на идентичной скорости для всех секций.	
Числа Маха: см. 7.2.2.3.3	Если $Ma_{u,te} \neq Ma_{u,g}$, то проверьте возникновение изменений из-за числа Маха в диапазоне кри-вой рабочей характеристики, имеющего отношение к гарантийному сравнению (критическое число Маха, число Маха дросселирования).			
Число Рейнольдса: см. 7.2.2.3.4	Полная конверсия через удельную изотермическую работу сжатия и полную изотермическую эффективность возможна, только если $Re_{u,te} \approx Re_{u,g}$. (Нет изменения в политропной эффективности ступени.)	Проверьте, что $Re_{u,te}/Re_{u,g}$ находится в допустимом диапазоне для преобразования эффективности (в соответствии с Рисунком 2 для центробежных компрессоров).		

Таблица 3 (продолжение)

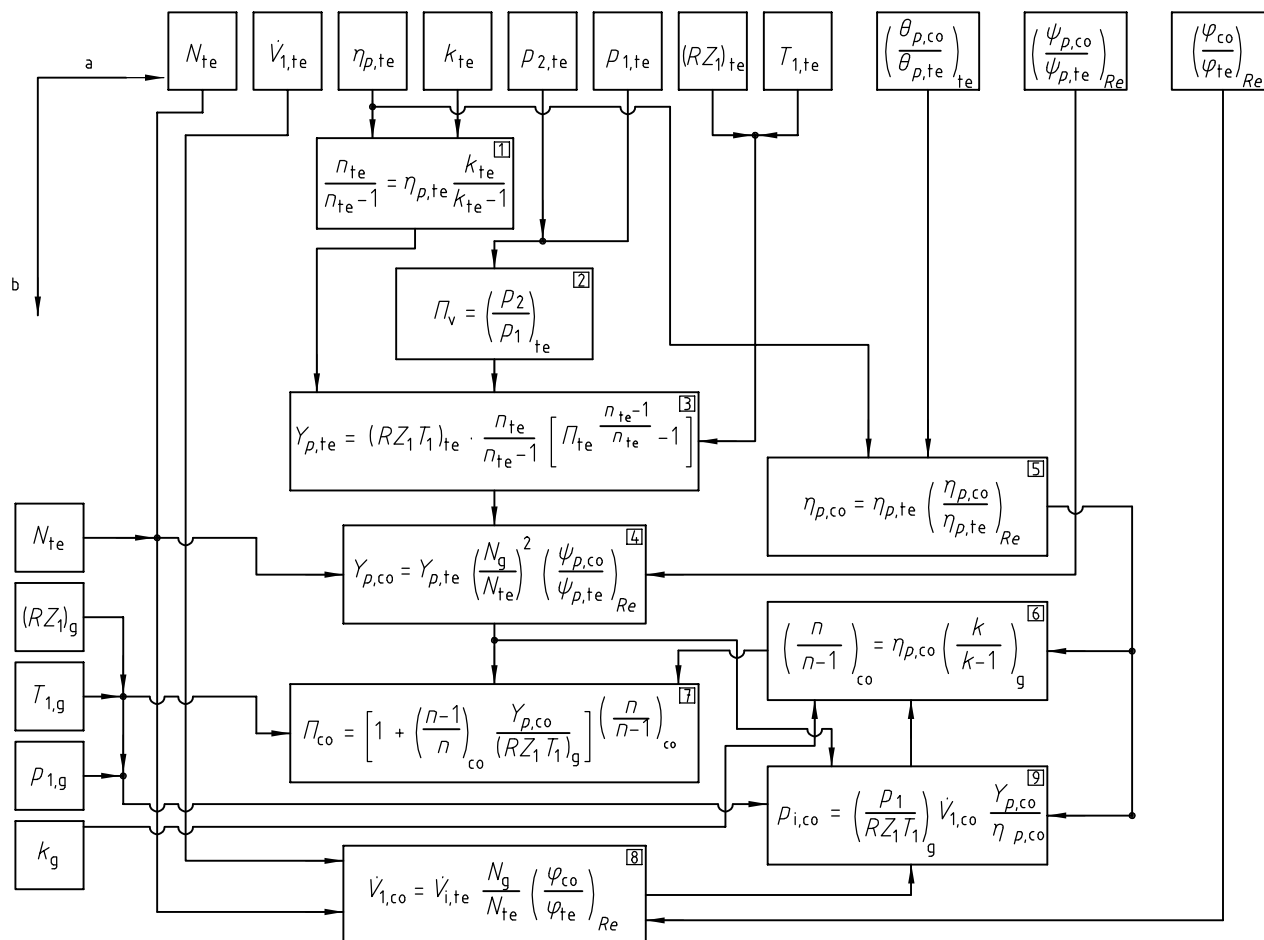
	$n_{te} = n_g$ and $Re_{u,te} \approx Re_{u,g}$		Другие факты применения, например: а) $n_{te} = n_g$ and $Re_{u,te} \neq Re_{u,g}$ б) $n_{te} \neq n_g$ в) Боковые потоки, направленные внутрь, или экстракции	
Факт	4a	4b	4c	4d
Пример	Приложение F, Пример 4	Приложение F, Пример 3		Приложение F, Пример 2
Кривая рабочей характеристики	Как для неохлаждаемых компрессоров в Таблице 2.	Первая неохлаждаемая секция в качестве секции высокого давления с промежуточным охлаждением, которая указана в Таблице 2 с адекватным числом точек на кривой характеристики для наложения	Первая неохлаждаемая секция, как в Таблице 2, все другие секции с адекватным числом точек на кривой рабочей характеристики для наложения	
Преобразование	7.2.4.2.1, Рисунок 4	7.2.4.2.1, Рисунок 5.	Согласно Таблице 2 для каждой неохлаждаемой секции, затем наложение с температурами повторного охлаждения и потерями давления, и отношениями массовых расходов согласно гарантийным условиям, если необходимо. Секция 7.2.4.2.2.	
Преобразованные значения	Проверьте, удовлетворяются ли условия подобия в ходе испытания.			
Гарантийное сравнение*	Раздел 8.			

7.2.4 Уравнения преобразования (конверсии)

7.2.4.1 Преобразование для неохлаждаемых компрессоров или секций

Когда условия, заданные в 7.2.1 и 7.2.2 удовлетворяются и поведение газа приблизительно идеальное, то экспериментальные значения могут быть преобразованы в гарантийные условия, используя процедуру, показанную на Рисунке 3.

Для действительного поведения газа переменные 1, 3, 6 и 7 на Рисунке 3 следует вычислять по измеренным температурам и давлениям, используя либо функции сжимаемости, смотрите уравнения (E.22) и (E.23), либо программы данных газа. При небольших отношениях давлений вычисление может быть также выполнено посредством изэнтропического изменения состояния, см. уравнение (E.74).



- a Экспериментальные значения.
- b Гарантийные условия.

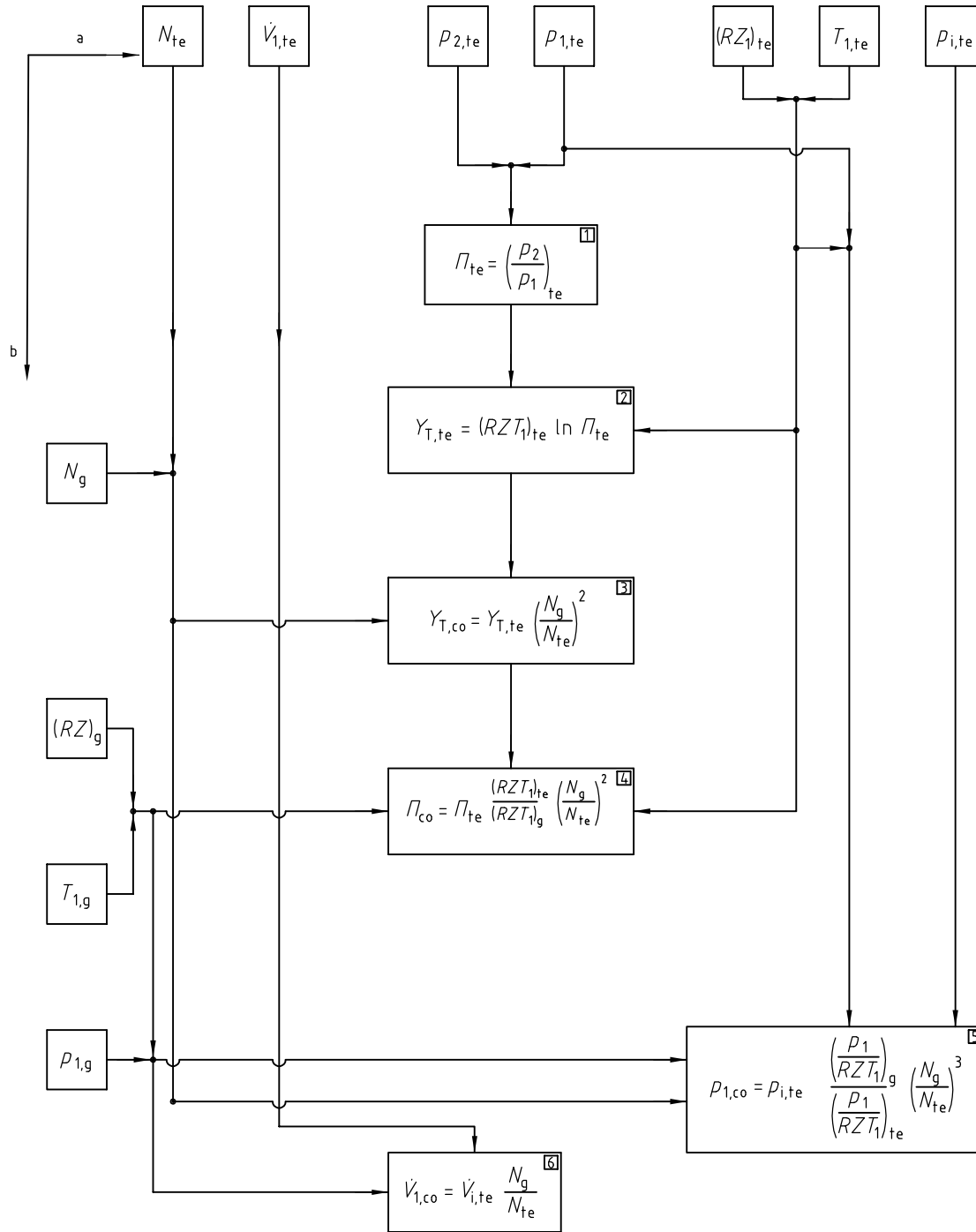
Рисунок 3 — Вычисление для неохлаждаемых компрессоров или секций с приблизительно идеальным поведением газа

7.2.4.2 Преобразование для охлаждаемых компрессоров

7.2.4.2.1 Полное преобразование

Когда условия, заданные в 7.2.1 и 7.2.2 выполняются и достигнутые условия проведения испытания означают, что нет необходимости делать допущение на влияние числа Рейнольдса, то результаты испытания могут быть преобразованы в гарантийные условия, используя процедуру, показанную на Рисунках 4 и 5.

В случае, когда $g_{j,te} = g_{j,g}$, преобразование может быть выполнено, как показано на Рисунке 4.



- a Экспериментальные значения.
- b Гарантийные условия.

Рисунок 4— Полное преобразование для охлаждаемых компрессоров в случае, когда $\vartheta_{j,te} = \vartheta_{j,g}$, $n_{te} = n_g$ и с приблизительно идеальным поведением газа

Когда $\vartheta_{j,te} \neq \vartheta_{j,g}$, результаты испытания могут быть преобразованы в соответствии с Рисунком 5. Только здесь предполагается, что, в случае установки многократного промежуточного охлаждения, произведения RZ_1T_1 по исходящему потоку промежуточных охладителей имеют одно и то же отношение друг к другу в условиях проведения испытания, как и в гарантийных условиях.

Измеренная мощность газа компрессора должна подразделяться на секцию А для неохлаждаемой секции и секцию В для охлаждаемой секции. Как правило, это подразделение является возможным в ходе испытания.

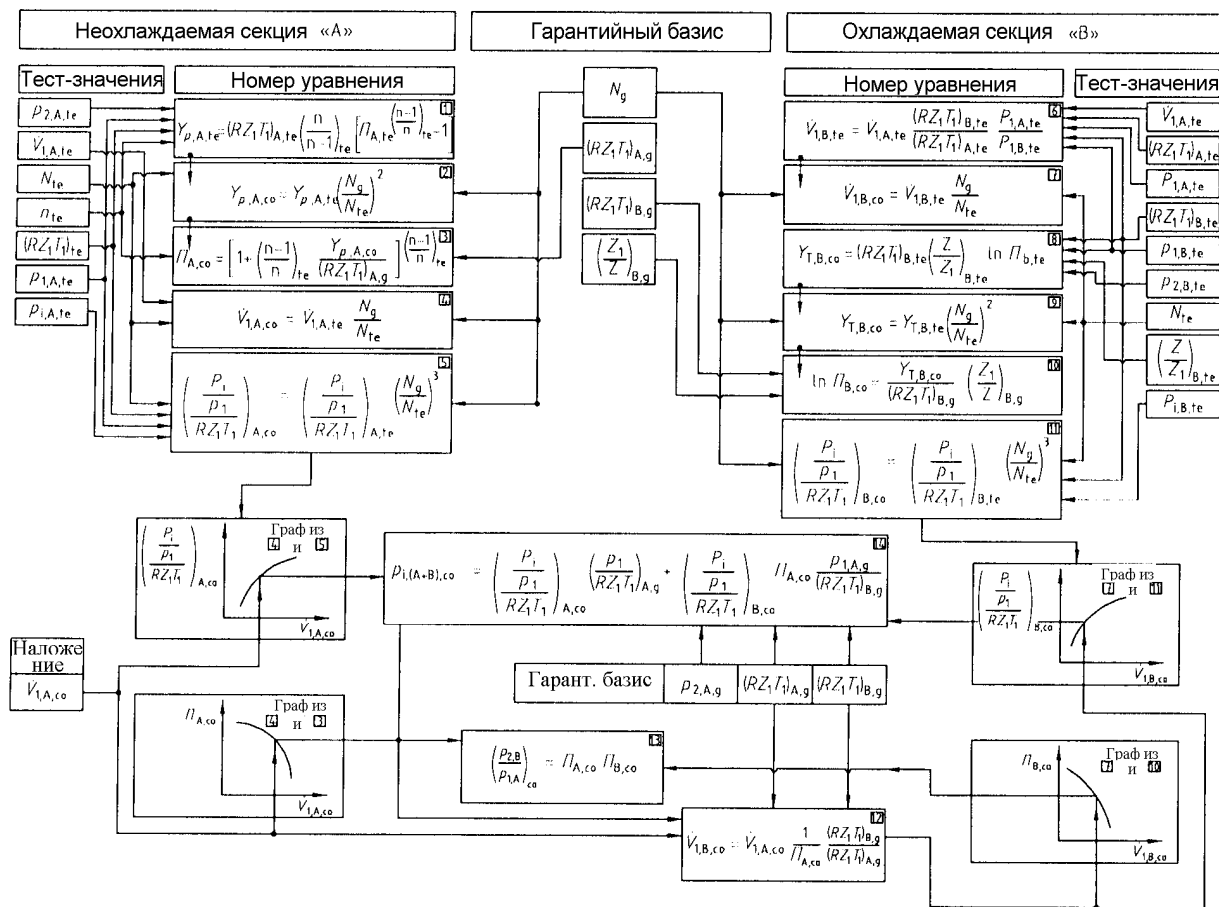


Рисунок 5 — Преобразование для охлаждаемых компрессоров в случае, когда $g_{j,te} \neq g_{j,g}$, но $g_{jB,te} = g_{jB,g}$, $n_{te} = n_g$ и приблизительно с идеальным поведением газа

В случае, когда это невозможно, подразделение может быть выполнено пропорционально удельной проектной работе сжатия.

Эти доли мощности могут быть преобразованы в гарантийные условия, используя процедуру, показанную на Рисунке 5.

7.2.4.2.2 Преобразование посредством неохлаждаемых секций

В случае, когда полное преобразование не удовлетворяется (например, более значительные отклонения числа Рейнольдса, другой показатель адиабаты, расхождение рабочего режима промежуточного охладителя от гарантийных условий), преобразование должно быть выполнено путем наложения кривых рабочих характеристик секции, преобразованной в соответствии с 7.2.4.1.

7.2.4.3 Условие для расходов утечек

Допущение должно быть сделано в преобразовании на изменения в расходах утечек в случае, когда условия проведения испытания значительно отклоняются от гарантийных условий.

7.2.4.4 Преобразование потери механической мощности

Потеря механической мощности, P_{mech} , есть сумма всех отдельных механических потерь, которые зависят от соответственных условий проведения испытания и гарантийных условий и от скорости, потребления энергии, осевого давления, плотности и температуры смазочного материала, в частности.

Отдельные механические потери возникают в осевых и радиальных подшипниках, насосах для смазки, редукторах компрессора, уплотнителях вала, управляемых жидкостью или газом, механических контактных уплотнителях и т.д., в частности.

Потери нормально измеряются на основе подъема температуры масла и/или вычисляются по проектным размерам и экспериментальным данным.

Сумма преобразованных отдельных потерь является потерей механической мощности, $P_{\text{mech,co}}$, из которой теперь может быть вычислена $P_{\text{cou,co}}$:

$$P_{\text{cou,co}} = P_{i,\text{co}} + P_{\text{mech,co}} \quad (42)$$

Потеря мощности из-за трения в подшипниках может быть установлена для подшипников скольжения.

Влияние скорости на механические потери можно оценить с помощью следующего уравнения:

$$P_{\text{mech,co}} = P_{\text{mech,te}} \left(\frac{N_g}{N_{\text{te}}} \right)^b \quad (43)$$

где $b=1,5 - 2,0$

7.2.4.5 Коррекция мощности газа вследствие излучения

Если не добавлена непосредственно к измеренной мощности газа в соответствии с 5.9, то теплоотдача в окружающую атмосферу в ходе испытания в случае энергетического баланса преобразуется в гарантийные предварительные условия с помощью уравнения:

$$\dot{Q}_{\text{rad,co}} = \dot{Q}_{\text{rad,te}} \cdot \frac{P_{i,\Delta t,\text{co}}}{P_{i,\Delta t,\text{te}}} \quad (44)$$

и добавляется к мощности газа, $P_{i,\Delta h,\text{co}}$, измеренной по массовому потоку и росту энтальпии и преобразованной в гарантийные предварительные условия

$$P_{i,\text{co}} = P_{i,\Delta t,\text{co}} + \dot{Q}_{\text{rad,co}} \quad (45)$$

Тогда преобразованная температура нагнетания $t_{2,\text{co}}$ может быть скорректирована следующим образом:

$$t_{2,\text{co}} = t_{1,g} + (t_{2,\text{co},\Delta t} - t_{1,g}) \cdot \frac{P_{i,\text{co}}}{P_{i,\Delta t,\text{co}}} \quad (46)$$

Значение $\dot{Q}_{\text{rad,co}}$ не является величиной тепла, перенесенного в окружающую атмосферу путем излучения при гарантийных предварительных условиях.

7.2.5 Дополнительные допуски

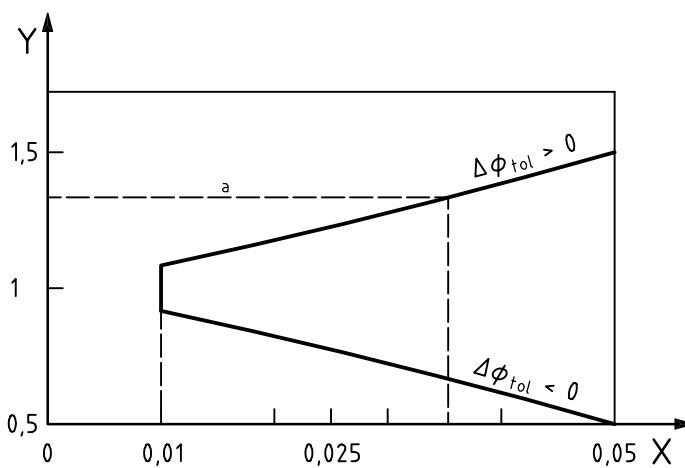
В случае, когда невозможно удовлетворить внутренний предел в ходе испытания, дополнительный допуск для мощности и удельной работы сжатия должен быть установлен следующим образом:

Для отношения давлений, Π , и показателей политропы, n_{te} , и n_g , допустимые верхние и нижние предельные значения $X_{N,tol}$ с параметром $\Delta\phi_{tol}$ должны быть вычислены в соответствии с диаграммой расхода в приложении А или значение

$$X_{N,tol} \sqrt{\frac{\psi_{p,te}}{\psi_{p,g}}} \quad (47)$$

при внутреннем пределе допуска и внешних пределах допуска должно быть взято из соответственных графиков, а $X_{N,tol}$ должно быть вычислено с этим значением.

На Рисунке 6 показан пример такой диаграммы, которую необходимо заново чертить в каждом случае.



Обозначение

X отклонение, $|\Delta\phi|$, коэффициента отношений объемных расходов

Y X_N

a Область, достижимая на испытании.

Рисунок 6 — Процедура, чтобы установить отклонение коэффициента ϕ , отношений объемных расходов для определения дополнительного допуска

Этот рисунок дает соответствующее значение $\Delta\phi$ для экспериментального значения X_N .

Тогда может быть вычислен дополнительный допуск τ_{dev} :

Если	$ \Delta\phi < 0,01$	$\tau_{dev} = 0$
Если	$0,01 < \Delta\phi < 0,05$	$\tau_{dev} = 25 (\Delta\phi - 0,01)$ в %
Если	$ \Delta\phi > 0,05$ (Класс испытания С)	$\tau_{dev} = 1,0$ %

7.2.6 Специальные примечания

Когда часть газа конденсируется, например, в промежуточных охладителях в ходе испытания, и/или гарантийном случае, то величина конденсата должна быть учтена в мощности в соответствии с работой сжатия, необходимой для этого, и в объемном расходе. Должно быть принято во внимание, что величина действительного конденсата до ступени "j" компрессора является, как правило, меньше, чем его термодинамически вычисленное количество (коэффициент разделения < 1). В случае, когда необходимо преобразовать из проверочного состояния при заданном содержании влаги в гарантийное состояние другого содержания влаги, эффективность разделения соответственных охладителей должен быть принят постоянным в условиях проверки и гарантии путем аппроксимации. Количества конденсата воды, измеренные на испытании, должны быть преобразованы при отношении величин,

которые были бы результатом в каждом случае при эффективности разделения, равной 1. Мощность для каждой ступени должна быть скорректирована на величину, на которую массовый расход газа отличается в условиях проведения испытания и гарантии из-за различия количеств конденсата воды. Точное преобразование, с одной стороны, является возможным из эксперимента с влажным газом в гарантийное состояние (сухой газ) путем добавления к мощности на каждой ступени дополнительной энергии, необходимой для сжатия газа, который, в гарантийном случае, остался бы вместо флюида, конденсированного в течение испытания.

Более того, в течение процесса сжатия или в компрессионной системе и ее точках измерения могут возникать химические реакции, которые, в частности, изменяют содержания газа, объемы и температуры.

В случае, когда боковые, направленные внутрь потоки и/или экстракции являются характерной особенностью компрессора, объемные расходы боковых потоков или экстракций в условия проведения испытания и гарантии должны быть гармонизированы в пропорции к основному потоку. Здесь преобразование должно быть осуществлено на основе состояний смеси.

В случае, когда компрессор работает в условиях проведения испытания и гарантии на различающихся уровнях давления, потери утечки должны быть приняты во внимание.

В случае, когда компрессор состоит из нескольких корпусов или когда его конструктивное решение позволяет удалять промежуточные охладители и устанавливать на их место измерительные линии, то компрессор можно подразделить на отдельные компрессорные установки для испытательных целей.

Приемочное испытание не обязательно дает доказательство, что промежуточные охладители выполняют гарантийные условия в отношении температуры повторного охлаждения, потери давления, потока охлаждающей жидкости и т.д.

8 Гарантийное сравнение

8.1 Предмет для сравнения

Гарантийное сравнение включает в себе следующее:

- a) проверку гарантированного абсолюта и/или связанных с ним значений для мощности или потребления флюида и/или для эффективности компрессора в гарантийных условиях (см. 4.3);
- b) проверку гарантированного верхнего предела рабочего диапазона компрессора в гарантийных условиях и, возможно, также нижнего предела рабочего диапазона и соответствующей эффективности в гарантийных условиях.

8.2 Выполнение

8.2.1 Общие положения

Чтобы проверить выполнение гарантии, гарантийные значения сравниваются с результатами испытания, преобразованными в гарантийные условия. Включение полной погрешности τ_{tot} (6.4.4.1) в гарантийное сравнение рассматривается ниже.

Гарантийное сравнение выполняется в большинстве случаев посредством графического представления. Объемный расход на впуске выбирается как ось абсцисс X. Уравнения для относительной погрешности измеренных результатов должны быть выведены снова для других вычерчиваемых свойств. Переменная, подлежащая проверке, например, эффективность, η_{COU} , наносится как ордината Y. Применяются методы гарантийного сравнения, изложенные ниже, при условии, что не заключены какие-либо обратные контрактные соглашения.

8.2.2 Сравнение единичных контрольных точек с единичными гарантийными точками

Мощность на сопряжении (соединительной муфте) $P_{\text{cou,co}}$, преобразованная в гарантийные условия в соответствии с 6.3, преобразуется в значения, взятые в качестве базиса для гарантии объемного расхода, $\dot{V}_{1,g}$, на впуске, и отношения давлений $\Pi_g [y_g = f(\Pi_g)]$; см. Рисунок 7, полагая, что эффективность газа является постоянной:

$$P_{\text{cou,cog}} = P_{\text{i,co}} \cdot \frac{\dot{V}_{1,g}}{\dot{V}_{1,\text{co}}} \cdot \frac{y_g}{y_{\text{co}}} + P_{\text{mech,cog}} \quad (48)$$

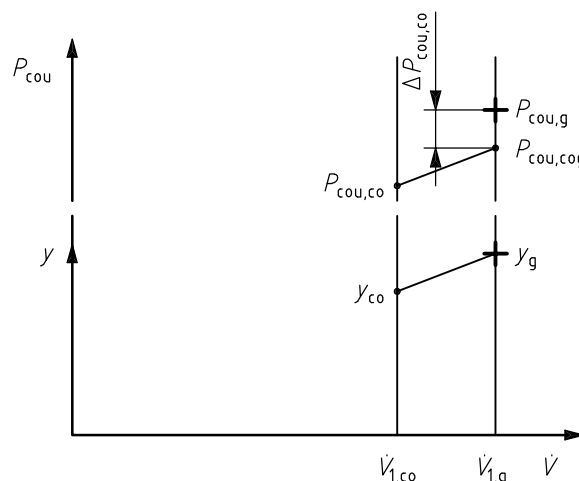


Рисунок 7 — Гарантийное сравнение для единичных контрольных точек

Применимость этой процедуры ограничивается допустимостью предположения постоянной эффективности.

Гарантийное сравнение в том, что касается формы кривой рабочей характеристики, является невозможным. Погрешность измерения для $P_{\text{cou,co}}$ должна в этом случае быть вычислена с использованием уравнения для связанной мощности на сопряжении (соединительной муфте) в 6.4.4.2.4

8.2.3 Сравнение кривых измеренных рабочих характеристик с гарантийными точками

8.2.3.1 Компрессоры с фиксированной геометрией и скоростью

В случае, когда производственный допуск согласуется для объемного расхода на впуске и/или давления нагнетания (отношения давлений) компрессора из-за отсутствия средств управления, чтобы изменять рабочую характеристику, гарантийное сравнение для мощности должно быть проведено в соответствии с уравнением (48). Следующая точка кривой рабочей характеристики берется в качестве базиса для сравнения в соответствии с типом согласованного производственного допуска:

- производственный допуск на объемный расход на впуске;
- точка кривой рабочей характеристики при гарантированном давлении нагнетания (отношении давлений); см. Рисунок 8;
- производственный допуск на давление нагнетания (отношение давлений): точка кривой рабочей характеристики при гарантированном объемном расходе на впуске; см. Рисунок 9;
- производственный допуск на объемный расход впуска и давление нагнетания (отношение давлений): пересечение рабочей характеристики с прямой линией, проведенной от гарантийной точки к точке минимума или максимума в области применения допуска; см. Рисунок 10.

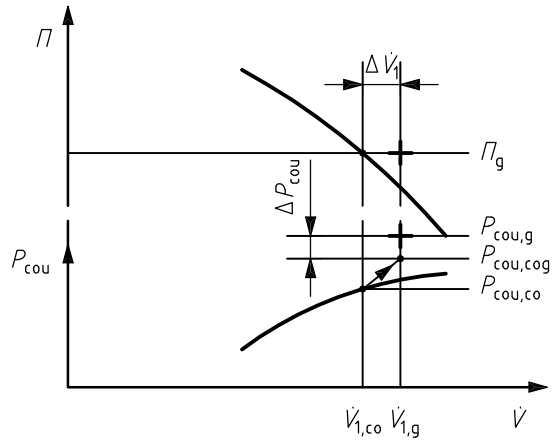


Рисунок 8 — Гарантийное сравнение для компрессора при гарантированном отношении давлений

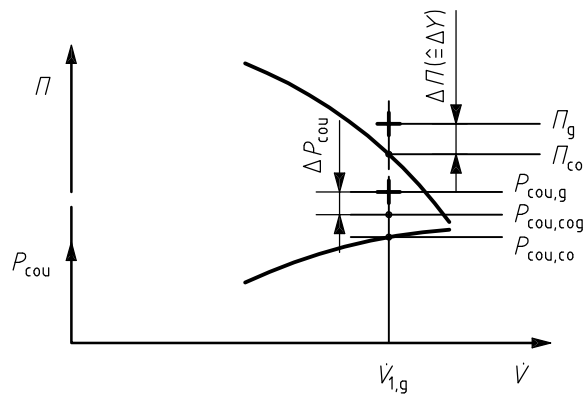


Рисунок 9 — Гарантийное сравнение для компрессора с гарантированным объемным расходом на впуске

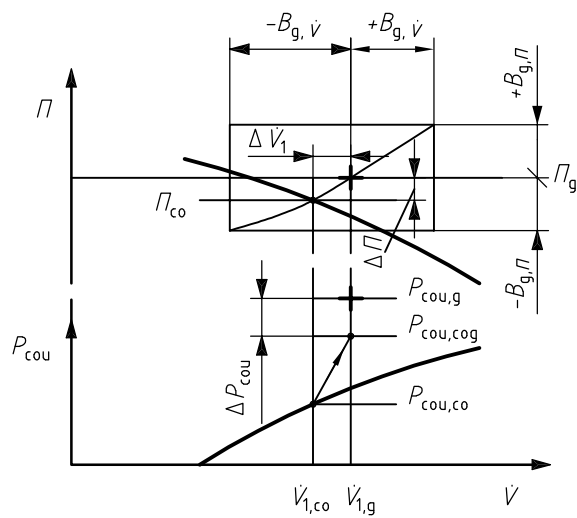


Рисунок 10 — Гарантийное сравнение для регулируемого отношения давлений и объемного расхода на впуске

(например, в случае, когда производственный допуск применяется к отношению давлений и объемному расходу на впуске)

8.2.3.2 Компрессоры с изменяемой геометрией или переменной скоростью

Здесь гарантийное сравнение может быть выполнено непосредственно в соответствии с Рисунком 11, используя кривую рабочей характеристики, проходящую через гарантийную точку $(\dot{V}_{1,g}, \Pi_g)$.

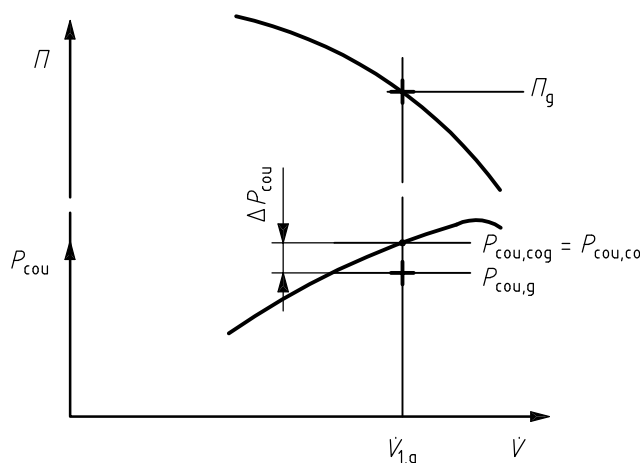


Рисунок 11 — Гарантийное сравнение для компрессора с изменяемой геометрией или переменной скоростью

С этой кривой рабочей характеристики можно работать непосредственно, или она может быть создана из смежных рабочих характеристик в связи с условиями подбора или посредством интерполяции.

8.2.3.3 Специальный случай: управление дросселем на впуске

В случае, когда преобразованная кривая рабочей характеристики для объемного расхода впуска в гарантийной точке показывает более высокое отношение давлений, чем гарантированное отношение давлений, а дросселирование на впуске является возможным в том месте, где устанавливается компрессор, гарантийное сравнение может быть выполнено, делая допуск на потери дросселя впуска. При идеальном поведении газа и без промежуточного охлаждения (Рисунок 12) имеем:

$$P_{\text{cou, cog}} = (P_{\text{cou, co}} - P_{\text{mech, co}}) \frac{p_{2,g}}{p_{2,co}} + P_{\text{mech, co}} \quad (49)$$

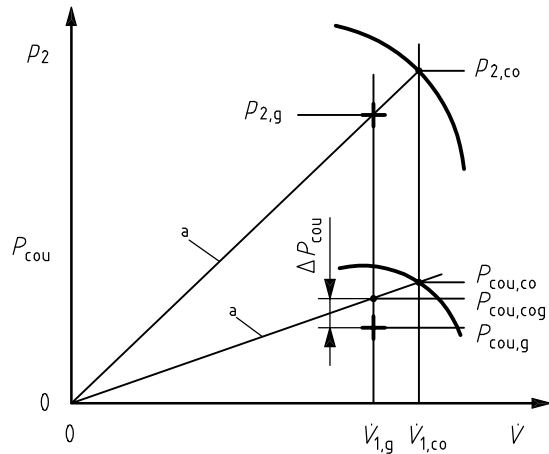
В случае, когда отношение p_2/p_1 является постоянным

$$\frac{\dot{V}_{1,g}}{\dot{V}_{1,co}} = \frac{p_{2,g}}{p_{2,co}} \quad (50)$$

Давление на дросселированном впуске определяется выражением:

$$p_{1, cog} = \frac{p_{2,g}}{p_{2,co}/p_{1,g}} \quad (51)$$

Это давление всасывания должно быть в допустимом рабочем диапазоне.



a Прямая линия.

Рисунок 12 — Гарантийное сравнение с управлением дросселем всасывания

8.2.4 Погрешности измерения и производственные погрешности в отношении гарантийного сравнения в 8.3.2

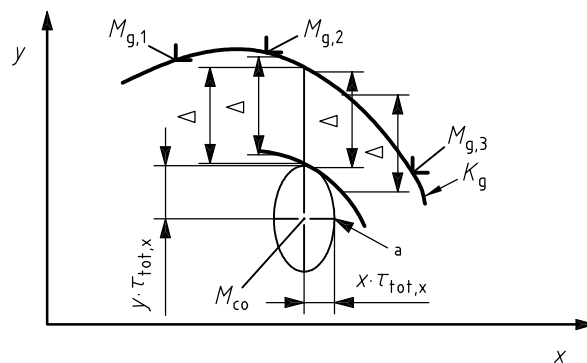
8.2.4.1 Общие положения

Далее, полные погрешности, τ_{res} , см. 6.4.4.1, значений абсциссы и ординаты наносятся вокруг преобразованных измеренных точек, M_{co} , в форме горизонтальных и вертикальных полуосей эллипсов. Вводятся принадлежащие эллипсы погрешностей измерения. Например, для гарантийного сравнения эффективности компрессора, полная погрешность, τ_{res, \dot{V}_1} , для объемного расхода на впуске \dot{V}_1 вводится по горизонтали, а полная погрешность, $\tau_{res, \eta_{cou}}$, для эффективности, η_{cou} , вводится по вертикали.

Эти эллипсы погрешности измерения должны быть нанесены только графически, если они имеют значение для гарантийного сравнения. Это, например, не является фактом в случае, когда отклонение в гарантийной точке меньше, чем величина соответственной полуоси.

8.2.4.2 Дано: одна контрольная точка и одна кривая рабочей характеристики

В случае, когда несколько гарантийных точек, M_g , соединительная линия которых дает рабочую характеристику (гарантийную кривую, K_g) и задана только одна контрольная точка, M_{co} , то следует использовать процедуру, показанную на Рисунке 13.



a Эллипс измерения погрешности.

Рисунок 13 — Сравнение одной контрольной точки с гарантийной кривой в случае, когда гарантия не удовлетворяется

Отклонение от гарантии предоставляется в случае, показанном вертикальной разностью Δ между гарантийной кривой и гарантийной кривой, смещенной вертикально до касания с эллипсом погрешностей измерений. Этот случай не отвечает условиям гарантии.

Считается, что гарантия удовлетворяется, если эллипс погрешностей измерений пересекается с гарантийной кривой, как на Рисунке 14.

Считается также, что гарантия удовлетворяется, если эллипс погрешностей измерений касается гарантийной кривой, K_g , как на рисунке 15.

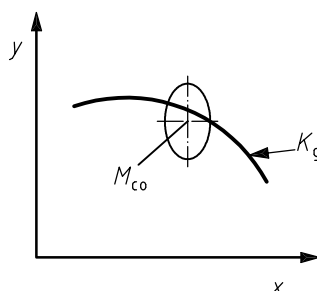


Рисунок 14 — Иллюстрация контрольной точки с заданной гарантийной кривой, в которой гарантия удовлетворяется, частично учитывая погрешность измерений

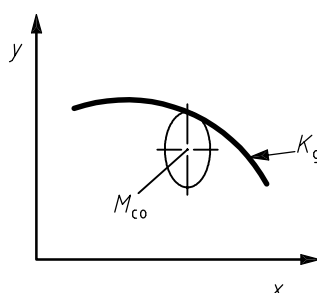
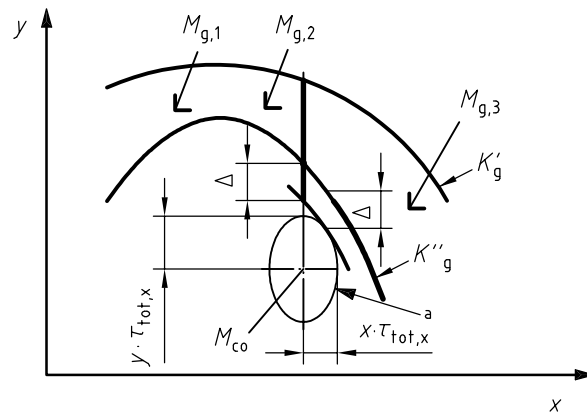


Рисунок 15 — Сравнение контрольной точки с гарантийной полосой, в которой гарантия не удовлетворяется при полном учете погрешности измерений

8.2.4.3 Дано: одна контрольная точка и гарантийная полоса

В случае, когда производственные допуски согласованы (см. 4.5), гарантийная кривая преобразуется в гарантийную полосу (см. например ссылку [7]).

В этом случае гарантийная полоса, B_g , задается (см. например ссылку [7]), которая на Рисунке 16, например, ограничивается кривыми K'_g и K''_g . Замечания в 8.2.4.1 применяются в том, что касается нанесения измеренных точек, M_{co} , и построения эллипсов погрешностей измерений.



а Эллипс погрешностей измерений.

Рисунок 16 — Сравнение нескольких контрольных точек с одной гарантийной кривой

Отклонение от гарантии предоставляется в случае, показанном вертикальной разностью Δ между нижним пределом гарантийной полосы, K''_g , и кривой нижнего ограничения гарантийной полосы K''_g , смещенной вертикально до касания с эллипсом погрешностей измерений. Этот случай не отвечает условиям гарантии.

Считается, что гарантия удовлетворяется, если кривая K''_g пересекает эллипс погрешностей измерений, как на Рисунке 17.

Считается также, что гарантия удовлетворяется, если эллипс погрешностей измерений касается кривой K''_g , как на Рисунке 18.

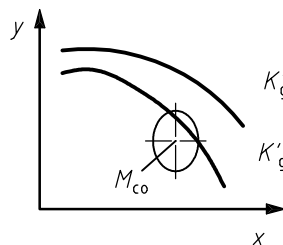


Рисунок 17 —Иллюстрация контрольной точки с заданной полосой гарантии, в которой гарантия удовлетворяется, частично учитывая погрешность измерений

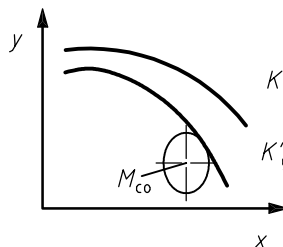


Рисунок 18 — Иллюстрация контрольной точки с заданной полосой гарантии, в которой гарантия удовлетворяется с полным учетом погрешности измерения

8.2.4.4 Задано: несколько контрольных точек и одна гарантийная кривая

В случае, когда задаются несколько гарантийных точек, чья соединительная линия дает характеристику и когда в нескольких точках сделаны измерения, то следует использовать процедуру, изложенную в 8.2.4.1 для каждой действительной контрольной точки. Рисунок 19 показывает пример

двух действительных контрольных точек. Измеренный результат для контрольной точки $M_{co,1}$ расходится от гарантии больше чем на погрешность измерения, потому что эллипс погрешностей измерений не касается гарантийной кривой, K_g . Гарантия удовлетворяется в контрольной точке $M_{co,2}$.

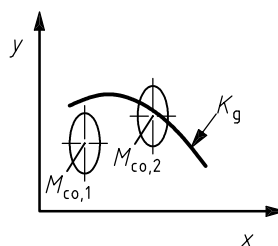
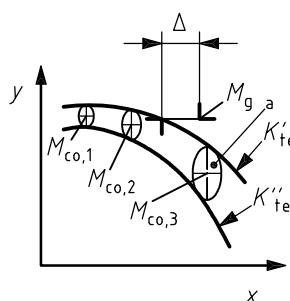


Рисунок 19 — Сравнение нескольких контрольных точек с гарантийной кривой

8.2.4.5 Дано: единичные точки гарантии и одна полоса контрольных результатов

В случае, когда задается только одна точка гарантии или несколько гарантийных точек и значимо большое число контрольных точек преобразовано в гарантийные условия, чья соединительная линия может считаться характеристикой, то следует использовать процедуру, показанную на Рисунке 20. Следует нанести гарантийную точку M_g . Преобразованные контрольные точки, M_{co} , следует нанести, а эллипс погрешностей измерений ввести согласно описанию в 8.2.4.1. Огибающие кривые ограничивают полосу результатов. В показанном случае горизонтальная дистанция, Δ , между гарантийной точкой и верхней огибающей, K'_{te} , полосы результатов есть, например, мера отклонения от гарантии. Считается, что в показанном случае гарантия не обеспечена.



^a Эллипс погрешностей измерений.

Рисунок 20 — Сравнение гарантийной точки с полосой результатов проверки в случае, когда условия гарантии не обеспечиваются

В случае, когда точка гарантии находится в границах полосы результатов проверки, см. Рисунок 21, считается, что условия гарантии удовлетворяются.

В случае, когда полоса результатов проверки касается точки гарантии, см. Рисунок 22, т.е. точка гарантии располагается на кривой K''_{te} , то считается также, что условия гарантии удовлетворяются.

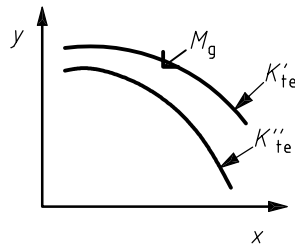


Рисунок 21 — Иллюстрация полосы результатов испытания с заданной точкой гарантии, в которой гарантия удовлетворяется, частично учитывая погрешности измерения

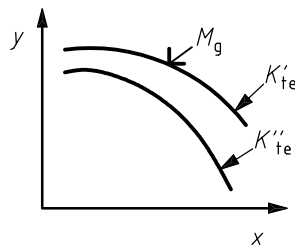


Рисунок 22 — Иллюстрация полосы результатов испытания с заданной точкой гарантии, в которой гарантия удовлетворяется, полностью учитывая погрешность измерения

8.2.4.6 Дано: единичные гарантийные точки с производственным допуском и одной полосой результатов проверки

Производственный допуск наносится способом, заданным в контракте на поставку, около гарантийной точки, M_g , расширяя его до гарантийного диапазона, B_g . Рисунок 23 показывает пример, в котором положительный и отрицательный производственный допуск равной величины наносится параллельно оси абсцисс.

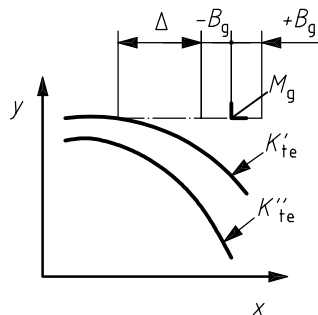


Рисунок 23 – Сравнение полосы результатов испытания с гарантийной точкой и согласованный единичный осевой производственный допуск в направлении x, в котором гарантия не удовлетворяется

В показанном случае наименьшая дистанция, Δ , между гарантийным диапазоном, B_g , и полосой результатов в направлении производственного допуска предоставляет меру отклонения от гарантии. Считается, что гарантия удовлетворена, если полоса результатов испытания включает часть гарантийного диапазона, как на Рисунке 24.

В случае, когда гарантийный диапазон, B_g , касается полосы результатов проверки, как на Рисунке 25, то считается, что гарантия также удовлетворена.

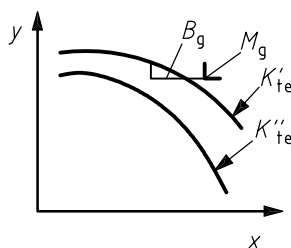


Рисунок 24 — Иллюстрация полосы результатов испытания с заданной гарантийной точкой с согласованным единичным осевым производственным допуском в направлении x , в котором гарантия удовлетворяется, частично учитывая погрешности измерения и производственного допуска

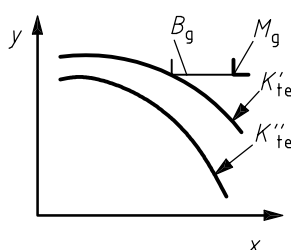


Рисунок 25 — Иллюстрация полосы результатов испытания с заданной гарантийной точкой с согласованным единичным осевым производственным допуском в направлении x , в котором гарантия удовлетворяется, полностью учитывая погрешность измерения и производственного допуска

8.3 Специальные примечания

8.3.1 Связывание производственных допусков

В случае, когда производственный допуск для объемного потока на впуске или для отношения давлений согласован для гарантийной точки, этот производственный допуск применяется к другим гарантийным точкам, если что-либо обратное этому соглашению не предусмотрено в контракте.

8.3.2 Связывание гарантийных точек

Процентные отклонения Δ^* от гарантийных значений вычисляются из абсолютных отклонений Δ , как определено в 8.2.4, и полученного взвешенного среднего отклонения, в соответствии с формулой

$$\Delta_m^* = \frac{\sum (\Delta_i^* c_i)}{\sum c_i} \quad (52)$$

Разные значения c_i являются характеристическими числами оценки (взвешиваний), распределенными к гарантийным точкам. Они должны предполагаться равными 1, в случае, когда они не были согласованы в контракте.

В случае, когда это невозможно по причинам, не зависящим от контроля поставщика, чтобы проверить все гарантийные точки, гарантии для точек, которые нельзя проверить, будут во всех случаях считаться выполненными.

В случаях, когда поставщик является доказуемо невыгодным в том, что касается полного гарантийного сравнения, то должны быть заключены отдельные соглашения.

8.3.3 Значение верхнего предела рабочего диапазона на компрессорах с картой рабочей характеристики

Гарантия для значения верхнего предела рабочего диапазона считается удовлетворенной, если значение для объемного входного расхода или отношение давлений, измеренное и преобразованное на верхней максимальной регулировке направляющих лопаток или на максимальной допустимой скорости, падает ниже уместного гарантированного предела на величину меньше, чем суммарная погрешность измерения.

В случае, когда условия гарантии не выполняются на максимальной допустимой скорости (задаваемой в контракте на поставку), то скорость, необходимая для выполнения гарантии, должна быть вычислена. Увеличение скорости не должно подвергать опасности систему или ее части (из-за, например, механических нагрузок, вибрации, генерации тепла). Поставщик должен ясно заявить превышение скорости, которое будет допустимым для непрерывной эксплуатации. В случае, когда приводной механизм не изготавливается поставщиком компрессора, то необходимо считать, что он берет на себя обязательство заключить соглашение с поставщиком приводного механизма в отношении необходимого увеличения скорости.

8.3.4 Значение нижнего предела рабочего диапазона

Нижний предел рабочего диапазона определяется линией управления против скачка давления плюс допуском, как согласовано в контракте. Если планируется сделать гарантийное сравнение мощности в гарантийной точке ниже действительной измеренной линии против пульсирующего давления, то мощность в точке измерения при все еще стабильно управляемом объемном расходе впуска должна быть отнесена к объемному расходу впуска для гарантийной точки в том, что касается связанной мощности для этой точки.

9 Протокол испытания

Протокол испытания должен быть написан по результату приемочного испытания. В него следует включить следующее:

- a) технические данные на компрессор: заказчик/оператор, место монтажа, применение, тип, номер машины, год выпуска, краткое техническое описание, номинальная мощность, номинальная скорость, другие уместные специальные свойства машины/системы;
- b) технические данные для приводного механизма: данные, необходимые для гарантийного сравнения;
- c) условия гарантии (см. 4.2) и предмет гарантии (см. 4.3);
- d) дата, местоположение, ответственные лица и стороны – свидетели;
- e) процедура испытания (см. 6.1.2) и диаграмма потока с точками измерения;
- f) доклад по выполнению приемочного испытания с приложением таблицы средних значений отдельных считываний значимости для оценки с указанием времени; сделанные записи должны быть приложены в качестве документации анализов сжатого газа, данных на измерительные приборы, использованные для измерения, свидетельства о поверках, если требуются, и т.д..
- g) документация для преобразования условий гарантии: должны быть заявлены использованные таблицы и диаграммы; отклонения от стандартных технических требований для процедур измерения и преобразования;
- h) метод поверки для свойств газа должен быть заявлен по согласованию;
- i) документация для доказательства гарантии: этим следует доказать недвусмысленно, выполнены ли и каким образом гарантии. Должен быть сделан допуск на суммарные погрешности в соответствии с 6.4 и возможно в соответствии с 8.2.4.

Приложение А (нормативное)

Схема последовательности операций и численные значения для отношения объемных расходов

Схема последовательности операций в рамках условий подобия потока. — Вычисление условий для установочных параметров на испытании неохлаждаемой секции.

	Начало	Результат	Следующий шаг
	Гарантийные условия: Данные газа: впуск → нагнетание $\Psi_{p,g}, \eta_{p,g}, N_g$ Геометрия 1-ой ступени Проверяемые условия: Данные газа: впуск $\Psi_{p,te,an} = \Psi_{p,g} \quad \eta_{p,te,an} = \eta_{p,g}$ $n_{te,an} = \frac{1}{1 - \frac{k_{1,te} - 1}{k_{1,te} \cdot \eta_{p,g}}}$ $ \Delta\phi_{tol} = 0 \div 0,05^a$		
А	$\left \frac{n_{te} - 1}{n_g} \right \leq 0,001$	да нет	продолжение В
	$X_{N,tol} = \sqrt{\frac{\Psi_{p,g}}{\Psi_{p,te}} \cdot \frac{(1 + \Delta\phi_{tol})^{n_{te}-1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1}}$		С
С	$N_{te} = X_{N,tol} \sqrt{\frac{R_{te} Z_{1te} T_{1te}}{R_g Z_{1g} T_{1g}}} \cdot N_g$ Коррекция числа Рейнольдса ^b $Re_{u,te} = f(N_{te}, \dots)$ $\eta_{p,te} = f(Re_{u,te}, \dots)$ $\Psi_{p,te} = f(\eta_{p,te}, \dots)$ $\Delta h_{te} = \frac{\Psi_{p,te}}{\eta_{p,te}} \cdot \frac{u_{2,te}^2}{2}$ Вычисление реального газа: $n_{te} = f(p_{1,te}, T_{1,te}, \Delta h_{te}, \eta_{p,te})$		

	Начало	Результат	Следующий шаг
	$\left \frac{\eta_{p,te}}{\eta_{p,te,an}} - 1 \right < 0,001$ и $\left \frac{\eta_{te}}{\eta_{te,an}} - 1 \right < 0,001$	да нет	конец продолжение следует
	$n_{te,an} = n_{te}$ $\eta_{p,te,an} = \eta_{p,te}$ $\Psi_{p,te,an} = \Psi_{p,te}$		A
B	$\phi_2 = 1 + \Delta\phi_{tol}$		D
D	$F = \left\{ \frac{n_{te} - 1}{n_{te} - n_g} \left[1 - \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1}{\phi_2^{n_{te}-1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_{te}-1}{n_g}} - 1} \right] \right\}$		
	$F < 0$	да нет	E F
E	$X_{N,tol} = \frac{\Psi_{p,g} \cdot \frac{n_{te}}{n_{te}-1} \left[\phi_2^{n_{te}-1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_{te}-1}{n_g}} - 1 \right]}{\Psi_{p,te} \cdot \frac{n_g}{n_g-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1 \right]}$		C
F	$\left(\frac{p_x}{p_1} \right)_{Ex} = F^{\frac{n_g}{n_g-1}}$		
	$1 < \left(\frac{p_x}{p_1} \right)_{Ex} < \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g$	да нет	продолжение следует E
	$\phi_{Ex} = \frac{1}{\left(\frac{p_x}{p_1} \right)_{Ex}^{1/n_g}} \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{p_x}{p_1} \right)_{Ex}^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}} - 1} \left[\phi_2^{n_{te}-1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_{te}-1}{n_g}} - 1 \right] \right\}^{\frac{1}{n_{te}-1}}$		
	$\phi_{Ex} > 1 + \Delta\phi_{tol} $	да нет	продолжение следует G

	Начало	Результат	Следующий шаг
	$\phi_2 = \phi_2 - 0,001$		
	$\phi_2 < 1 - \Delta\phi_{tol} $	да нет	H D
G	$\phi_2 < 1 - \Delta\phi_{tol} $	да нет	H продолжение
	$\phi_{Ex} < 1 - \Delta\phi_{tol} $	да нет	продолжение I
	$\phi_2 = \phi_2 + 0,001$		
	$\phi_2 > 1 + \Delta\phi_{tol} $	да нет	H D
I	$\phi_2 > 1 + \Delta\phi_{tol} $	да нет	H E
H	Может ли быть использован другой испытательный газ или будет ли секция далее подразделяться для целей измерения?	да нет	J продолжение cont.
	Испытание невозможно в рамках $ \Delta\phi_{tol} $		конец
J	Продолжайте с другим испытательным газом или с дальнейшими подразделениями секции		A
<p>a Частота вращения на испытании, вычисленная для следующих параметров: $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,01$ внутренний предел допуска; $\Delta\phi_{tol} = \pm 0,05$ внешний предел допуска.</p> <p>b Для коррекции числа Рейнольдса смотрите Приложение С.</p>			

Приложение В (нормативное)

Испытания для определения отношения объемных расходов вне подобия потока

В.1 Общие положения

В случае, что не могут быть найдены установочные условия для испытания, когда подобие потока в соответствии с ограничениями 7.2 и Приложением А может быть выполнено, то можно использовать следующий метод.

Для установочных условий, как можно практически близких к подобию потока, производитель должен прогнозировать (рассчитать) проверочную рабочую характеристику.

Каждая точка гарантийной рабочей характеристики имеет опорную точку на расчетной проверочной характеристике.

Вследствие отклонений отношений объемов по условиям гарантии и проведения испытания при одном и том же коэффициенте расхода первой ступени, коэффициенты расходов следующих ступеней являются другими по условиям гарантии и проведения испытания.

Для трехступенчатого компрессора, как на примере (см. Рисунок В.1), последняя ступень имеет самое большое отклонение $\Delta\varphi$ от гарантийных условий (смотрите Рисунок В.2). Наименьшие отклонения от гарантийных условий для всех ступеней в течение испытания имеет опорная точка R на расчетной испытательной кривой "pr" с таким же коэффициентом усредненного расхода в соответствии с Рисунком В.3.

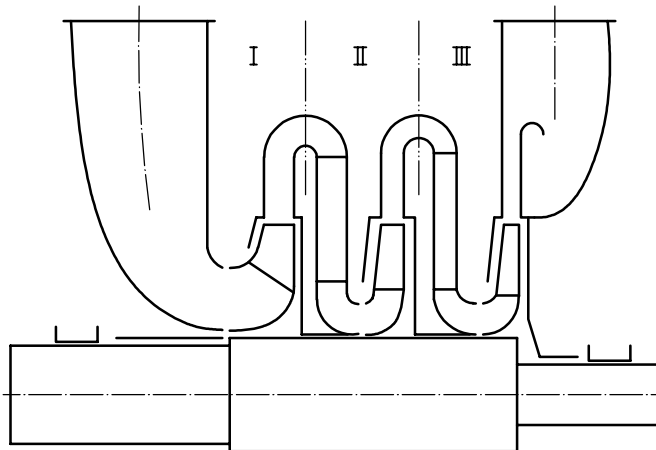


Рисунок В.1 — Трехступенчатый компрессор

Коэффициент усредненного расхода

$$\varphi_{av} = \varphi_1 \cdot \frac{v_{av}}{v_{1,1}} \quad (\text{В.1})$$

с коэффициентом расхода на впуске первой ступени

$$\varphi_1 = \frac{\dot{V}_{1,1}}{D_{2,1}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot u_{2,1}} \quad (\text{B.2})$$

и отношение усредненного и входного удельного объема при

$$v_{av} = \frac{\int v \cdot dp}{\Delta p} = \frac{y_p}{\Delta p} \quad (\text{B.3})$$

$$\frac{v_{av}}{v_{1,1}} = \frac{y_p}{R \cdot Z_{1,1} \cdot T_{1,1}} \cdot \frac{1}{\frac{p_{2,z} - p_{1,1}}{p_{1,1}}} = \frac{y_p}{p_{2,z} - p_{1,1}} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{V}_{1,1}} \quad (\text{B.4})$$

где

$D_{2,1}$	наружный диаметр лопастного колеса ступени I	м
$u_{2,1}$	окружная скорость лопастного колеса ступени I	м/с
$\dot{V}_{1,1}$	объемный расход на впуске 1-ой ступени группы ступеней	м ³ /с
$v_{1,1}$	входной удельный объем	м ³ /кг
$p_{1,1}$	давление на впуске	МПа (бар)
$Z_{1,1}$	коэффициент сжимаемости на впуске	—
$T_{1,1}$	температура на впуске	К
v_{av}	средний удельный объем	м ³ /кг
$p_{2,z}$	давление нагнетания (на выходе) последней группы ступеней	МПа (бар)
$v_{2,z}$	удельный объем на выходе	м ³ /кг
R	постоянная газа	Дж/кг/К
y_p	удельная работа политропного сжатия	Дж/кг
\dot{m}	массовый расход	кг/с

Каждая контрольная точка преобразуется в гарантийные условия при постоянном коэффициенте усредненного расхода $\varphi_{av,T} = \varphi_{av,R} = \varphi_{av,G}$ (см. Рисунок В.3).

Для условий проведения испытания при одном и том же отношении объемов имеем

$$\left[\frac{v_{2,z}}{v_{1,1}} \right]_{pr} = \left[\frac{v_{2,z}}{v_{1,1}} \right]_g \quad (\text{B.5})$$

кривые “pr” и “g” были бы идентичными (полное подобие потоков) при

$$\varphi_{1,R} = \varphi_{1,G} \text{ at } \varphi_{av,R} = \varphi_{av,G} \quad (\text{B.6})$$

В.2 Преобразование контрольных точек (см. Рисунок В.3)

Отклонения каждой точки Т на измеренной испытательной кривой от прогнозируемой (расчетной) контрольной точки R затем будут перенесены в точку G на гарантийной кривой с таким же процентным отношением, имея в результате скорректированную контрольную точку С в соответствии со следующим отношением:

Коэффициент расхода на впуске

$$\varphi_{I,C} = \frac{\varphi_{I,T}}{\varphi_{I,R}} \cdot \varphi_{I,G} \quad (\text{B.7})$$

Коэффициент напора

$$\psi_{p,C} = \frac{\psi_{p,T}}{\psi_{p,R}} \cdot \psi_{p,G} \quad (\text{B.8})$$

Одно и то же отношение является действительным для других характеристических чисел, подобно коэффициенту энтальпии и эффективности группы ступеней.

В.3 Коррекция объемного расхода при скачке давления и дросселировании (см. Рисунок В.3)

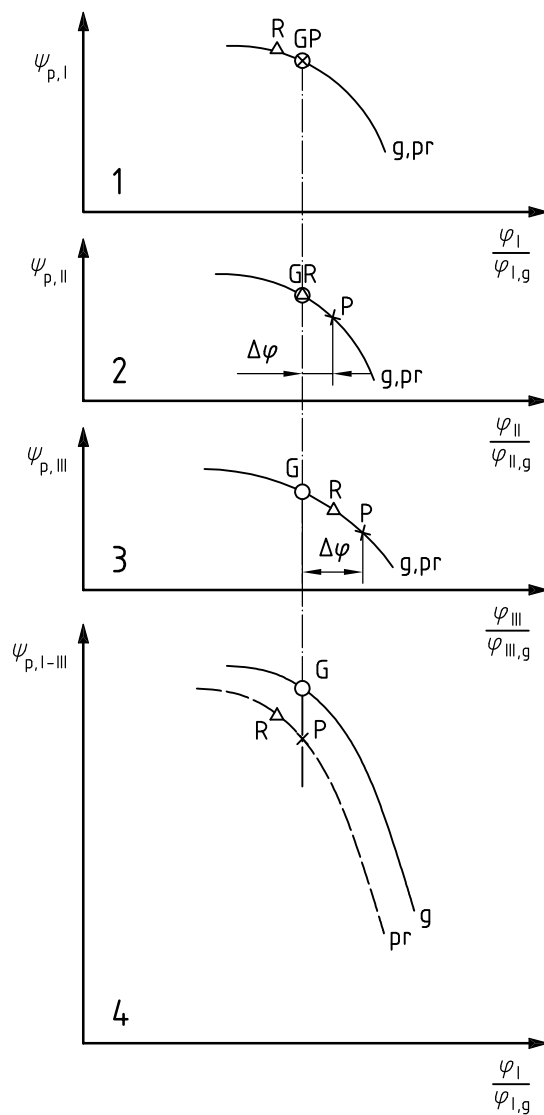
Объемный расход при скачке давления и объемный расход при дросселировании можно сравнивать непосредственно между измеренной испытательной кривой "te" и расчетной испытательной кривой "pr" и переносить в преобразованную испытательную кривую "co" и гарантийную кривую "g", потому что на них не влияет среднее всех ступеней, но нормально только одна ступень.

Коррекция коэффициента расхода при скачке давления, $\varphi_{I,S,co}$:

$$\varphi_{I,S,co} = \varphi_{I,S,g} + (\varphi_{I,S,te} - \varphi_{I,S,pr}) \quad (\text{B.9})$$

Коррекция коэффициента расхода при дросселировании, $\varphi_{I,CH,co}$:

$$\varphi_{I,CH,co} = \frac{\varphi_{I,CH,te}}{\varphi_{I,CH,pr}} \cdot \varphi_{I,CH,g} \quad (\text{B.10})$$

**Обозначение**

- 1 степень I
- 2 степень II
- 3 степень III
- 4 степень I + II + III

g гарантийная кривая

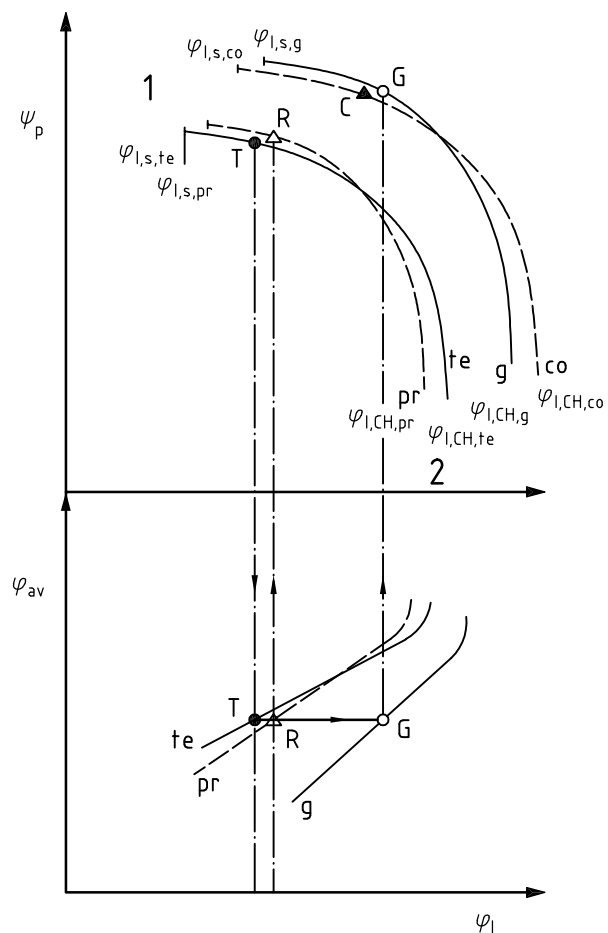
pr прогнозируемая (расчетная) кривая

G гарантийные условия

P прогнозируемые (расчетные) условия проведения испытания, полагая $\varphi_{1,G} = \varphi_{1,R}$

R прогнозируемые (расчетные) условия проведения испытания $\varphi_{av,G} = \varphi_{av,R}$

Рисунок В.2 — Коэффициент политропного напора единичных ступеней и полностью укомплектованного компрессора



Обозначение

- 1 расход при скачке давления
- 2 расход при дросселировании

- T точка на измеренной испытательной кривой "te"
- R точка приведения к T на расчетной испытательной кривой "pr"
- G точка приведения к T на гарантийной кривой "g"
- C скорректированная точка на преобразованной кривой "co"

Рисунок В.3 — Определение опорных точек (точек приведения)

Приложение С (нормативное)

Метод коррекции влияния числа Рейнольдса на рабочую характеристику центробежных компрессоров

С.1 Краткое изложение

Этот метод (ссылка [11]) дает уравнения, которые необходимы в случае отличающихся чисел Рейнольдса в условиях проведения испытания и гарантии для поправок эффективности, удельной работы сжатия и объемного расхода. Полные потери подразделяются на потери, независимо от числа Рейнольдса, покрываемые коэффициентом 0,3, и потери из-за трения, которые считаются независимыми от репрезентативного значения коэффициента трения, λ . Репрезентативное значение λ является зависимым от опорного числа Рейнольдса и контрольного значения для относительной средней шероховатости компрессора. Эти коррекции могут быть применены в допустимом диапазоне, как показано на Рисунке С.2.

С.2 Определения

Репрезентативное значение числа Рейнольдса для первой ступени секции можно заявить как:

$$Re_U = \frac{u \cdot b}{\nu_1} \quad (\text{С.1})$$

где

- u окружная скорость конца лопатки первого лопаточного колеса секции, выраженная в м/с;
- b ширина выпуска первого лопаточного колеса секции, выраженная в метрах;
- ν_1 кинематическая вязкость для полного состояния впуска, выраженная в м²/с.

Усредненная шероховатость, Ra , означает усредненную шероховатость, начиная от средней линии пиков шероховатости лопаточного колеса и его диффузора. Величина Ra может быть либо измерена, либо считана из чертежей производителя (полагая соглашение по этой процедуре между производителем и заказчиком). Репрезентативная относительная шероховатость ступени может быть заявлена как Ra/b .

Для многоступенчатых компрессоров берутся опорные значения числа Рейнольдса и относительной шероховатости первой ступени каждой секции.

Метод коррекции относится только к внутренним потерям потока. Поэтому отдельное допущение должно быть сделано на массовые расходы утечки и механические потери.

С.3 Уравнение коррекции для эффективности

Уравнение для коррекции эффективности в оптимальном диапазоне эффективности может быть заявлено следующим уравнением.

$$\frac{1 - \eta_{p,co}}{1 - \eta_{p,te}} = \frac{0,3 + 0,7 \cdot \frac{\lambda_g}{\lambda_\infty}}{0,3 + 0,7 \cdot \frac{\lambda_{te}}{\lambda_\infty}} \quad (\text{С.2})$$

где

- η_p политропная эффективность секции;

λ коэффициент трения в трубах.

С подстрочными индексами

co переведенный из условий проведения испытания и гарантии или гарантийное значение в течение определения установочных условий на проведение испытания e;

g гарантийные условия;

te условия проведения испытания;

∞ при бесконечно большом числе Рейнольдса.

Уравнения для вычисления значений λ :

(фон-Кармен):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\infty}}} = 1,74 - 2 \cdot \log_{10} \left(2 \cdot \frac{Ra}{b} \right) \quad (C.3)$$

(Колебрук)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \cdot \log_{10} \left(2 \cdot \frac{Ra}{b} + \frac{18,7}{Re_u \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (C.4)$$

Значения для λ и λ_{∞} могут быть взяты из Рисунка С.3.

С.4 Уравнения коррекции для удельной работы сжатия, разности энтальпий и объемного расхода

Коррекция удельной работы сжатия:

$$\frac{\psi_{p,co}}{\psi_{p,te}} = 0,5 + 0,5 \cdot \frac{\eta_{p,co}}{\eta_{p,te}} \quad (C.5)$$

Коррекция разности энтальпий:

$$\frac{\psi_{i,co}}{\psi_{i,te}} = 0,5 + 0,5 \cdot \frac{\eta_{p,te}}{\eta_{p,co}} \quad (C.6)$$

Коррекция объемного расхода

$$\frac{\varphi_{co}}{\varphi_{te}} = \sqrt{\frac{\psi_{p,co}}{\psi_{p,te}}} \quad (C.7)$$

где

ψ_p эталонный политропный процесс

$$= 2 \gamma_p / u^2;$$

ψ_i коэффициент энтальпии секции

$$= 2 \Delta h / u^2;$$

φ коэффициент объемного расхода секции

$$= 4\dot{V}_1 / (D^2 \pi u);$$

y_p удельная работа политропного сжатия секции, выраженная в Дж/кг;

Δh разность энтальпий секции, выраженная в Дж/кг;

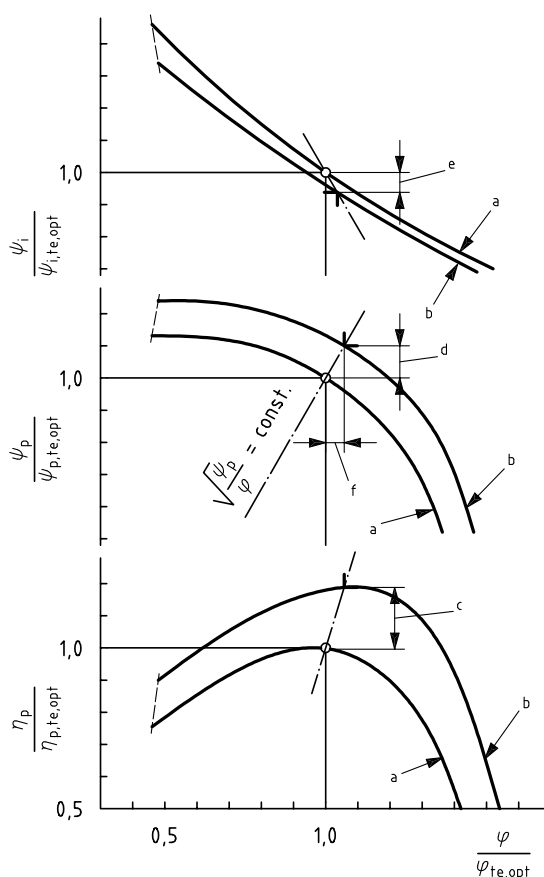
\dot{V}_1 объемный расход секции на впуске при полном состоянии впуска, выраженный м³/с;

D наружный диаметр (в метрах) первого лопаточного колеса секции.

Уравнения выше определяют изменение в точке кривой рабочей характеристики при оптимальной эффективности, (см. Рисунок С.1). Другие точки области рабочей характеристики преобразуются при одном и том же отношении, как оптимальная точка с результатом, что форма кривой рабочей характеристики остается без изменения.

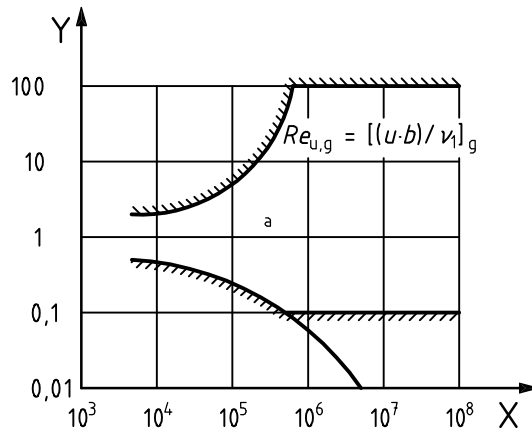
С.5 Допустимый диапазон применения

Допустимый диапазон применения уравнений коррекции показан на Рисунке С.2 (см. 7.2.2.3.1).



- a Испытание.
- b Преобразованное значение.
- c Уравнение (С.2).
- d Уравнение (С.5).
- e Уравнение (С.6).
- f Уравнение (С.7).

Рисунок С.1— Коррекция числа Рейнольдса, диаграммы для преобразования



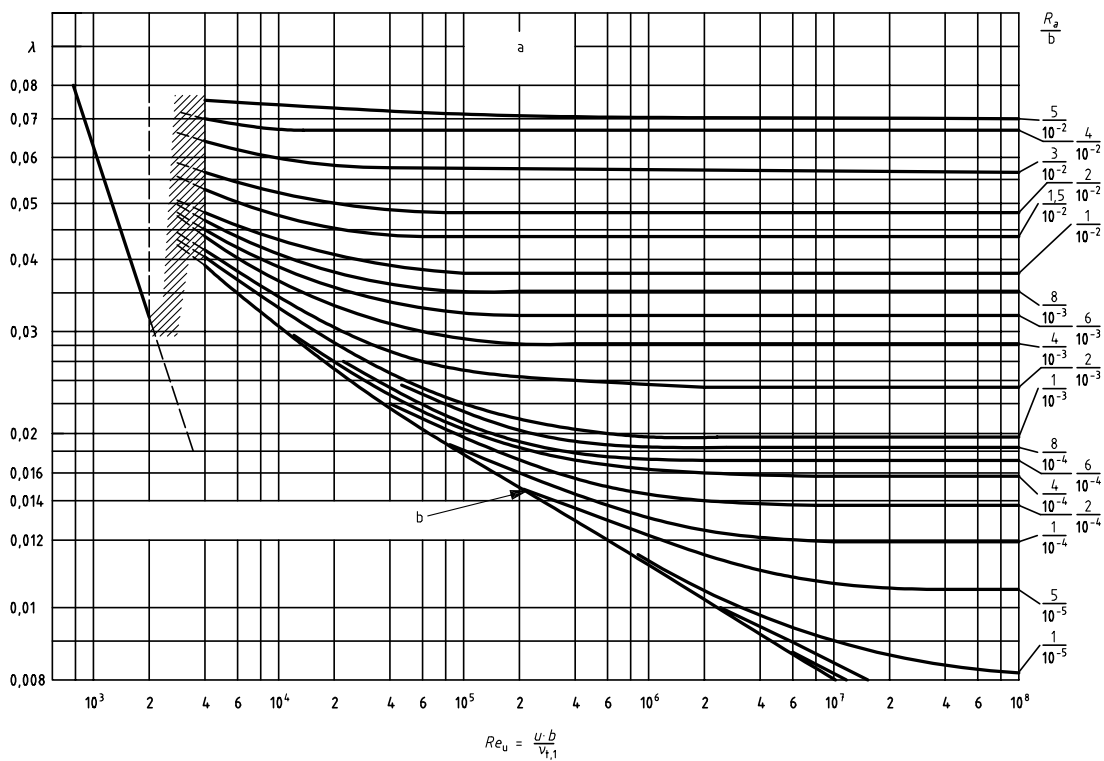
Обозначение

X Гарантийное число Рейнольдса, $Re_{u,g}$

Y Отношение чисел Рейнольдса $\frac{Re_{u,te}}{Re_{u,g}}$

a Допустимый диапазон применения.

Рисунок С.2 — Допустимый диапазон применения для преобразования



a Грубо обработанные трубы с гидравлической точки зрения.

b Гладкие трубы с гидравлической точки зрения.

Рисунок С.3 — Коэффициент трения для турбулентного потока в грубо обработанных трубах

Приложение D (информативное)

Вывод уравнений для вычисления погрешности результатов измерений

Погрешность результатов измерений, $\tau_{\text{res},W}$, выраженная в процентах, функция - результат W (например, удельная работа политропного сжатия) может быть установлена следующим образом, особенно в случае простых функциональных взаимодействий, для которых возможна операция взятия производной посредством закрытых математических решений:

$$\tau_{\text{res},W} = \frac{V_W}{W} \cdot 100 = \pm \sqrt{\sum \left(\frac{\partial W}{\partial x_i} \cdot \frac{V_{xi}}{W} \right)^2} \cdot 100 \quad (\text{D.1})$$

ПРИМЕР

Основное уравнение для удельной работы политропного сжатия:

$$y_p = \Delta h \cdot \eta_p = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (\text{D.2})$$

$$y_p = R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (\text{D.3})$$

Относительная погрешность удельной работы политропного сжатия:

$$\tau_{\text{res},y,p} = \frac{V_{y,p}}{y_p} \cdot 100 = \pm \sqrt{\sum \left(\frac{\partial y_p}{\partial x_i} \cdot \frac{V_{xi}}{y_p} \right)^2} \cdot 100 \quad (\text{D.4})$$

Выведено из уравнения (D.2):

$$\frac{\partial y_p}{\partial p_2} = \frac{R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \cdot \frac{1}{p_2} \cdot \frac{1}{p_1} = \frac{R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \cdot \frac{1}{p_2} \quad (\text{D.5})$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial p_2} \cdot \frac{V_{p2}}{y_p} = \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} \cdot \frac{V_{p2}}{p_2} \quad (\text{D.6})$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial p_1} = \frac{R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \cdot \frac{1}{p_1} \cdot \frac{p_2}{p_1^2} = - \frac{R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1)}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \cdot \frac{1}{p_1} \quad (D.7)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial p_1} \cdot \frac{V_{p1}}{y_p} = - \frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} \cdot \frac{V_{p1}}{p_1} \quad (D.8)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial T_2} = R \cdot Z_m \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\ln \frac{T_2}{T_1} - (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{T_2} \cdot \frac{1}{T_1}}{\left(\ln \frac{T_2}{T_1}\right)^2} = R \cdot Z_m \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\ln \frac{T_2}{T_1} - (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{T_2}}{\left(\ln \frac{T_2}{T_1}\right)^2} \quad (D.9)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial T_2} \cdot \frac{V_{T2}}{y_p} = \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \right) \cdot \frac{V_{T2}}{T_2} \quad (D.10)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial T_1} = R \cdot Z_m \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{-\ln \frac{T_2}{T_1} + (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{T_1} \cdot \frac{T_2}{T_1^2}}{\left(\ln \frac{T_2}{T_1}\right)^2} = R \cdot Z_m \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{-\ln \frac{T_2}{T_1} + (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{T_1}}{\left(\ln \frac{T_2}{T_1}\right)^2} \quad (D.11)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial T_1} \cdot \frac{V_{T1}}{y_p} = - \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \right) \cdot \frac{V_{T1}}{T_1} \quad (D.12)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial R} = Z_m \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (D.13)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial R} \cdot \frac{V_R}{y_p} = \frac{V_R}{R} \quad (D.14)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial Z_m} = \frac{V_{Zm}}{Z_m} \quad (D.15)$$

$$\tau_{res,y,p} = \frac{V_{y_p}}{y_p} = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{\ln \frac{p_2}{p_1}} \right)^2 \cdot (\tau_{p1}^2 - \tau_{p2}^2) + \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \right)^2 \cdot \tau_{T2}^2 + \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1} - \frac{1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \right)^2 \cdot \tau_{T1}^2 + \tau_R^2 + \tau_{Zm}^2} \quad (D.16)$$

Последующие производные уравнения даются в 6.4.4.2. Для сложных функциональных взаимодействий см. 6.4.4.3.

Приложение Е (информативное)

Специальные термины для компрессоров

Основная функция компрессора заключается в передаче энергии массовому потоку газа, газовой смеси или испарению для того, чтобы увеличить его давление. Обычно в таких флюидах происходит также изменение их других термодинамических переменных состояния.

Е.1 Термодинамическое состояние

Полагают, что термодинамическое состояние простой системы, в которой постоянный химический состав флюида, отсутствие магнитного, электрического и капиллярного влияния и незначительность поля тяготения, (как правило, достигнутые в современных компрессорах) определяется двумя независимыми тепловыми или “калорическими” переменными состояниями. Термодинамическим состоянием системы называют состояние равновесия, которое не изменяется даже после изоляции системы от воздействий ее среды окружения.

Е.1.1 Тепловые переменные состояния

Состояние простой гомогенной системы определяется двумя из трех тепловых переменных состояний.

- p абсолютное давление
- v удельный объем или обратная величина $\rho = 1/v$ (плотность)
- T термодинамическая (абсолютная) температура

Е.1.1.1

давление pressure

частное от деления перпендикулярной силы, F_n , которая оказывает влияние на площадь, A , на эту площадь

ПРИМЕЧАНИЕ Термин “давление” и единицы измерения, используемые с этим термином, определены в ISO 31-3^[14].

Е.1.1.1.1

абсолютное давление absolute pressure

p
давление, составленное из опорного давления, p_0 , и разности давлений Δp (положительной или отрицательной), установленное относительно этого опорного давления с использованием прибора для измерения давления

$$p = p_0 + \Delta p \quad (\text{Е.1})$$

где p_0 в большинстве случаев является барометрическим давлением.

Е.1.1.1.2

статическое давление static pressure

давление (текущего флюида), которое было бы показано прибором измерения давления, находящимся в потоке флюида и перемещающимся вместе с ним в такой же самой скоростью

ПРИМЕЧАНИЕ В отношении флюидов, текущих в прямой линии, этот термин относится к давлению, которое флюид оказывает на стенку, расположенную параллельно направлению потока. Его заявляют в форме

абсолютного статического давления, p .

E.1.1.1.3

динамическое давление
dynamic pressure
давление заторможенное
stagnation pressure

Δp_d

величина, на которую возросло бы статическое давление флюида, текущего со скоростью c , если бы его кинетическая энергия была преобразована в работу сжатия без (обратимых) потерь и теплообмена со смежными газовыми частицами, т.е., изоэнтропический или адиабатический процесс.

ПРИМЕЧАНИЕ Следующее применяется с ошибкой меньше 0,5 % для $\Delta p_d/p < 0,01$, которое обычно достигается на впуске и патрубках выпуска компрессора:

$$\Delta p_d \approx \frac{c^2}{2} \cdot \rho \tag{E.2}$$

Когда $\Delta p_d/p > 0,01$, точное взаимоотношение между Δp_d и c следует установить, чтобы предотвратить слишком большую ошибку:

$$\frac{c^2}{2} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot Z \cdot T \cdot \left[\left(1 + \frac{\Delta p_d}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \tag{E.3}$$

E.1.1.1.4

полное давление
total pressure

P_{tot}

полное абсолютное давление есть сумма абсолютного статического и динамического давления:

$$P_{tot} = p + \Delta p_d \tag{E.4}$$

E.1.1.2

температура
temperature

ПРИМЕЧАНИЕ Единицей термодинамической температуры является кельвин (символ: К). В случае, когда заявляются температуры в градусах Цельсия, то используется название "градусы Цельсия" (символ: °C). Температура $T = 273,15 + t$, с T в К и t в °C.

E.1.1.2.1

статическая температура
static temperature

⟨полное температурное равновесие⟩ статическая температура преобладает в неподвижном флюиде

ПРИМЕЧАНИЕ Статическая температура существует также в каждом текущем флюиде. Это есть температура, которую показал бы термометр, находящийся в потоке флюида и перемещающийся с ним с такой же скоростью.

E.1.1.2.2

динамическая температура
dynamic temperature
температура торможения
stagnation temperature

увеличение температуры ⟨идеальные газы⟩ (динамическая или температура торможения), которое происходит в результате изоэнтропического адиабатического преобразования суммарной кинетической энергии в работу сжатия следующим образом:

$$\Delta t_d = \frac{c^2}{2 \cdot c_p} \tag{E.5}$$

где c_p есть средняя изобарическая удельная теплоемкость между t и $t + \Delta t_d$.

ПРИМЕЧАНИЕ Задавая поведение идеального газа, следующее уравнение численного значения применяется приблизительно к воздуху:

$$\Delta t_d \approx \frac{c^2}{2000} \quad (\text{E.6})$$

где c выражается в метрах за секунду.

E.1.1.2.3

total temperature

суммарная температура

$$t_{\text{tot}} = t + \Delta t_d$$

или

total thermodynamic temperature

суммарная термодинамическая температура

$$T_{\text{tot}} = T + \Delta t_d \quad (\text{E.7})$$

ПРИМЕЧАНИЕ Вместе с полным абсолютным давлением, p_{tot} , как определено E.1.1.1.4, эта температура представляет "заторможенное состояние" газа перед изоэнтропическим ускорением или после изоэнтропического замедления. Задавая поведение идеального газа, следующее соотношение существует между полными и статическими переменными состояния:

$$\frac{T_{\text{tot}}}{T} = \left(\frac{p_{\text{tot}}}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{E.8})$$

E.1.1.3

удельный объем

specific volume

v

объем единицы массы

ПРИМЕЧАНИЕ 1 Общепринятая единица измерения есть кубические метры на килограмм.

ПРИМЕЧАНИЕ 2 На обратную величину, $\rho = 1/v$, ссылаются как на "плотность", т.е., массу единицы объема, выраженную в килограммах на кубический метр.

E.1.2 Калорические переменные состояния

E.1.2.1 Энтальпия

Полная энтальпия, заданная уравнением:

$$h_{\text{tot}} = h + \frac{c^2}{2} + gz \quad (\text{E.9})$$

есть сумма статической энтальпии, h , кинетической энергии, $c^2/2$, и потенциальной энергии, gz , которая выводится из ускорения силы тяжести и геодезического возвышения, z . Термин gz можно не принимать во внимание в случае разностей энтальпий, рассматриваемых здесь.

Задавая поведение идеального газа, энтальпия, h , зависит только от T . В условиях реального газа энтальпия дополнительно зависит от давления, обстоятельства, на которое вводится поправка, например, в диаграммах h,s для разных газов.

Так как в том, что касается газов, давление и температура связаны друг с другом на кривой насыщения, то одна из этих двух переменных состояния является достаточной здесь для определения. В

двухфазном диапазоне две независимые переменные состояния должны быть представлены для чистых газов. Содержание испарения, x , может быть использовано в качестве одной из этих переменных.

Е.1.2.2 Энтропия

Если система имеет переменное состояние, s , на которое ссылаются как на удельную энтропию, то ее дифференциал определяется следующим выражением:

$$ds = \frac{dh - vdp}{T} \quad (\text{E.10})$$

Энтропия адиабатической системы никогда не может уменьшаться. Во всех естественных (необратимых) процессах энтропия адиабатической системы увеличивается; во всех обратимых процессах, составляющих граничный случай необратимых процессов, она остается постоянной.

Е.1.3 Тепловое и калорическое уравнение состояния

Тепловые переменные состояния имеют фиксированное отношение с калорическими переменными состояния. Поэтому термодинамическое состояние также можно описать, используя подходящие комбинации тепловых и калорических переменных состояния.

Молярная масса, M , (символ единицы измерения: кг/кмоль) имеет следующее отношение к удельной газовой постоянной R :

$$R = \frac{R_{\text{mol}}}{M} \quad (\text{E.11})$$

$R_{\text{mol}} = 8314,4$ Дж/(кмоль К) есть универсальная постоянная газа.

При постоянном давлении удельная теплоемкость равна

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (\text{E.12})$$

а при постоянном объеме

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (\text{E.13})$$

где u есть удельная внутренняя энергия.

Е.1.3.1 Поведение идеального газа

При низких значениях давления ($p \rightarrow 0$), все газы показывают исключительно простое поведение: тепловые и калорические уравнения состояния соответствуют простым граничным законам. На этот диапазон состояний ссылаются как на диапазон поведения идеального газа. В термодинамических выражениях поведение идеального газа определяется следующим тепловым уравнением состояния:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (\text{E.14})$$

и калорическим уравнением состояния

$$u = u(T) \quad (\text{E.15})$$

Задавая поведение идеального газа, показатель адиабаты

$$k = -\frac{v}{p} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s \quad (\text{E.16})$$

равен отношению удельных теплоемкостей c_p/c_v :

$$k = \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{E.17})$$

Для заданного поведения идеального газа, k является постоянной величиной или зависимой только от температуры.

E.1.3.2 Поведение реального газа

При высоких значениях давления и низких температурах происходят отклонения от поведения идеального газа. Тепловое уравнение состояния имеет тогда следующий вид:

$$p \cdot v = R \cdot Z \cdot T \quad (\text{E.18})$$

колорическое уравнение состояния с удельной внутренней энергией определяется выражением

$$u = u(v, T) \quad (\text{E.19})$$

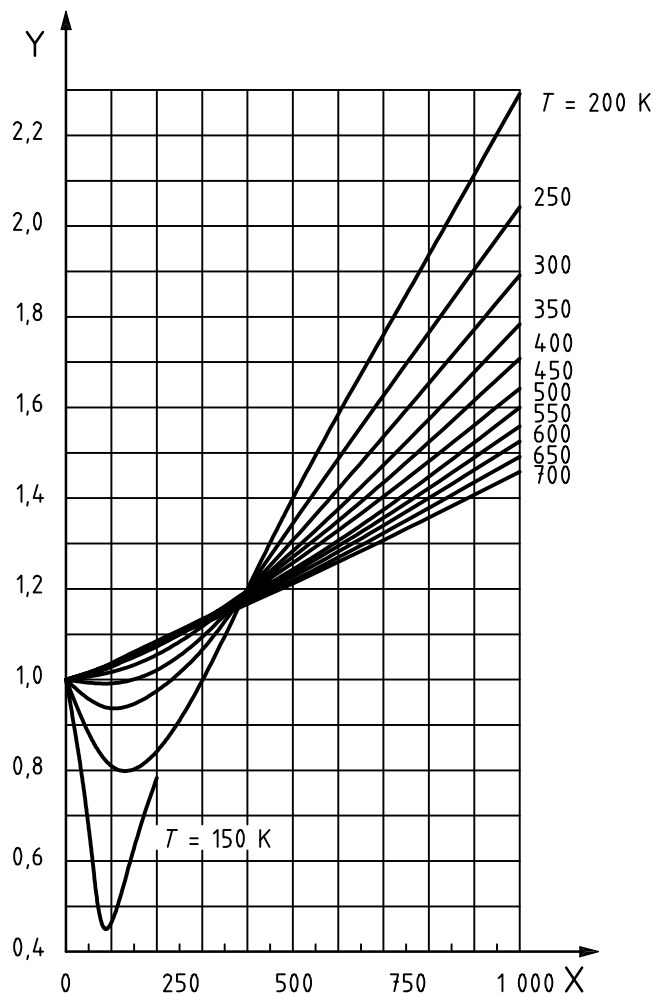
Коэффициент сжимаемости

$$Z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} \quad (\text{E.20})$$

используется для введения поправки на отклонения от закона идеального газа. Коэффициент Z зависит от p и T .

Газы, чьи критические температуры лежат значительно ниже 0 °С, например, кислород, азот, водород, воздух (атмосфера) и т.д., имеют коэффициенты сжимаемости, которые лишь слегка отличаются от 1 в диапазоне температур от 0 до 200 °С и в диапазоне значений давления примерно до 2 МПа (20 бар), которые являются важными для компрессоров. Скорость изменения в Z увеличивается по мере приближения к критической точке ($p_{\text{crit}}, t_{\text{crit}}$).

Коэффициенты сжимаемости и переменные состояния устанавливаются из уравнений данных газа. Рисунок E.1 показывает график коэффициента сжимаемости, Z , в функции двух переменных состояния, p и T , используя пример сухого воздуха. Главные различия для Z могут возникнуть в зависимости от используемых уравнений данных газа, в частности в отношении заявленного реального поведения, т.е. вблизи критической точки. Рекомендуется, особенно в таких случаях, заключать соглашения заранее по уравнениям данных газа, которые планируется использовать при оценке результатов испытания.



Обозначение

X давление, p , в барах

Y коэффициент сжимаемости, Z

Рисунок Е.1 — Коэффициент сжимаемости сухого воздуха

Реальное поведение газа характеризуется следующими коэффициентами сжимаемости:

$$X = \frac{T}{v} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - 1 = \frac{T}{Z} \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \tag{E.21}$$

$$Y = \frac{p}{v} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = 1 - \frac{p}{Z} \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T \tag{E.22}$$

Для заданного поведения реального газа, следующие уравнения применяются к изоэнтропическим изменениям состояния:

$$\frac{v_1}{v_{2,s}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k_v}} \tag{E.23}$$

и

$$\frac{T_{2,s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{m_s} = \frac{Z_1}{Z_{2,s}} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k_v-1}{k_v}} \quad (\text{E.24})$$

где

$$k_v = -\frac{v}{p} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = \frac{\kappa}{Y} \quad (\text{E.25})$$

и

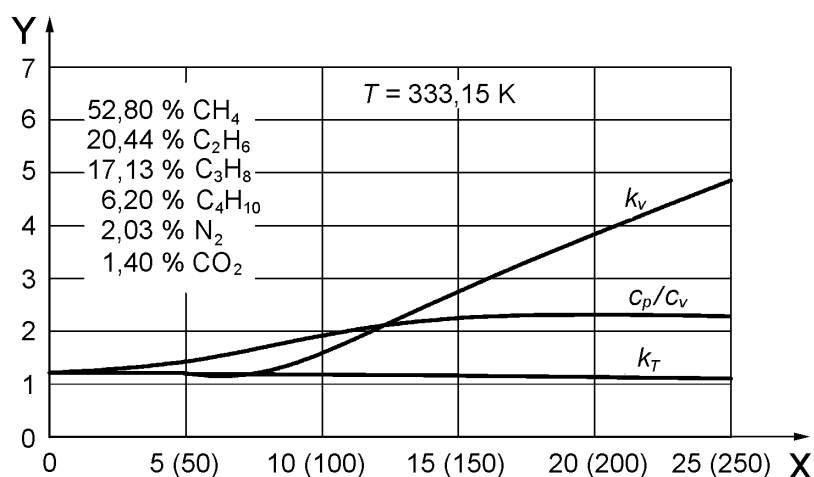
$$m_s = \frac{k_T-1}{k_T} = \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \frac{Y}{1+X} \quad (\text{E.26})$$

и

$$k_T = \frac{1}{1 - \frac{p}{T} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s} = \frac{1}{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \cdot \frac{Y}{1+X}} \quad (\text{E.27})$$

В отношении воздуха $k = 1,4 \pm 0,03$ в диапазонах давления p от 0 до 1 МПа (0 – 10 бар) и температуры t от 0 до 200 °С, обозначая, что $k = \kappa = c_p/c_v = k_v = k_T = \text{constant}$ можно использовать для вычисления в этом диапазоне с достаточной точностью для заданного газа. Рисунок Е.2 показывает пример очень различающихся значений для c_p/c_v , k_v и k_T , для смеси природных газов.

Вычисление функции сжимаемости, Y , может быть выполнено, используя отношение, выведенное для идеального газа и модифицированное путем включения коэффициента сжимаемости, Z , и среднего показателя адиабаты, k , с адекватной точностью в рамках пределов, заданных в Таблице Е.1 для функций сжимаемости в каждой точке изменения состояния и для отношения минимального и максимального показателя адиабаты, k_{\max}/k_{\min} возникающего в течение изменения состояния. Вне этих пределов оценка результатов испытания и/или преобразование к гарантийным условиям необходимо выполнять с более точными поправками, внесенными для поведения реального газа.



Обозначение

X давление, выраженное в МПа (барах)

Y отношение удельных теплоемкостей c_p/c_v и показатели адиабаты k_v и k_T

Рисунок Е.2— Отношение удельных теплоемкостей и показатели адиабаты для природного газа в функции давления

Таблица Е.1 — Допустимое отклонение для упрощенного вычисления изменений состояния [9]

Отношение давлений	Максимальное отношение $\frac{k_{\max}}{k_{\min}}$	Максимальная функция сжимаемости		Минимальная функция сжимаемости	
		X	Y	X	Y
1,4	1,12	0,279	1,071	-0,344	0,925
2	1,10	0,167	1,034	-0,175	0,964
4	1,09	0,071	1,017	-0,073	0,982
8	1,08	0,050	1,011	-0,041	0,988
16	1,07	0,033	1,008	-0,031	0,991
32	1,06	0,028	1,006	-0,025	0,993

Базисом для этой таблицы являются уравнения состояния, диаграммы состояния и таблицы данных газа. В случае, когда документация по данным газа не имеется в распоряжении, то вычисление может быть выполнено путем аппроксимации, используя функции сжимаемости, полученные с помощью уменьшенных значений давления и температуры.

Е.2 Установление газовых свойств для смесей

Е.2.1 Смеси газов

Смесь n газов можно характеризовать тремя путями путем заявления для каждого компонентного газа, i ($i = 1, 2, \dots, n$) либо

- молярной фракции (равной объемной фракции, заданной для поведения идеального газа), r_i ,
- или массовой фракции, w_i ,
- или парциального давления, p_i .

Закон Дальтона гласит, что каждый газ ведет себя в смеси идеальных газов, как если бы он присутствовал один под своим парциальным давлением. В смесях газов/испарений испарение также может считаться с достаточной точностью идеальным газом, так как фракция испарения, как правило, является относительно небольшой. Это особенно справедливо в отношении испарения в воздухе в диапазоне от 0 до 50 °C в атмосферных условиях.

Е.2.1.1 Преобразование

С помощью молярных масс M_i всех отдельных газов, молярную долю, r_i , можно преобразовать в массовую долю w_i и наоборот посредством Таблицы Е.2 и в случае, когда известно давление, p , смеси, также в значения парциального давления, p_i , и наоборот.

Эквивалентная молярная масса для газовой смеси определяется выражением:

$$M = \sum (r_i M_i) = \frac{1}{\sum \left(\frac{w_i}{M_i} \right)} = \sum \left(\frac{p_i}{p} M_i \right) \tag{E.28}$$

и газовая постоянная, R , смеси определяется в соответствии с уравнением (Е.11) или

$$R = \sum (w_i R_i) \tag{E.29}$$

В сухом атмосферном воздухе объемная и массовая доля кислорода и азота приближается к следующим величинам:

	Кислород	Азот
r_i	0,210	0,790
w_i	0,233	0,767
M_i	32	28,2

Таблица Е.2 — Вычислительное отношение между массовой долей, парциальным давлением и мольной долей

Неизвестно:	Массовая доля	Парциальное давление	Мольная доля (для идеальных газов идентичная с объемной долей)
Задано:			
Массовая доля $w_i; \sum w_i = 1$	—	$p_i = \frac{w_i / M_i}{\sum (w_i / M_i)} P$	$r_i = \frac{w_i / M_i}{\sum (w_i / M_i)} = w_i \frac{R_i}{R}$
Парциальное давление $p_i; \sum p_i = p$	$w_i = \frac{p_i M_i}{\sum (p_i M_i)}$	—	$r_i = \frac{p_i}{p}$
Мольная доля (для идеальных газов идентичная с объемной долей) $r_i; \sum r_i = 1$	$w_i = \frac{r_i M_i}{\sum (r_i M_i)} = \frac{r_i R}{R_i}$	$p_i = r_i p$	—

Число грамм-молекул компонентов на килограмм смеси (моль/кг) определяется выражением:

$$m_i = \frac{w_i}{M_i} \tag{E.30}$$

Тогда число грамм-молекул на килограмм смеси имеет вид

$$m = \sum m_i \tag{E.31}$$

При M , m и R :

$$r_i = \frac{m_i}{m} \tag{E.32}$$

$$w_i = \frac{p_i}{p} \cdot \frac{M_i}{M} = \frac{p_i}{p} \cdot \frac{R}{R_i} \tag{E.33}$$

изобарическая удельная теплоемкость:

$$c_p = \frac{\sum (r_i \cdot M_i \cdot c_{p,i})}{\sum (r_i \cdot M_i)} = \sum (w_i \cdot c_{p,i}) \tag{E.34}$$

$$= \frac{\sum \left(\frac{p_i}{p} \cdot M_i \cdot c_{p,i} \right)}{\sum \left(\frac{p_i}{p} \cdot M_i \right)}$$

Только по предварительному условию, что все отдельные газы и испарения соответствуют идеальному уравнению состояния, имеем показатель адиабаты, равный отношению удельных теплоемкостей смеси:

а) из удельных теплоемкостей, $c_{p,i}$, под постоянным давлением отдельных газов:

$$k = \kappa = \frac{1}{1 - \frac{R_{\text{mol}}}{\sum (r_i \cdot M_i \cdot c_{p,i})}} \quad (\text{E.35})$$

б) из отношений, κ_i , удельных теплоемкостей отдельных газов:

$$k = \kappa = \frac{1}{1 - \frac{1}{\sum \left(r_i \cdot \frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1} \right)}} \quad (\text{E.36})$$

Вообще невозможно вычислить коэффициент сжимаемости смеси газов, используя правила простой смеси по долям отдельных газов и их коэффициентов сжимаемости. Вместо этого должны быть использованы экспериментально полученные влияющие коэффициенты, введенные в уравнения данных газа. В случае, когда нет в распоряжении подходящих программ данных газа, вычисление может быть выполнено с использованием “правила смеси” в качестве ориентира для отклонения от закона газа:

$$Z = \frac{\sum (w_i \cdot R_i \cdot Z_i)}{\sum (w_i \cdot R_i)} = \sum (r_i \cdot Z_i) = \frac{\sum (m_i \cdot Z_i)}{m} \quad (\text{E.37})$$

Здесь, w_i , и r_i представляют массу молярных долей соответственно, m_i есть число грамм-молекул идеального отдельного газа в смеси и R_i является газовой постоянной. Величина Z_i представляет коэффициенты сжимаемости отдельных газов при температуре смеси, T , и давлении смеси, p .

E.2.2 Смеси, состоящие из газов и испарений

E.2.2.1 Общие отношения

Фракцию испарения следует считать адекватной малой величиной с результатом, что компонент испарения в отдельности удовлетворительно соответствует закону идеального газа, поэтому коэффициент сжимаемости испарения может быть приравнен к 1. Однако Z вводится для сухого газа. Тогда в цифровых расчетах следует использовать величину Z , соответствующую температуре смеси и парциальному давлению сухого газа.

Смешивание газов с испарениями возможно без образования конденсата только до тех пор, пока парциальное давление испарения, p_{vap} остается ниже давления насыщения, $p_{\text{vap,sat}}$, относительно температуры смеси. Относительная влажность смеси характеризуется следующим образом:

$$\varphi = \frac{p_{\text{vap}}}{p_{\text{vap,sat}}} \quad (\text{E.38})$$

Значение $\varphi = 1$ идентифицирует максимально возможное давление испарения и одновременно максимальную фракцию испарения в объеме.

Как только значение $p_{\text{vap}}/p_{\text{vap,sat}}$ становится больше чем 1 — независимо от того, происходит это из-за охлаждения под одним и тем же давлением или вследствие уменьшения объема или увеличения давления при одной и той же температуре — доля испарения будет конденсатом (линия росы). “Точка

росы” есть температура, на которой эта точка достигается из-за охлаждения, тогда как давление и фракция испарения остаются без изменения.

Подобным образом в отношении газовых смесей выводятся следующие уравнения, когда p_{gas} является парциальным давлением газа и p_{vap} - парциальным давлением испарения.

Для давления смеси:

$$p = p_{\text{vap}} + p_{\text{gas}} = \varphi \cdot p_{\text{vap,sat}} + p_{\text{gas}} \quad (\text{E.39})$$

Для молярной объемной фракции испарения в смеси:

$$r_{\text{vap}} = \frac{p_{\text{vap}}}{p} = \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p} \quad (\text{E.40})$$

Для массовой фракции испарения в смеси:

$$w_{\text{vap}} = \frac{p_{\text{vap}}}{p} \cdot \frac{R}{R_{\text{vap}}} = \varphi \cdot \frac{p_{\text{vap,sat}}}{p} \cdot \frac{R}{R_{\text{vap}}} \quad (\text{E.41})$$

В случае, когда поведение газа (без испарения) и/или испарение значительно отклоняются на практике от поведения смеси двух идеальных газов с газовыми постоянными R_{gas} и R_{vap} , точное предварительное вычисление больше невозможно без знания коэффициента сжимаемости, Z , приемлемого для смеси (взятого из программ данных газа или, например, специальных измерений). С каждым отдельным газом можно иметь дело отдельно, используя уместный коэффициент сжимаемости, Z_{gas} . Это делается в каждом случае для парциального давления p_{gas} и коэффициента Z_{vap} , для парциального давления p_{vap} при температуре смеси T только до тех пор, пока молекулы отдельных газов в смеси не слишком заметно влияют друг на друга (достаточно далеки от тенденции превращения в жидкое состояние).

Следующее применяется в случае, когда масса испарения является связанной не с массой смеси, а с массой сухого газа и обозначается фракцией испарения, x :

$$x = \frac{w_{\text{vap}}}{1 - w_{\text{vap}}} = \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p - \varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}} \cdot \frac{R_{\text{gas}}}{R_{\text{vap}}} = \frac{r_{\text{vap}}}{1 - r_{\text{vap}}} \cdot \frac{R_{\text{gas}}}{R_{\text{vap}}} \quad (\text{E.42})$$

Оттуда следует:

$$w_{\text{vap}} = \frac{x}{x + 1} \quad (\text{E.43})$$

$$r_{\text{vap}} = \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p} = \frac{x}{x + \frac{R_{\text{gas}}}{R_{\text{vap}}}} \quad (\text{E.44})$$

Газовая постоянная смеси, выраженная посредством относительного насыщения испарения, φ , есть

$$R = R_{\text{gas}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p} \cdot \left(1 - \frac{R_{\text{gas}}}{R_{\text{vap}}}\right)} \quad (\text{E.45})$$

или выраженная посредством мольной или объемной доли, r_v , испарения,

$$R = R_{\text{gas}} \cdot \left[\frac{1}{1 - r_{\text{vap}} \cdot \left(1 - \frac{R_{\text{gas}}}{R_{\text{vap}}} \right)} \right] \quad (\text{E.46})$$

или выраженная посредством фракции, x , компонента испарения,

$$R = R_{\text{gas}} \cdot \left[1 + \frac{x}{x + 1} \cdot \left(\frac{R_{\text{vap}}}{R_{\text{gas}}} - 1 \right) \right] \quad (\text{E.47})$$

Для идентичных значений x , на газовую постоянную смеси, R , в соответствии с уравнением (E.47), не влияют давление и температура при условии, что линия росы не достигается.

E.2.2.2 Смесь воздуха и водяного пара (влажный воздух)

Уравнения (E.42) – (E.47) продолжают давать следующее численное взаимоотношение при

$R_{\text{vap}} = 461,52 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ для водяного пара;

$R_{\text{air}} = 287,1 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ для сухого воздуха.

Содержание водяного пара (абсолютная влажность), связанная с сухой массой воздуха есть

$$x_{\text{air}} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p - \varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}} \quad (\text{E.48})$$

Газовая постоянная влажного воздуха есть

$$R_{\text{wet}} = R_{\text{air}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\varphi \cdot p_{\text{vap,sat}}}{p} \cdot 0,378} \quad (\text{E.49})$$

или

$$R_{\text{wet}} = R_{\text{air}} \cdot \left(1 + \frac{x_{\text{air}}}{x_{\text{air}} + 1} \cdot 0,608 \right) \quad (\text{E.50})$$

Относительная влажность воздуха есть

$$\varphi = \frac{p}{p_{\text{vap,sat}}} \cdot \frac{x_{\text{air}}}{x_{\text{air}} + 0,622} \quad (\text{E.51})$$

Линия росы достигается при $\varphi = 1$.

Показатель адиабаты (смотрите E.1.3) для влажного воздуха есть

$$k_{\text{wet}} \approx k_{\text{dry}} (1 - 0,11 \cdot x_{\text{air}}) \quad (\text{E.52})$$

Влиянием x_{air} на k_{wet} можно обычно пренебречь. Однако это до некоторой степени более значимо для показателя, имеющего отношение для преобразования измеренного отношения абсолютных температур к соответствующему отношению давлений:

$$\frac{k_{\text{wet}}}{k_{\text{wet}} - 1} \approx \frac{k_{\text{dry}}}{k_{\text{dry}} - (1 + 0,11 \cdot x_{\text{air}})} \quad (\text{E.53})$$

Е.3 Опорные границы компрессора

Е.3.1 Определение

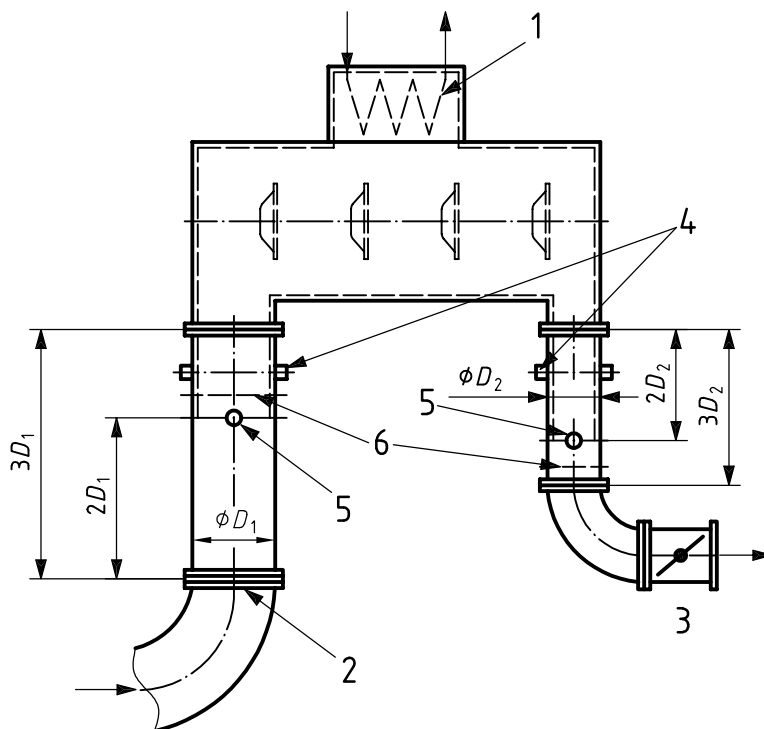
Термодинамическая опорная граница компрессора образуется площадью внутренней поверхности корпуса компрессора в контакте со сжатым флюидом и, если применимо, площадью поверхности промежуточного охладителя, смоченного сжатым флюидом, и плоскостями площадей впуска и выпуска всасывающих и выпускных труб. Площадь внутренней поверхности корпуса этих границ можно, как правило, считать с хорошей аппроксимацией непроницаемой для тепла (адиабатической). Когда необходимо, можно ввести поправку на тепловые потери с внешних поверхностей корпуса, как детализировано в 5.9.

Площадь поверхности охладителя в контакте со сжатым флюидом должна считаться проницаемой для тепла (адиабатической).

В дополнение к упомянутым площадям поверхности, должны быть определены измеренные плоскости для состояния впуска и выпуска, которые, где возможно, должны бы совпадать с площадями поверхности впуска и выпуска. Рисунки Е.3 и Е.4 показывают термодинамические опорные границы для разных типов компрессоров и полезное размещение точек для проведения измерений. Численные значения, заявленные для местоположения измерительных плоскостей, и длину мерных гнезд следует считать в качестве руководящих указаний.

Промежуточные охладители идентифицируются номером предыдущей и последующей ступени (римские цифры).

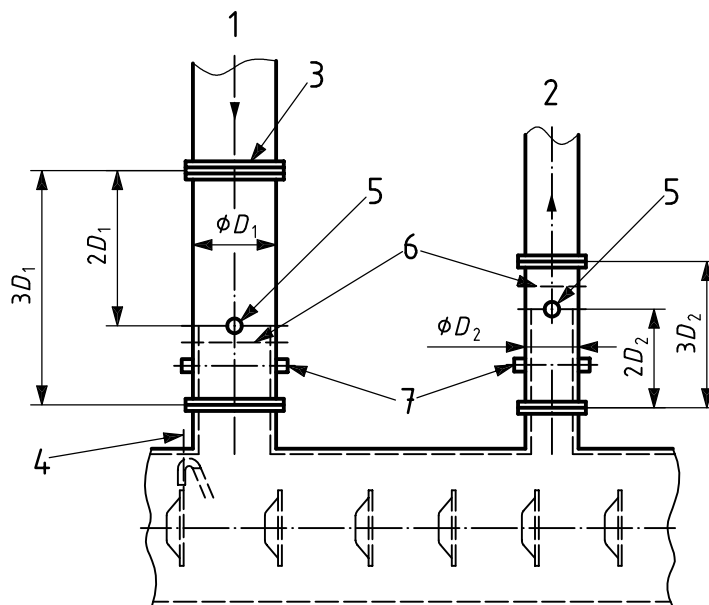
Температуры могут быть также измерены на стороне всасывания и в заполненном пространстве нагнетательной стороны. Давление измеряется через просверленные отверстия в стенке, т.е. это статическое давление, которое измеряется. Число точек замера на измерительную плоскость зависит от диаметра D всасывающих и напорных линий. В случае, когда $D < 150$ мм, нужно иметь по одной точке замера давления и температуры. В случае, когда $D > 150$ мм, необходимы две точки замера давления и температуры. В случае, когда $D > 150$ мм, точки замера давления должны быть смонтированы через интервалы 90° , а точка замера температуры – через интервалы 180° .



Обозначение

- 1 промежуточный охладитель, объединенный с корпусом
- 2 перфорированная пластина, если необходима
- 3 управление потоком посредством дроссельной заслонки
- 4 точки замера температуры, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 180°
- 5 точки замера статического давления, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 180°
- 6 точки замера динамического или полного давления, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 90° , если уместно.

Рисунок Е.3 — Термодинамические опорные границы для компрессора с полезным расположением точек замера на патрубках впуска и выпуска. Термодинамическая опорная граница



Обозначение

- 1 подача
- 2 экстракция
- 3 перфорированная пластина, если необходима
- 4 точки замера температуры, по меньшей мере, две на длине окружности корпуса
- 5 точки замера статического давления, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 180°
- 6 точки замера динамического или полного давления, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 90°
- 7 точки замера температуры, по меньшей мере, две, разнесенные под углом 180°

Рисунок Е.4 —Дополнительные точки замера для боковых потоков (например, прием, экстракция) — Термодинамическая опорная граница

Е.3.2 Впуск

Беспрепятственное сечение в плоскости фланца всасывания называется впуском компрессора.

В случае, когда управление всасыванием с помощью дроссельной заслонки, как часть компрессора, монтируется непосредственно на входящем потоке перед фланцем всасывания, то беспрепятственное сечение этой заслонки на входящем потоке применяется как плоскость впуска.

Все переменные, относящиеся к этой плоскости впуска, идентифицируются нижним индексом 1.

Когда компрессор подразделяется в целях преобразования на несколько секций или на отдельные ступени, то площадь впуска для каждой из этих секций должна быть аналогично задана в соответствии с вариантами измерения.

Затем рассматриваемый впуск должен быть идентифицирован, используя нижний индекс 1 и дополнительно последовательные римские числа, приемлемые к рассматриваемой секции.

Е.3.3 Выпуск

Аналогично в ситуации с впуском, беспрепятственное сечение в плоскости нагнетательного фланца выходного патрубка применяется как выпуск.

Все переменные, относящиеся к этой плоскости выпуска, должны быть идентифицированы нижним индексом 2. Когда компрессор в целях преобразования подразделяется на несколько секций или на отдельные ступени, то площадь выпуска для каждой из этих секций должна быть аналогично задана в соответствии с вариантом измерения. В этом случае рассматриваемый выпуск должен быть

идентифицирован, используя нижний индекс 2 и дополнительно последовательные римские цифры для рассматриваемой секции.

Е.4 Потоки флюидов

Потоки флюидов могут быть заявлены в форме массовых или объемных расходов.

Е.4.1 Массовый расход

Массовый расход на выпуске компрессора определяется выражением

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \sum \dot{m}_{L,in} - \sum \dot{m}_{L,out} + \sum \dot{m}_{cond,in} - \sum \dot{m}_{cond,out} + \sum \dot{m}_{side,in} - \sum \dot{m}_{side,out} \quad (E.54)$$

где

\dot{m}_1 **массовый расход на впуске (всасывающая труба) к компрессору;**

\dot{m}_2 **массовый расход на выпуске (выпускная труба) от компрессора;**

$\sum \dot{m}_L$ **массовый расход утечки;**

$\sum \dot{m}_{cond}$ **массовый расход осажденного конденсата или впрыснутой жидкости;**

$\sum \dot{m}_{side}$ **побочные потоки (боковые течения и экстракции).**

Массовый расход процесса, \dot{m}_{us} , должен быть использован для оценки компрессора. Определяющей стороной будет впуск (в отношении всасывающих компрессоров, например) или выпуск в зависимости от функции компрессора. В сомнительных случаях это следует специфицировать в контракте.

Массовый расход, с которым работает компрессор, должен по возможности быть измерен на стороне процесса. Чтобы установить массовый расход процесса, \dot{m}_{us} , внешние утечки $\sum \dot{m}_L$, например, через уплотнители вала необходимо учитывать теоретически или путем отдельного измерения. То же самое применяется к входящей или выходящей жидкости (например, конденсат, осаждаемый в промежуточных охладителях).

Е.4.2 Объемный расход

Объемный расход соотносится с массовым расходом через тепловое уравнение состояния:

$$\dot{V} = \dot{m} \frac{R \cdot Z \cdot T}{p} \quad (E.55)$$

Объемный расход на впуске \dot{V}_1 есть объемный поток газа в состоянии впуска. Объемный расход процесса на впуске $\dot{V}_{1,us}$ есть объемный входной поток, скорректированный на потери внешней утечки и количество конденсата. Когда внешние утечки не существуют и конденсат не осаждается, то $\dot{V}_{1,us} = \dot{V}_1$.

Содержание испарения, x , включается в расчет объемного расхода смесей из испарения газа и воды.

Влажный объемный входной расход процесса $\dot{V}_{1,us,wet}$ является определяющим для оценки компрессора.

В случае, когда нагнетательная сторона является стороной процесса и измеряется массовый расход \dot{m}_1 на впуске, то

$$\dot{V}_{1,us,wet} = \frac{(R \cdot Z)_{wet,1} \cdot T_1}{p_1} \cdot (\dot{m}_1 - \sum \dot{m}_{L,out} + \sum \dot{m}_{L,in} - \sum \dot{m}_{side,out} + \sum \dot{m}_{side,in}) \quad (E.56)$$

Если массовый расход \dot{m}_2 измеряется на стороне выпуска, то

$$\dot{V}_{1,us,wet} = \frac{(1+x_1) \cdot (R \cdot Z)_{wet,1} \cdot T_1}{(1+x_2) \cdot p_1} \cdot \dot{m}_2 \quad (E.57)$$

Когда всасывающая сторона является стороной процесса и измеряется \dot{m}_1 , то

$$\dot{V}_{1,us,wet} = \frac{(R \cdot Z)_{wet,1} \cdot T_1}{p_1} \cdot \dot{m}_1 \quad (E.58)$$

Если измеряется величина \dot{m}_2 , то

$$\dot{V}_{1,us,wet} = \frac{(R \cdot Z)_{wet,1} \cdot T_1}{p_1} \cdot (\dot{m}_2 + \sum \dot{m}_{L,out} - \sum \dot{m}_{L,in} - \sum \dot{m}_{cond,in} + \sum \dot{m}_{cond,out} + \sum \dot{m}_{side,out} - \sum \dot{m}_{side,in}) \quad (E.59)$$

Стандартный объемный расход

Следующее отношение существует между массовым расходом и стандартным объемным расходом, \dot{V}_n , при условии, что никакие компоненты не выпадают в осадок:

$$\dot{m} = \frac{p_n}{R \cdot Z_n \cdot T_n} \cdot \dot{V}_n \quad (E.60)$$

Стандартное состояние (нижний индекс n) устанавливается давлением $p_n = 0,101325$ МПа (1,01325 бар) и температурой $T_n = 273,15$ К ($t = 0$ °С).

Предпочтение следует отдавать заявлению в форме массового расхода.

Заявление о сухом стандартном объемном расходе, в котором конденсируемые составные части не содержатся в Z_n и R в уравнении (60), также являются привычными, когда присутствуют конденсируемые составные компоненты (например, вода в воздухе). Конденсируемые составные компоненты на опорных границах (см. E.2.2) должны быть добавлены к сухому массовому расходу, рассчитанному таким образом.

E.5 Изменение в термодинамическом состоянии и удельная работа сжатия

E.5.1 Общие положения

Удельная работа сжатия и эффективность нормально рассчитываются с помощью компьютерных программ. Эти программы, основанные на общепринятых уравнениях состояния, охватывают поведение газа вдоль пути сжатия, приемлемое для поведения газа от идеального до близкого к реальному.

В диапазоне Таблицы E.1 можно использовать уравнения для приблизительно идеального поведения газа (см. E.1.3.1).

До определенной степени вне пределов Таблицы E.1 можно использовать эти модифицированные уравнения (согласно ссылке на Шульцта [12])

E.5.2 Выбор эталонного процесса

Во время своего прохода через компрессор флюид изменяет свое состояние в соответствии с добавленной энергией, потерями потока, процессом преобразования между статической и кинетической энергией и теплообменом с окружающей средой. Так как действительное изменение состояния, которое происходит, можно установить с большим трудом, термодинамический эталонный

процесс берется в качестве базиса. Эталонный процесс (обычно с нижним индексом “Pr”) для сжатия выбирается таким образом, что он либо приближается как можно близко к действительному изменению состояния (политропный) или создает для справочных целей идеализированный процесс сжатия (изотермический, изоэнтروпический).

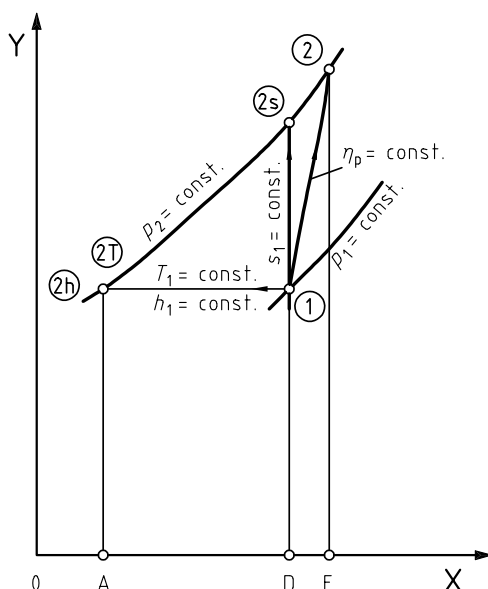
Здесь необходимо использовать то же состояние впуска, p_1, T_1 , как для действительного компрессора, то же давление на выходе, p_2 , и, в случае политропного эталонного процесса, ту же температуру, T_2 . Так как скорости на впуске и выходе компрессора обычно небольшие и, дополнительно, приблизительно одной и той же величины, то вычисление изменения состояния может быть выполнено, используя ради простоты полные переменные состояния.

Рационально в целях сравнения результатов приемочного испытания с гарантийными данными, установить связь переменных, определенных на испытании, с соответственными переменными эталонного процесса. Эталонный процесс служит также в качестве базиса для сравнения компрессоров разного производства, типа и размера, работающих в сходных условиях эксплуатации.

Невозможно задать жесткие правила для выбора эталонного процесса. Однако, следующие эталонные процессы обычно применяются к компрессорам для газов и смесей газа/испарения:

- a) изотермический ($T = \text{постоянная}$, нижний индекс T) для одноступенчатых и многоступенчатых охлаждаемых компрессоров;
- b) изоэнтропический ($s = \text{постоянная}$, нижний индекс s) для неохлаждаемых одноступенчатых и многоступенчатых компрессоров, особенно с коэффициентом умеренного отношения давлений;
- c) политропный (показатель политропы $\nu = 1/\eta_p = \text{постоянный}$, нижний индекс p) для неохлаждаемых компрессоров, в частности таких, как с высоким отношением давлений и в отношении реального поведения газа.

Изменения состояния, которые газ претерпевает, показаны в диаграмме T, s , задавая идеальное (Рисунок Е.5) и реальное (Рисунок Е.6) поведение газа, когда он сжат, используя эти эталонные процессы. Состояние 1 на впуске компрессора определяется двумя переменными состояния, p_1, T_1 .

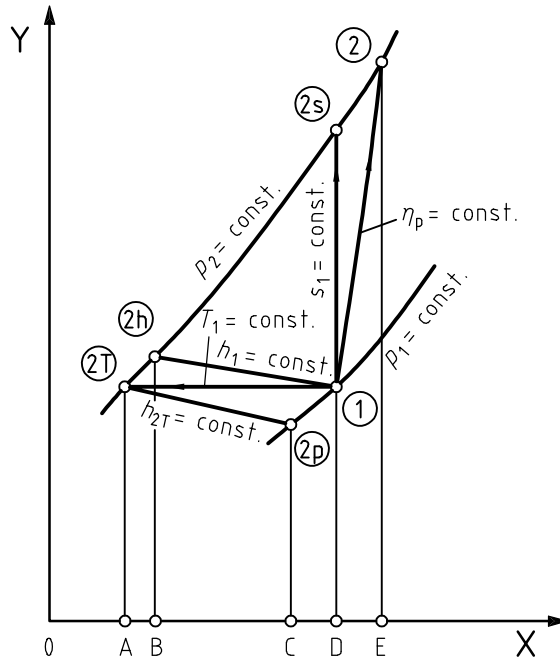


Обозначение

- X энтропия, s
- Y температура, t

Рисунок Е.5 — Эталонные процессы на диаграмме T, s для поведения идеального газа
 Линии постоянной температуры совпадают с линиями постоянной энтальпии, так как $c_p = f(T)$

Процесс сжатия	Описание процесса	Изменение состояния	Удельная работа сжатия = площади в диаграмме T, s
Изоэнтروпический	Обратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2s$	$y_s = A - D - 2s - 2T - A$
Политропный эталонный процесс	Необратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2$	$y_p = A - D - 1 - 2 - 2T - A$
Изотермический	Обратимый диабатический	$1 \rightarrow 2T = 2h$	$y_T = A - D - 1 - 2T - A$
Действительный	Необратимый	$1 \rightarrow 2$	$\Delta h = A - E - 2 - 2T - A$



Обозначение
 X энтальпия, s
 Y температура, t

Рисунок Е. 6 — Эталонный процесс в диаграмме T, s для поведения реального газа
 Линии постоянной энтальпии наклонены по отношению к линиям постоянной температуры, так как $c_p = f(T,p)$

Процесс сжатия	Описание процесса	Изменение состояния	Удельная работа сжатия = площади в диаграмме T, s
Изоэнтропический	Обратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2s$	$y_s = B - D - 2s - 2h - B$
Политропный эталонный процесс	Необратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2$	$y_p = B - D - 1 - 2 - 2h - B$
Изотермический	Обратимый диабатический	$1 \rightarrow 2T$	$y_T = A - C - 2p - 1 - 2T - A$
Действительный	Необратимый	$1 \rightarrow 2$	$\Delta h = B - E - 2 - 2h - B$

Изобара, p_2 , достигается в соответствии с выбранными эталонными процессами (в точке 2 в случае политропного сжатия, в точке 2s в случае изоэнтропного сжатия и в точке 2T в случае изотермического сжатия). Уместные удельные работы сжатия можно нанести графически как площади в диаграмме T, s .

Как правило, в каждом эталонном процессе обратимая удельная работа сжатия определяется выражением:

$$y_{Pr} = \int_{p_1}^{p_2} v_{Pr} dp$$

(E.61)

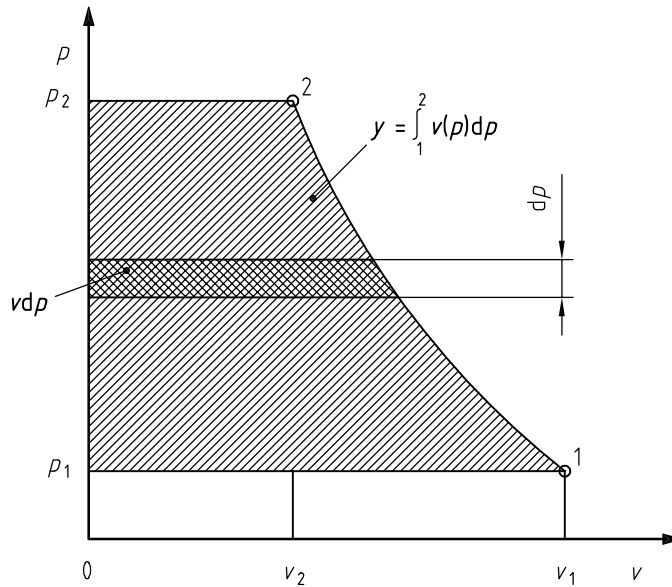


Рисунок Е. 7 — Удельная работа сжатия, площадь на диаграмме p, v

Величина y_{Pr} является независимой от пути сжатия $v_{Pr} = f(p)$, т.е. от пути и поэтому в выбранном эталонном процессе. Таким образом, имеем в результате удельную работу сжатия y_T, y_s и y_p , описание которой дано в последующих разделах.

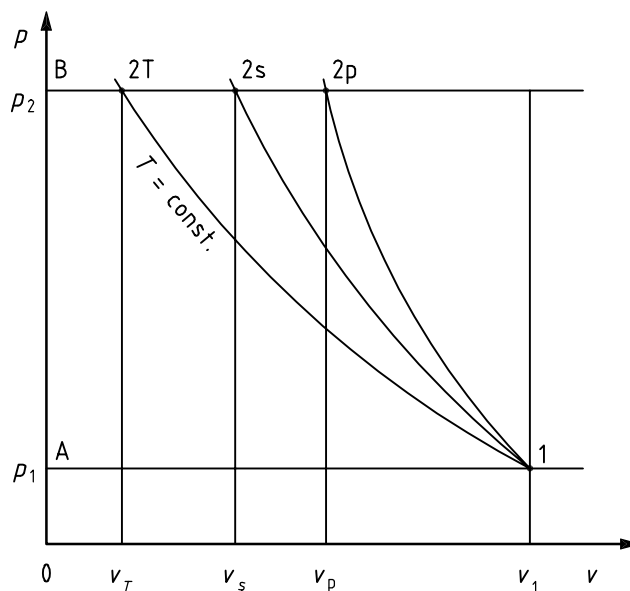


Рисунок Е.8 — Эталонные процессы в диаграмме p, v , действительные для поведения идеального и реального газа

Процесс сжатия	Описание процесса	Изменение состояния	Удельная работа сжатия = площади на диаграмме p, v , Рисунок Е.7	Путь удельного объема
Эталонный процесс:				
Изоэнтропический	Обратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2s$	$y_s = A - 1 - 2s - B - A$	$v(p)_s = v_1 \left[\frac{p_1}{p} \right]^{\left[\frac{1}{k_u} \right]}$
Политропный	Необратимый адиабатный	$1 \rightarrow 2p$	$y_p = A - 1 - 2p - B - A$	$v(p)_p = v_1 \left[\frac{p_1}{p} \right]^{\left[\frac{1}{n} \right]}$
Изотермический	Необратимый диабатический	$1 \rightarrow 2T$	$y_T = A - 1 - 2T - B - A$	$v(p)_T = \frac{Z(p) p_1}{Z_1 p}$

Е.5.3 Изотермическое сжатие

Изотермическое сжатие для заданного поведения идеального газа происходит по следующему закону:

$$p \cdot v = p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1 = \text{constant} \quad (\text{E.62})$$

Согласно поведению реального газа удельная работа изотермического сжатия определяется выражением

$$y_T = R \cdot Z \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{E.63})$$

Подходящие средние значения следует использовать на протяжении эталонного процесса для коэффициента сжимаемости Z и газовой постоянной R , например.

$$Z = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad (\text{E.64})$$

Изотермическое сжатие особенно пригодно для сравнения охлаждаемых компрессоров любого типа, которые имеют промежуточное охлаждение или охлаждение при помощи водяной рубашки.

Чтобы приблизительно включить влияние температур повторного охлаждения на функцию результата (см. 6.4.4.3.), работа сжатия изотермической ступени может быть определена с учетом количества неохлаждаемых и охлаждаемых ступеней:

$$y_{T,Z} = \left(\frac{1}{z} + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{1,j,av}}{T_{1,1}} \right) \cdot R \cdot Z \cdot T_{1,1} \cdot \ln \frac{p_{2,Z}}{p_{1,1}} \quad (\text{E.65})$$

Е.5.4 Изоэнтропическое сжатие

Изоэнтропическое сжатие для заданного поведения идеального газа происходит по следующему закону:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_{2s}} \right)^k = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{E.66})$$

где k есть показатель адиабаты.

Подходящее среднее значение следует использовать в диапазоне изменения состояния, например.

$$k = \frac{k_1 + k_{2s}}{2} \quad (\text{E.67})$$

Для поведения газа в рамках пределов Таблицы E.1, удельная изоэнтропическая работа сжатия определяется выражением:

$$y_s = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{E.68})$$

или

$$y_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{E.69})$$

Удельная изоэнтропическая работа сжатия y_s соответствует разности изоэнтропических энтальпий:

$$y_s \equiv \Delta h_s = h_{2s} - h_1 \quad (\text{E.70})$$

которая обычно является действительной для поведения идеального и реального газа.

Разность энтальпий при постоянной энтропии (Рисунок E.9) должна быть установлена из известных источников данных газа.

Изменение изоэнтропической энтальпии на линии постоянной энтропии, s_1 , происходит в направлении от точки 1 состояния $h_{1,s_1}(p_1, T_1)$ впуска компрессора до точки $2s$ состояния $h_{2s, s_1}(p_2, T_{2s})$ нагнетания компрессора.

Величина T_{2s} определяется в точке пересечения линии постоянной энтропии s_1 и изобары p_2 .

Необратимый действительный процесс идет от точки 1 к точке 2 реального состояния $h_2, s_2(p_2, T_2)$ нагнетания компрессора. Эти данные полностью известны по методу измерения.

Изменение энтальпии, Δh , действительного необратимого процесса выводится из следующих выражений:

$$y_s = h_{2s} - h_1 \quad (\text{E.71})$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 \quad (\text{E.72})$$

Каждая не промежуточная охлаждаемая нагнетательная ступень всасывает в большем объемном расходе при более высокой температуре, чем в случае с изоэнтропическим сжатием на впускных ступенях, и имеет большую мощность. Эти различия в температурах нагнетания становятся больше, чем выше коэффициент сжатия p_2/p_1 и ниже эффективность предыдущей ступени.

Принимая изоэнтропическую эффективность ступени за постоянную величину, изоэнтропическая эффективность компрессора становится хуже, чем больше p_2/p_1 .

В турбомашине потребление дополнительной энергии в результате потерь потока преобразуется непосредственно в тепло. Таким образом, для ступеней без внешней передачи теплоты температура нагнетания превышает изоэнтропическую температуру, T_{2s} , при одном и том же давлении.

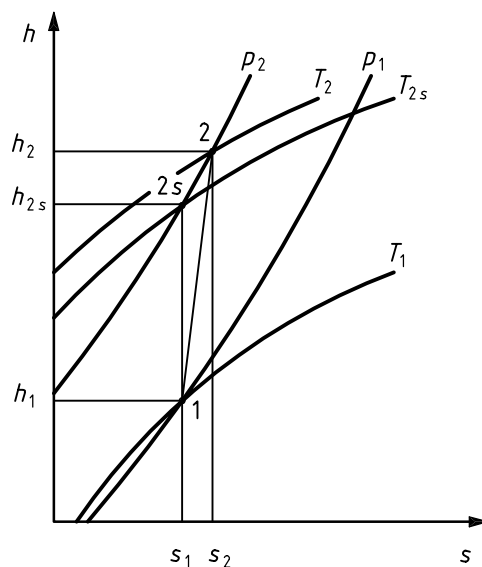


Рисунок Е.9 — Изэнтропический эталонный процесс и действительный процесс на диаграмме h, s

Е.5.5 Политропное сжатие

Политропное сжатие является более пригодным эталонным процессом для преобразования результатов испытания в гарантийные условия для неохлаждаемых секций в компрессорах с высоким отношением давлений и, в частности, в отношении поведения реального газа. Для таких секций отношение дифференциальной энтальпии (происходящей обычно от внутреннего трения) к дифференциальной работе сжатия на протяжении всего процесса сжатия является постоянным. Политропное отношение

$$v = \frac{dh}{vdp} \quad (\text{E.73})$$

является, таким образом, одинаковым для всех дробей коэффициента сжатия. По этой причине полное изменение энтальпии и полная удельная работа сжатия являются одним и тем же отношением к друг другу. Состояния на впуске и выпуске этого эталонного процесса согласуются с действительными состояниями. В случае адиабатического сжатия (без внешней передачи тепла) политропное отношение имеет вид

$$v = \frac{1}{\eta_p} \quad (\text{E.74})$$

Удельная работа политропного сжатия

$$y_p = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (\text{E.75})$$

дает при

$$p \cdot v^n = \text{constant} \quad (\text{E.76})$$

для поведения газа в рамках пределов Таблицы Е.1 и при постоянном показателе политропы, n

$$y_p = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{E.77})$$

$$y_p = R \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{E.78})$$

$$y_p = R \cdot Z_m \cdot (T_2 - T_1) \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = (h_2 - h_1) \cdot \eta_p \quad (\text{E.79})$$

Политропная температура нагнетания, T_{2p} , является идентичной с температурой нагнетания, T_2 , действительно измеренной для процесса сжатия

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_{2p}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{E.80})$$

Показатель политропы, n , выводится в соответствии с законом идеального газа по значениям давления p_1 и p_2 и температуры T_1 и T_2 :

$$n = \frac{\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) - \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)} \quad (\text{E.81})$$

или через эффективность политропы η_p

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{\eta_p} \quad (\text{E.82})$$

или

$$n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_p}} \quad (\text{E.83})$$

Уравнения (E.81) и (E.83) могут (при заданном поведении идеального газа) быть применены к неохлаждаемым компрессорам и к любой ступени охлаждаемых компрессоров, чтобы установить показатель политропы, n .

Отношение между политропной и изоэнтропической эффективностью определяется выражением

$$\frac{\eta_p}{\eta_s} = \frac{k-1}{k \cdot \eta_s} \cdot \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \left\{ \frac{1}{\eta_s} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right\}} \quad (\text{E.84})$$

Задавая поведение реального газа, определение показателя политропы должно учитывать изменение коэффициента сжимаемости на протяжении процесса сжатия.

$$n = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{v_1}{v_2}} = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{p_2}{p_1} - \ln \left[\frac{Z_2 \cdot T_2}{Z_1 \cdot T_1} \right]} \quad (\text{E.85})$$

Тогда отношение температур выводится из следующего:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{E.86})$$

С функциями сжимаемости согласно исследованию в ссылке [9]

$$n = \frac{1+X}{\frac{1}{k_V} \cdot \left(\frac{1}{\eta_p} + X \right) - Y \cdot \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)} \quad (\text{E.87})$$

при

$$\eta_p = \frac{1}{\frac{k_V \cdot (1+X)^2}{k_V \cdot Y - 1} \cdot \frac{\ln \frac{T_2}{T_1}}{\ln \frac{p_2}{p_1}} - X} \quad (\text{E.88})$$

и

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^m \quad (\text{E.89})$$

где

$$m = \frac{\left(\frac{k_V \cdot Y - 1}{k_V} \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_p} + X \right)}{(1+X)^2} \quad (\text{E.90})$$

Подходящие средние значения через весь процесс сжатия от p_1 к p_2 следует использовать для функций сжимаемости X и Y в уравнении (E.87), например, $X = (X_1 + X_2)/2$ и $Y = (Y_1 + Y_2)/2$.

Имея показатель политропы, политропная работа определяется выражением:

$$y_p = f \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{E.91})$$

с поправочным коэффициентом Шульца [12]:

$$f = \frac{h_{2s} - h_1}{\frac{k_V}{k_V - 1} \cdot (p_2 \cdot v_{2s} - p_1 \cdot v_1)} \tag{E.92}$$

и

$$k_V = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{v_1}{v_{2s}}\right)} \tag{E.93}$$

При поведении идеального газа удельная работа сжатия $y_s = h_{2s} - h_1$ должна быть известна из источников данных газа в виде таблиц или карт.

При резко выраженном поведении реального газа (f отклоняется более сильно от 1,0), значимые отклонения могут все еще возникать от политропного сжатия при $v = \text{constant}$, которое должно по причинам подобия удовлетворяться (предполагая идентичные потери потока на каждом этапе испытания и преобразования), когда используется этот метод вычисления.

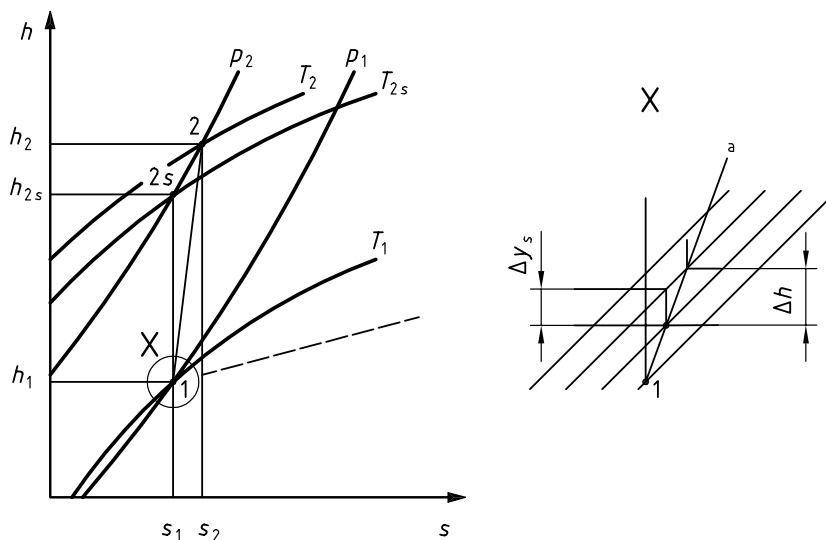
Это политропное сжатие может быть аппроксимировано посредством поэтапного изоэнтропического сжатия с большим количеством этапов, которые настолько малы, что

$$y_p = \sum_1^2 \Delta y_s = \eta_p \sum \Delta h \tag{E.94}$$

с $\Delta y_s \rightarrow dy_s, \Delta h \rightarrow dh$.

Метод аппроксимации Хантингтона (R.A. Huntington's^[13]) дает хорошее приближение к этому "эталонному политропному сжатию" (см. Рисунок E.10) даже при чрезвычайно явном поведении реального газа.

Политропные методы вычисления, которые дают одинаковые политропные эффективности и одинаковую удельную политропную работу сжатия для одного и того же процесса сжатия, должны применяться для оценки результатов испытаний и их преобразования.



a Политропный путь.

Рисунок E.10 — Аппроксимация для эталонного политропного сжатия

Е.6 Мощность и эффективности

Е.6.1 Термины мощности

Определены следующие термины мощности:

d) Для компрессора:

- 1) мощность сжатия эталонного процесса, P_{pr}
- 2) газовая мощность, P_i
- 3) механическая потеря мощности, P_{mech}
- 4) мощность на сопряжении (соединительной муфте), P_{cou}

j) Для приводного механизма:

- 1) мощность приводного механизма на сопряжении, $P_{cou,dr} = P_{cou}$
- 2) подводимая мощности, $P_{in,dr}$
- 3) потери мощности, $P_{loss,dr}$

Е.6.2 Мощность сжатия эталонных процессов

Мощность сжатия

$$P_{Pr} = \dot{m}_{us} \cdot \gamma_{Pr} \quad (E.95)$$

Здесь используются полные условия на впуске и выпуске (смотрите Е.5.2).

Е.6.3 Мощность газа

На основе определений в Е.4 газовая мощность секции сжатия выводится следующим образом:

$$P_i = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_1) + \sum (\dot{m}_L \Delta h_L) + \sum (\dot{m}_{cond} \Delta h_{cond}) + \dot{Q}_{amb} \quad (E.96)$$

где

Δh_L и Δh_{cond} изменения энтальпии для компонентов соответствующего массового расхода;
 \dot{Q}_{amb} компонент мощности в результате проводимости, \dot{Q}_W , конвекции и излучения, \dot{Q}_{rad} , передаваемой через границу раздела, определенную в Е.3.1: положительной в отношении выпуска, отрицательной в отношении впуска.

Е.6.4 Механические потери мощности

Механические потери возникают в подшипниках, уплотнителях вала и редукторах, смазочных насосах и т.д., относящихся к компрессору. Они не влияют на процесс сжатия.

Е.6.5 Мощность на сопряжении

Мощность на сопряжении, P_{cou} , есть подводимая к компрессору мощность, измеренная на сопряжении (соединительной муфте) компрессора.

В случае если имеется редуктор между приводным механизмом и компрессором, то либо соединение между редуктором и компрессором или соединение между редуктором и приводным механизмом может быть специфицировано как сопряжение компрессора в соответствии с соглашением в контракте.

Мощность на сопряжении есть сумма газовой мощности компрессора, P_i , и механических потерь мощности, P_{mech} .

Это можно измерит следующим образом:

- a) непосредственно, используя вращающий момент и угловую скорость на сопряжении:

$$P_{\text{cou}} = M_t \omega \quad (\text{E.97})$$

- b) используя мощность, поглощенную приводным механизмом, делая допущение на потери приводного механизма и любого промежуточного редуктора:

$$P_{\text{cou}} = P_{\text{in,dr}} - P_{\text{loss,dr}} \quad (\text{E.98})$$

- c) используя энергетический баланс:

$$P_{\text{cou}} = P_i + P_{\text{mech}} \quad (\text{E.99})$$

Е.7 Эффективности компрессоров

Эффективность, η_{Pr} , компрессора есть отношение мощности, P_{Pr} , вычисленной для выбранного эталонного процесса, к действительной мощности. Процесс, упомянутый в Е.5.2, может быть использован в качестве эталонного процесса.

Мощность выбранного эталонного процесса в числителе дроби обычно относится к газовой мощности, P_i , или мощности на сопряжении, P_{cou} , упомянутой Е.6.3. Каждая из мощностей, вычисленной из упомянутых выше эталонных процессов, может быть связанной с газовой мощностью или мощностью на сопряжении.

Газовая эффективность:

$$\eta_{\text{Pr,i}} = \frac{P_{\text{Pr}}}{P_i} \quad (\text{E.100})$$

Для изоэнтروпического процесса:

$$\eta_{s,i} = \frac{P_s}{P_i} = \frac{y_s}{h_2 - h_1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{E.101})$$

Для политропного процесса:

$$\eta_{p,i} = \frac{P_p}{P_i} = \frac{y_p}{h_2 - h_1} \quad (\text{E.102})$$

Для изотермического процесса:

$$\eta_{T,j} = \frac{P_T}{P_i} = \frac{y_T}{h_2 - h_1 + q_{out}} = \frac{\ln \frac{P_{2,Z}}{P_{1,I}}}{\sum_{j=1}^Z \frac{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_j}{(R \cdot Z_1 \cdot T_1)_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_j^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{s,j}}} \quad (\text{E.103})$$

Эффективность на сопряжении:

$$\eta_{Pr, cou} = \frac{P_{Pr}}{P_{cou}} = \frac{P_{Pr}}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{cou}} = \eta_{Pr,j} \cdot \eta_{mech} \quad (\text{E.104})$$

Отношение, получающееся из мощности газа и мощности на сопряжении, относят на счет механической эффективности:

$$\eta_{mech} = \frac{P_i}{P_i + P_{mech}} = \frac{P_i}{P_{cou}} \quad (\text{E.105})$$

Е.8 Характеристические числа

Е.8.1 Значимость характеристических чисел

Безразмерные характеристические числа используются в качестве критериев подобия. Они содержат решающие факторы влияния, которые представляются безразмерно с помощью подходящих опорных значений. Здесь осевая проекция площади лопаточного колеса внешним диаметром, D , определяется как площадь поперечного сечения лопаточного колеса и скорость на внешнем диаметре лопаточного колеса, D , как окружная скорость конца лопатки, u . Следующие характеристические числа имеют особую значимость в технической разработке компрессоров.

Е.8.2 Характеристические числа

Е.8.2.1 Коэффициент расхода, φ

Коэффициент расхода есть скорость потока, образованная из объемного расхода на впуске и площади поперечного сечения лопаточного колеса и представленная безразмерно окружной скоростью конца лопатки лопаточного колеса.

Поэтому

$$\varphi = \frac{\dot{V}_1}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot u} \quad (\text{E.106})$$

Е.8.2.2. Коэффициент напора, ψ_{Pr}

Коэффициент напора является удельной работой сжатия, y_{Pr} , эталонного процесса, представленного безразмерной кинетической энергией скорости конца лопатки, u . Поэтому

$$\psi_{Pr} = \frac{y_{Pr}}{\frac{u^2}{2}} \quad (\text{E.107})$$

В многоступенчатых машинах и секциях удельная работа сжатия эталонного процесса для всей многоступенчатой машины или секции может быть связанной с кинетической энергией окружной скорости конца лопатки первой ступени, т.е.:

$$\psi_{Pr,l-j} = \frac{y_{Pr,l-j}}{\frac{u_1^2}{2}} \quad (\text{E.108})$$

Е.8.2.3 Коэффициент энтальпии, ψ_i

Коэффициент энтальпии есть рост энтальпии, представленный безразмерной кинетической энергией окружной скорости конца лопатки u .

$$\psi_i = \frac{Dh}{\frac{u^2}{2}} \quad (\text{E.109})$$

Е.8.2.4 Число Маха окружной скорости конца лопатки, Ma_u

Аналогично числу Маха как отношению скорости потока к звуковой скорости рассматриваемого газа, представленного в заданном состоянии, число Маха окружной скорости конца лопатки образуется путем отношения металлической скорости, в данном случае скорости конца лопатки u к звуковой скорости состояния флюида на впуске, т.е.,

$$Ma_u = \frac{u}{a_1} = \frac{u}{\sqrt{k_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \quad (\text{E.110})$$

Если отношение чисел Маха для скорости конца лопатки образуется, например, для испытания (нижний индекс "te") и гарантии (нижний индекс "g"), то u можно заменить скоростью вращения, N , благодаря неизменяемой геометрии одного и того же компрессора.

$$\frac{Ma_{u,te}}{Ma_{u,g}} = \frac{\left(\frac{N}{\sqrt{k_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_{te}}{\left(\frac{N}{\sqrt{k_1 \cdot R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_g} \quad (\text{E.111})$$

Задавая поведения реального газа, $k_{V,1}$ следует использовать вместо k_1 .

Е.8.2.5 Отношение сниженных скоростей, X_N

Доказана полезность (см. Ссылку [10]) определять "отношение сниженных скоростей" для преобразования результатов испытания в гарантийные условия следующим образом:

$$X_N = \frac{N_{red,te}}{N_{red,g}} = \frac{\left(\frac{N}{\sqrt{R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_{te}}{\left(\frac{N}{\sqrt{R \cdot Z_1 \cdot T_1}} \right)_g} \quad (\text{E.112})$$

В случае, когда показатель адиабаты $k_V = k_g$, то следующее является строго истиной:

$$X_N = \frac{N_{\text{red,te}}}{N_{\text{red,g}}} = \frac{Ma_{u,\text{te}}}{Ma_{u,\text{g}}} \quad (\text{E.113})$$

Е.8.2.6 Число Рейнольдса конца лопатки, Re_u

Число Рейнольдса есть отношение сил инерции к силам вязкости в потоке, скорости характеристического потока и характеристического геометрического размера корпуса в контакте с потоком, фигурирующим в числителе. Аналогично числу Рейнольдса, окружная скорость конца лопатки u используется вместо скорости потока в формировании числа Рейнольдса конца лопатки, а ширина b выпуска лопаточного колеса - для геометрических размеров в центробежном компрессоре.

Кинематическая вязкость ν в знаменателе обращается к состоянию на впуске ступени, т.е., число Рейнольдса конца лопатки есть следующее:

$$Re_u = \frac{u \cdot b}{\nu_1} \quad (\text{E.114})$$

Кинематическая вязкость ν может быть вычислена из динамической вязкости η и плотности ρ :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{E.115})$$

Влияние числа Рейнольдса конца лопатки на испытание и гарантию для данного компрессора учитывается, чтобы ставить условия регулирования и преобразование результатов испытания в гарантийные условия (см. 7.2.2.3, 7.2.4.1 и Приложение F).

Е.9 Рабочие характеристики и эксплуатационные карты

Поведение компрессора, отнесенное к постоянным условиям эксплуатации, может быть удобно представлено в форме кривой рабочей характеристики.

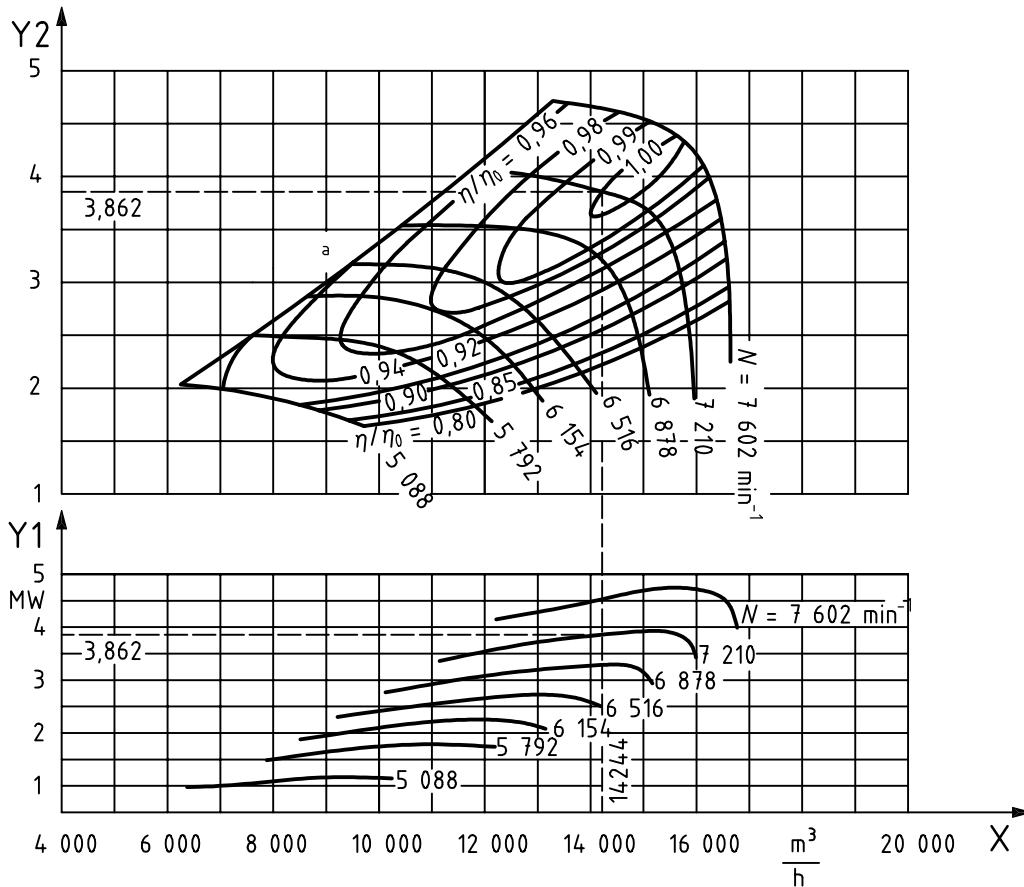
Диаграммы, характеризующие абсолютные значения, являются обычно предпочтительными для гарантийного сравнения. Эффективный объемный расход $\dot{V}_{1,\text{us}}$ на впуске используется в качестве абсциссы.

Зависимые переменные, например, отношение давлений $\Pi = p_2/p_1$, удельная работа сжатия y_{pr} , эффективность η_{pr} , мощность $P_{\text{сou}}$, и т.д., графически наносятся как ординаты. Обычно делается поправка на влияние третьей переменной как параметра, дающего в результате создание эксплуатационной карты. Условия эксплуатации, необходимые для ясной интерпретации, следует всегда заявлять как численные значения для всех кривых рабочих характеристик либо на самой диаграмме или в уместном обозначении.

Следующее первоначально может быть выбрано в качестве параметров для этих рабочих характеристик:

- а) частота вращения, N ;
- б) позиция, δ , направляющих лопаток на стороне впуска лопаточного колеса (регулируемые входные направляющие лопатки) или на стороне нагнетания (регулируемые диффузоры), например, для центробежных компрессоров.

Верхняя часть Рисунка Е.11 показывает эксплуатационную карту компрессора с частотой вращения N в качестве параметра; отношение давлений графически наносится в сравнении с эффективным объемным расходом на впуске. Наносятся также линии постоянной эффективности. Мощность наносится в сравнении с объемным расходом на идентичных скоростях в нижней части Рисунка Е.11.



Обозначение

X объемный расход на впуске в $m^3/ч$ (m^3/h), $\dot{V}_{1,us}$

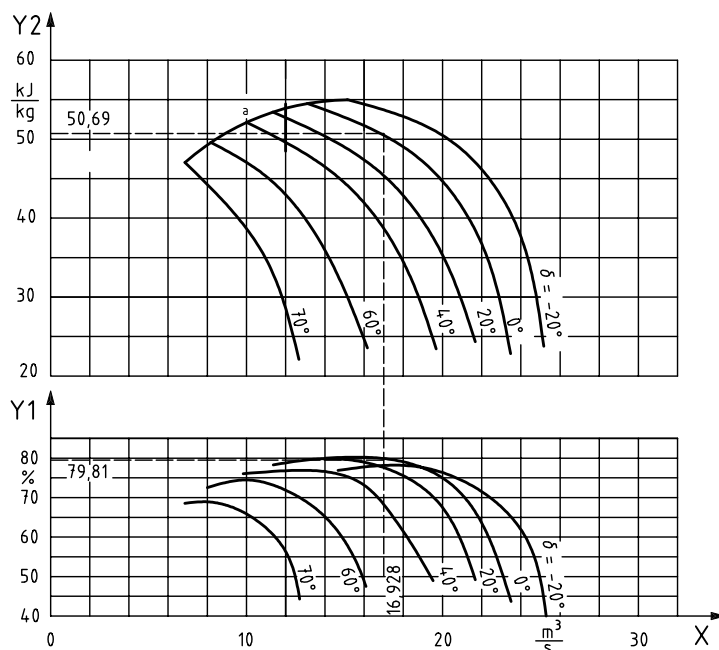
Y1 мощность на сопряжении в МВт (MW), P_{cou}

Y2 отношение давлений $\frac{P_2}{P_1}$

a Предел скачков давления.

Рисунок Е.11 — Эксплуатационная карта компрессора с переменной скоростью

Верхняя часть Рисунка Е.12 показывает эксплуатационную карту компрессора, используя угол направления лопатки на впуске в качестве параметра; удельная работа политропного сжатия эталонного процесса, y_p , графически наносится в сравнении с объемным расходом на впуске. Уместные эффективности наносятся в нижней части Рисунка Е.12.



Обозначение

X объемный расход на впуске в $\text{м}^3/\text{ч}$ (m^3/h), $\dot{V}_{1,\text{us}}$

Y1 газовая политропная эффективность, η_p

Y2 удельная работа политропного сжатия в кДж/кг (kJ/kg), y_p

^a Предел скачков давления.

Рисунок E.12 — Эксплуатационная карта секции компрессора с регулируемыми направляющими лопатками на впуске

В компрессорах, отношение давлений, Π , растет от проектной точки по мере снижения объемного расхода $\dot{V}_{1,\text{us}}$. Отношение давлений, Π , начинает снижаться, однако, снова, когда объемный расход падает ниже определенного минимума. Вместе с вместимостью труб это ведет в результате к нестабильному потоку, который характеризуется периодическими флюктуациями давления и потока. Затем компрессор работает в нестабильном диапазоне, который отделяется на кривой рабочей характеристики от устойчивого диапазона так называемой точкой скачка давления.

Предел скачка давления определяется с помощью линии, соединяющей точки резких толчков для разных кривых рабочих характеристик. Эксплуатационная карта ограничивается на стороне низкого объемного входного расхода с помощью линии скачков давления. Устойчивый рабочий диапазон компрессора ограничивается линией, расположенной справа от предела скачков давления, который определяется величиной отверстия для управления скачками давления.

Устойчивая работа может быть достигнута посредством выпуска или обходного пути соответствующей части потока даже в случаях, когда необходимый объемный расход находится в нестабильном диапазоне ниже предела скачков давления.

Другие ограничения эксплуатационной карты зависят при заданных условиях работы (R , T_1 , t_W , \dot{m}_W), например, от следующего:

- максимальная мощность привода,
- допустимая максимальная скорость,
- линия дросселирования в приемлемых случаях,
- допустимая нагрузка на упорный подшипник,
- допустимая максимальная температура,
- установочное давление предохранительного клапана.

Приложение F (информативное)

Примеры отчетов приемочных испытаний

F.1 Общие положения

Следующие примеры иллюстрируют путь, по которому переменные, полученные на приемочном испытании, следует сравнивать в гарантийном сравнении с гарантиями, подтвержденными поставщиком на основе контрактов. Чтобы проводить правильное гарантийное сравнение, программу приемочных испытаний, переменные, подлежащие измерению, планируемые методы измерений и, возможно, уравнения данных газа, системы оценки и процедуры следует согласовать между заказчиком и поставщиком и/или третьей стороной, вовлеченной на достаточно ранней стадии (во время действительных переговоров по контракту) на основе приемлемых стандартов и руководящих указаний (см. также 5.1).

F.2 Примеры испытания

Общее представление

Испытание Номер примера	Тип газа	Регулируемая скорость	Число секций	Охлаждение	Показатель политропы	Эффективный объемный расход на впуске м ³ /ч	Абсолютное давление	
							впуск МПа (бар)	нагнетание МПа (бар)
1	Смесь газов	да	1	—	$n_{te} \neq n_g$	4002	15,75 (157,5)	18,7 (187)
2	Пропан	да	2	Подача	$n_{te} \neq n_g$	15862	0,137 (1,373)	1,51 (15,1)
3	Воздух	нет	4	Вода	$n_{te} = n_g$	25949	0,098 (0,98)	0,686 (6,86)
4	Воздух	нет	3	Вода	$n_{te} = n_g$	24490	0,0994 (0,994)	0,65 (6,5)
5	Природный газ	да	1	—	$n_{te} \neq n_g$	4930	4,9 (49)	7,5 (75)

F.2.1 Пример испытания 1

Неохлаждаемый компрессор, показатель политропы $n_{te} \neq n_g$, регулируемая скорость (см. 7.2.3, Таблица 2, факт 3с).

F.2.1.1 Цель испытания

Проверка гарантированной мощности для одной гарантийной точки.

F.2.1.2 Конфигурация системы

Четырехступенчатый компрессор для обратного газа с приводом от паровой турбины.

F.2.1.3 Гарантийные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Давление на впуске	$p_{1,g}$	15,75 (157,5)	МПа(бар)	—
Температура на впуске	$t_{1,g}$	40	°С	—
Состав газа:				
Водород	H_2	92,9112	моль %	—
Водяной пар	H_2O	0,04	моль %	—
Сероводород	H_2S	0,8801	моль %	—
Азот	N_2	1,9262	моль %	—
Метан	CH_4	2,6303	моль %	—
Этан	C_2H_6	0,2200	моль %	—
Пропан	C_3H_8	0,5441	моль %	—
Изобутан	C_4H_{10}	0,4541	моль %	—
n-бутан	C_4H_{10}	0,1840	моль %	—
n-гексан	C_6H_{14}	0,2100	моль %	—
Молярная масса	M_g	4,000	кг/ моль	—
Постоянная газа	R_g	2,0788	кДж/(кг·К)	—

F.2.1.4 Предмет гарантии

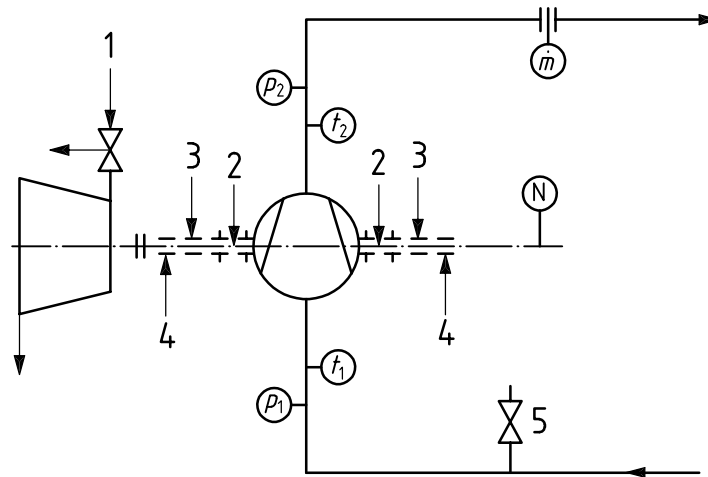
	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,us,g}$	1,1118 4002	м ³ /с м ³ /ч	—
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	18,7 (187)	МПа (бар)	—
Мощность на сопряжении	$P_{cou,g}$	3930	кВт	—

F.2.1.5 Другие расчетные данные

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Наружный диаметр лопаточного колеса первой ступени	D	336	мм	—
Наружная ширина первого лопаточного колеса	b	16,1	мм	—
Частота вращения	N_g	13850	1/мин	—
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,g}$	127,299	кДж/кг	Уравнение (E.92)
Температура нагнетания	$t_{2,g}$	58,7	°C	—
Плотность	$\rho_{1,g}$	22,0395	кг/м ³	—
Плотность	$\rho_{2,g}$	24,3879	кг/м ³	—
Показатель адиабаты, объем	$k_{V,g}$	1,541 9	—	Уравнение (E.94)
Удельная изоэнтальпическая энтальпия	$h_{2s,g}$	2200,07	кДж/кг	согласно RKS уравнению состояния
Показатель политропы	n_g	1,6957	—	Уравнение (E.86)
Политропная эффективность	$\eta_{p,g}$	0,8215	—	Согласно уравнению (E.104) $\eta_p = y_p / (h_2 - h_1)$

F.2.1.6 Схема расположения для проведения испытания

Так как невозможно провести заводское испытание, используя газ гарантийных условий и на полную газовую мощность, испытание в замкнутом контуре с азотом осуществляется на пониженном давлении и таким образом на пониженной газовой мощности. Режим регулирования рассчитывается, как показано в Приложении А.



Обозначение

- 1 турбина испытательного стенда
- 2 герметизирующий газ
- 3 смазка уплотнения
- 4 смазка подшипника
- 5 газовая проба

Рисунок F.1— Схема расположения для проведения испытания и точки замера

F.2.1.7 Установочные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Давление на впуске	$p_{1,pr}$	1,3 (13,0)	МПа (бар)	Данные спецстанда, Уравнения 4 и 7 на Рисунке 3, применены аналогично согласно уравнению (E.87); $p_{2,pr}$; $t_{2,pr}$ определены многократно
Температура на впуске	$t_{1,pr}$	25	°C	
Давление нагнетания	$p_{2,pr}$	1,545 (15,45)	МПа (бар)	
Температура нагнетания	$t_{2,pr}$	43,7	°C	
Молярная масса	M_{pr}	28,016	кг/моль	Данные газа вычислены используя уравнение состояния для реальных газов, поставляемых Lee-Kesler-Plöcker (LKP)
Коэффициент сжимаемости	$Z_{1,pr}$	0,9974	—	
Коэффициент сжимаемости	$Z_{2,pr}$	0,9990	—	
Показатель адиабаты, объем	$k_{V,1,pr}$	1,4179	—	
Показатель адиабаты, объем	$k_{V,2,pr}$	1,4208	—	
Функция сжимаемости	$X_{1,pr}$	0,031137	—	согласно Уравнению(E.22)
Функция сжимаемости	$X_{2,pr}$	0,030010	—	согласно Уравнению(E.22)
Функция сжимаемости	$Y_{1,pr}$	1,002186	—	согласно Уравнению(E.23)
Функция сжимаемости	$Y_{2,pr}$	1,000422	—	согласно Уравнению(E.23)
Политропная эффективность (<i>Re</i> -скорректировано)	$\eta_{p,pr}$	0,8133	—	согласно Уравнению (C.2)
Показатель политропы	n_{pr}	1,5663	—	согласно Уравнению(E.88)
Допуск отношения объемов	$D\phi_{tol}$	0,0088	—	дано: > 0 , чтобы N было как можно больше: $< 0,01$, чтобы отвечать пределу внутреннего допуска на испытании
Отношение сниженных скоростей вращения	$X_{N,tol}$	1,0021	—	из Приложения А
Влияние числа Рейнольдса				
на объемный расход	φ_g/φ_{pr}	1,0025	—	согласно Уравнению (C.7)
на удельную политропную работу	$\psi_{p,g}/\psi_{p,p}$	1,0050	—	согласно Уравнению (C.5)
Совпадающая частота вращения	N_{pr}	4878	1/мин	из Приложения А

F.2.1.8 Проверочные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Число оборотов	N_{te}	4872,1	1/мин	—
Давление на впуске	$p_{1,te}$	1,325 (13,25)	МПа (бар)	—
Температура на впуске	$t_{1,te}$	24,6	°C	—
Молярная масса	M_{te}	28,016	кг/моль	—
Коэффициент сжимаемости	$Z_{1,te}$	0,9973	—	—
Коэффициент сжимаемости	$Z_{2,te}$	0,9989	—	—
Показатель адиабаты, объем	$k_{\gamma,1,te}$	1,4183	—	Данные газа согласно ЛКР уравнению
Показатель адиабаты, объем	$k_{\gamma,2,te}$	1,4214	—	

F.2.1.9 Проверка отношения объемных расходов во время испытания

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Политропная эффективность	$\eta_{p,te}$	0,839 4	—	—
Эффективность с поправкой на число Рейнольдса	$\eta_{p,co}$	0,846 3	—	согласно Уравнению(С.2)
Показатель политропы	n_g	1,695 7	—	согласно Уравнению(Е.86)
Показатель политропы	n_{te}	1,540 2	—	согласно Уравнению(Е.86)
Поправка числа Рейнольдса на удельную политропную работу сжатия	$\psi_{p,g}/\psi_{p,te}$	1,004 1	—	согласно Уравнению(С.5)
Отношение сниженных оборотов	X_N	1,001 7	—	Уравнение (2)
Отклонение отношения объемов	$\Delta\phi$	0,010 8	—	Согласно Рисунку 6

F.2.1.10 Результаты испытания

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Газовая постоянная	R_{te}	296,77	Дж/(кг·К)	—
Частота вращения	N_{te}	4872	1/мин	—
Сторона нагнетания массового расхода	$\dot{m}_{2,te}$	6,006	кг/с	Измерено согласно ISO 5167; эффективный массовый расход
Массовый расход, утечки	$\sum \dot{m}_{L,te}$	0,126	кг/с	Поршень баланса и газовые затворы

F.2.1.11 Состояние впуска и нагнетания

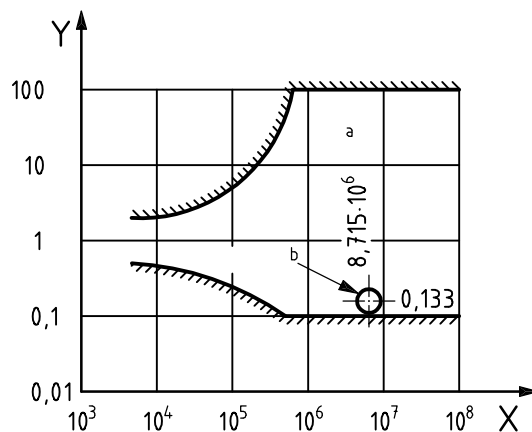
	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Давление на впуске	$p_{1,te}$	1,325 (13,25)	МПа (бар))	—
Температура на впуске	$t_{1,te}$	24,6	°С	—
Плотность на впуске	$\rho_{1,te}$	15,035	кг/м ³	—
Удельная энтальпия впуска	$h_{1,te}$	306,209	кДж/кг	из ЛКР-уравнения
Давление нагнетания	$p_{2,te}$	1,575 (15,75)	МПа (бар)	—
Температура нагнетания	$t_{2,te}$	42,7	°С	—
Плотность нагнетания	$\rho_{2,te}$	16,821	кг/м ³	—
Удельная энтальпия нагнетания	$h_{2,te}$	324,915	кДж/кг	из ЛКР-уравнения

F.2.1.12 Результаты вычисления

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Объемный расход впуска	$\dot{V}_{1,us,te}$	0,399 5	м ³ /с	—
Отношение давлений	Π_{te}	1,188 7	—	—
Политропная эффективность	$\eta_{p,te}$	0,839 4	—	Согласно уравнению (E.104) $\eta_p = y_p / (h_2 - h_1)$
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,te}$	15,702 6	кДж/кг	Уравнение (E.92)
Поправочный коэффициент	f_{te}	0,999 9	—	Уравнение (E.93)
Газовая мощность	$P_{i,te}$	114,71	кВт	Согласно уравнению (E.97) $P_i = (\dot{m}_2 + \sum \dot{m}_L) y_p / \eta_p$
Потери излучения	$\dot{Q}_{rad,te}$	0,71	кВт	Уравнение (E.13)
Потери на подшипнике	$P_{bearing,te}$	0,66	кВт	по измерению массового расхода масла
Потери сальников	$P_{seal,te}$	7,74	кВт	массовый расход и Δt_{oil}
Мощность на сопряжении	$P_{cou,te}$	129,82	кВт	—
Показатель адиабаты, объем	$k_{V,te}$	1,420 8	—	Уравнение (E.94)

F.2.1.13 Вычисление влияния числа Рейнольдса (Рисунок F.2)

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Частота вращения	N_g	13850	1/мин	—
Частота вращения	N_{te}	4872	1/мин	—
Диаметр лопаточного колеса 1-ой ступени	D	336	мм	—
Ширина выхода лопаточного колеса 1-ой ступени	b	16,1	мм	—
Усредненная шероховатость	Ra	2,5	мкм	—
Кинематическая вязкость	ν_g	$4,5 \cdot 10^{-7}$	м ² /с	из вычисления данных газа
Кинематическая вязкость	ν_{te}	$1,195 \cdot 10^{-6}$	м ² /с	—
Число Рейнольдса	$Re_{u,g}$	$8,715 \cdot 10^6$	—	—
Число Рейнольдса	$Re_{u,te}$	$1,155 \cdot 10^6$	—	—
Отношение чисел	$Re_{u,te}/Re_{u,g}$	0,133	—	—
Влияние числа Рейнольдса на политропную эффективность	$\eta_{p,co}/\eta_{p,te}$	1,0082	—	Уравнение (С.2)
Политропная эффективность	$\eta_{p,co}$	0,8463	—	—
Политропная эффективность	$\eta_{p,te}$	0,8394	—	—
Влияние числа Рейнольдса на политропную удельную работу	$\psi_{p,co}/\psi_{p,te}$	1,0041	—	Уравнение (С.5)
Влияние числа Рейнольдса на объемный расход	$\varphi_{co}/\varphi_{te}$	1,0021	—	Уравнение (С.7)



Обозначение

X Число Рейнольдса по гарантийным условиям, $Re_{u,g}$

Y Отношение чисел Рейнольдса, $\frac{Re_{u,te}}{Re_{u,g}}$

a Допустимый диапазон.

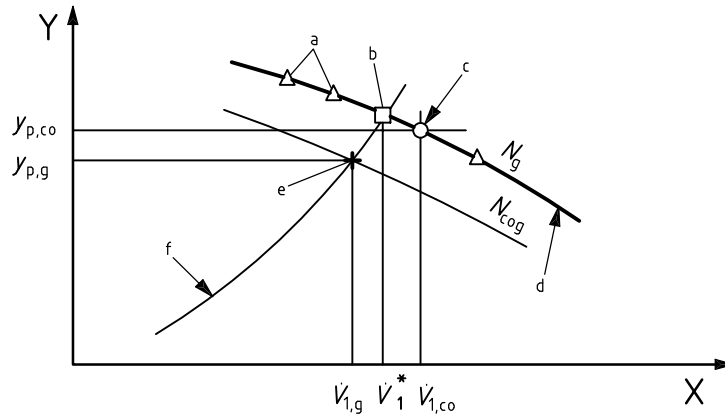
b Точка измерения.

Рисунок F.2 — Проверка допустимости поправки числа Рейнольдса

F.2.1.14 Преобразование в гарантийные условия

Преобразование в гарантийные условия при эффективности, $\eta_{p,co}$, поддерживаемой постоянной, выполняется здесь как итеративная процедура. Сначала принимаются $p_{2,co}$ и $t_{2,co}$ и газовые данные, вычисленные из соответствующего уравнения состояния (в этом случае RKS). Улучшенные значения для $p_{2,co}$ и $t_{2,co}$ получаются через $y_{p,co}$. Процедура вычисления повторяется до тех пор, пока не достигнут достаточного уровня правильности. Каждая операция вычисления включает обновленное определение газовых данных:

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Частота вращения	N_g	13850	1/мин	—
Объемный расход	$\dot{V}_{1,us,co}$	1,1380	м ³ /с	Рисунок 3
Массовый расход нагнетания	$\dot{m}_{2,co}$	25,081	кг/с	—
Массовый расход, утечка	$\sum \dot{m}_{L,co}$	0,460	кг/с	Преобразование, используя уравнение лабиринтного потока при постоянном коэффициенте потока
Политропная эффективность	$\eta_{p,co}$	0,8463	—	Уравнение (С.2)
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,co}$	127,42	кДж/кг	Рисунок 3
Отношение давлений	Π_{co}	1,187 7	—	Рисунок 3
Давление нагнетания	$p_{2,co}$	18,705 (187,05)	МПа (бар)	—
Температура нагнетания по измерению температуры	$t_{2,Дt,co}$	58,07	°С	Уравнение (Е.90)
Показатель политропы	n_{co}	1,6684	—	Уравнение (Е.86)
Показатель температуры	m_{co}	0,3268	—	Уравнение (Е.91)
Показатель адиабаты, объем	$k_{V,co}$	1,5428	—	Уравнение (Е.94)
Коэффициент сжимаемости	$Z_{2,co}$	1,1119	—	из RKS - уравнения
Газовая мощность по измерению температуры	$P_{i,Дt,co}$	3845,5	кВт	Уравнение (Е.97)
Потери на излучение	$\dot{Q}_{rad,co}$	23,8	кВт	Уравнение (45)
Скорректированная газовая мощность	$P_{i,co}$	3869,3	кВт	Уравнение (46)
Скорректированная температура нагнетания	$t_{2,co}$	58,18	°С	Уравнение (47)
Потери на подшипнике	$P_{bearing,co}$	34,9	кВт	эмпирически
Потери масляного уплотнения	$P_{seal,co}$	22,0	кВт	—
Мощность на сопряжении	$P_{cou,co}$	3926,2		Уравнение (Е.100)



Обозначение

X объемный расход всасывания, \dot{V}_1

Y удельная работа политропного сжатия, y_p

a Последующая точка кривой рабочей характеристики.

b Вспомогательная точка.

c Характеристическая точка кривой, использованная для гарантийного сравнения.

d Характеристическая кривая, преобразованная для того, чтобы гармонизировать с гарантийными условиями.

e Гарантийная точка.

f Парабола $y_p = c\dot{V}_1^2$.

Рисунок F.3 — Гарантийное сравнение

\dot{V}_1^* (вспомогательная точка) устанавливается графически от точки пересечения преобразованной рабочей характеристики с параболой, которая проходит через гарантийную точку. Скорость N_{cog} на кривой рабочей характеристики, проходящей через гарантийную точку, дает в результате следующее выражение

$$N_{cog} = N_g \cdot \dot{V}_{1g} / \dot{V}_1^* \tag{F.1}$$

F.2.1.15 Гарантийное сравнение (Рисунок F.3)

	Символ	Численное значение	Единица измерения	Замечания
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,g}$	127,299	кДж/кг	Уравнение (34)
Объемный расход на впуске I	$\dot{V}_{1,us,g}$	1,1118 4002	м ³ /с м ³ /ч	
Мощность на сопряжении	$P_{cou,g}$	3930	кВт	
Мощность на сопряжении, необходимая	$P_{cou,cog}$	3832	кВт	
Мощность на сопряжении, отклонение	DP_{cou}	- 2,5	%	
Частота вращения, необходимая	N_{cog}	13774	1/мин	
Частота вращения, отклонение	DN_g	- 0,5	%	

F.2.2 Пример испытания 2

F.2.2.1 Неохлаждаемый компрессор с приемом боковых потоков, показатель политропы $n_{te} \neq n_g$, регулируемое частота вращения (см. 7.2.3, Таблица 3, факт 4d)

Проверочные условия отклоняются от условий по гарантии. Изменение частоты вращения делает возможным достигать отношения объемных расходов как идентичные отношениям гарантийного условия.. Необходимо установить, может ли быть выполнено испытание при одной и той же частоте вращения для обеих секций.

F.2.2.2 Цель испытания

Проверка гарантированной мощности на сопряжении в гарантийной точке и достижение заданного промежуточного давления в пределах полосы допуска от 0 % до 4 %.

F.2.2.3 Конфигурация системы

Четырехступенчатый компрессор с боковым потоком ниже по второй ступени для пропана с приводом от паровой турбины.

F.2.2.4 Гарантийные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Давление на впуске	$p_{1,g}$	0,1373 (1,373)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,g}$	- 32,3	°C
Тип газа	C_3H_8	—	—
Газовая постоянная	R_g	188,6	Дж/(кг·К)
Температура бокового потока	$t_{side,g}$	- 3	°C
Массовый расход бокового потока	$\dot{m}_{side,g}$	10,131	кг/с

В этом примере температура впуска, $t_{1,g}$, не является температурой в патрубке впуска компрессора; эта температура является решающей для преобразования, т.е. на впуске первого лопаточного колеса. Разность выводится из увеличения температуры, вызванного утечкой массового расхода, которая возвращается на сторону всасывания компрессора через разгрузочный барабан.

Объемный расход секции I и секции II также включает утечку массового расхода, которая рециркулируется через линию баланса.

F.2.2.5 Предмет гарантии

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Объемный расход на пуске	$\dot{V}_{1,g}$	4,406	м ³ /с
Давление бокового потока	$p_{side,g}$	0,4267 (4,267)	МПа (бар)
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	1,51 (15,1)	МПа (бар)
Мощность на сопряжении компрессора	P_{cou}	2909	кВт

F.2.2.6 Другие расчетные данные

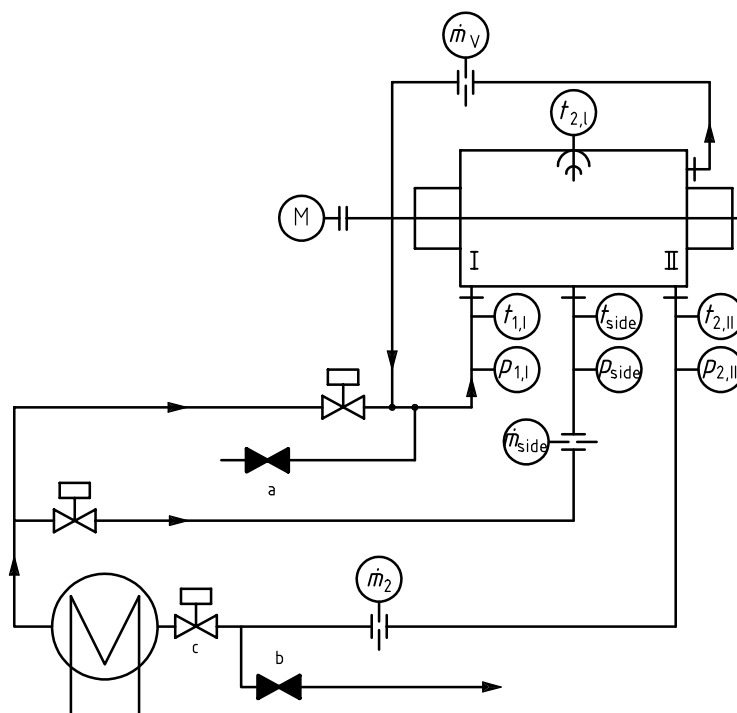
	Символ	Численное значение	Единица измерения
Частота вращения компрессора ^a	N_g	8261	1/мин
Диаметр 1-го лопаточного колеса	D_I	500	мм
	D_{II}	575	мм
Ширина выхода 1-го лопаточного колеса	b_I	34	мм
	b_{II}	14	мм
Усредненная шероховатость	Ra_I	2,8	мкм
	Ra_{II}	3,0	мкм
Температура на патрубке впуска ^b	$t_{nozzle,g}$	- 34,7	°C
Циркулирующий массовый расход через линию баланса ^b	$\dot{m}_{L,g}$	0,431	кг/с
Температура нагнетания ^b	$t_{2,g}$	68,4	°C
^a В случае, когда приводной механизм имеет регулируемую скорость, то она не является предметом гарантии; расчетная скорость указывается, используя нижний индекс "g". ^b Эти данные необходимы для преобразования результатов испытания, чтобы гармонизировать с гарантийными условиями.			

F.2.2.7 Схема расположения для проведения испытания

Так как невозможно проверить компрессор на испытательном стенде поставщика, используя исходный газ, то испытания проводятся с использованием замещающего газа в замкнутом контуре.

ВАЖНО — Этот пример был вычислен с испытательным газом R12, используемым в прошлом. Однако по причинам охраны окружающей среды этот газ больше не может применяться. Пример служит для того, чтобы показать процедуру проведения испытания компрессора с боковым потоком.

Схема расположения для проведения испытания и точки взятия замеров можно видеть на Рисунке F.4.



- a Подача газа.
 b Анализ газа.
 c Дроссельный клапан.

Рисунок F.4 — Схема расположения для проведения испытаний

F.2.2.8 Установочные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Тип газа	CF ₂ Cl ₂ (R12)	—	—
Газовая постоянная	R _{pr}	68,8	Дж/(кг·К)
Секция I:			
Давление на впуске	p _{1,I,pr}	0,08 (0,8)	МПа (бар)
Температура на впуске	t _{1,I,pr}	40,0	°C
Температура нагнетания	t _{2,I,pr}	91,2	°C
Секция II ^a :			
Давление на впуске ^a	p _{1,II,pr}	0,25 (2,5)	МПа (бар)
Температура на впуске ^a	t _{1,II,pr}	68,5	°C
Давление нагнетания	p _{2,II,pr}	0,9155 (9,155)	МПа (бар)
Температура нагнетания	t _{2,II,pr}	133,5	°C
Частота вращения	N _{pr}	5795	1/мин
^a Установление проверочных условий для секции II и проверочной частоты вращения делается итеративно, так как температура нагнетания от секции I, в частности, влияет на температуру впуска секции II.			

F.2.2.9 Установочные условия

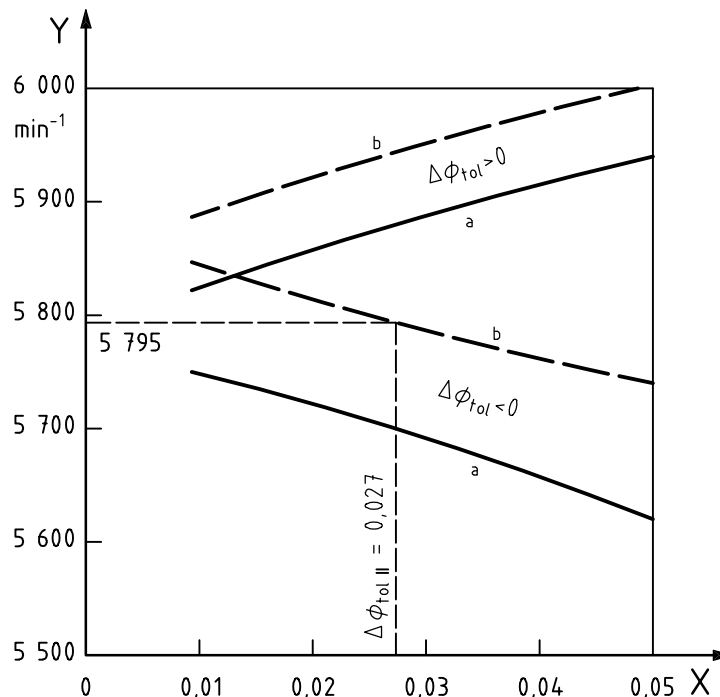
Вычисление установочных условий сделано с использованием Приложения А. Уместные установочные скорости (число оборотов) обеих секций определены для значений $|\Delta\phi|_{\text{tol}} = 0,01, 0,025$ и $0,05$.

Переменные вычислений, которые в некоторых случаях выводятся только как результат итерации, были следующими:

	Секции	
	I	II
$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_g$	3,1078	3,5393
n_g	1,1462	1,0746
n_{pr}	1,1403	1,1165
$\psi_{p,te}/\psi_{p,g}$	0,99632	0,99875
$\sqrt{\frac{(RZ_1T_1)_{pr}}{(RZ_1T_1)_g}}$	0,7016	0,6881

Рисунок F.5 показывает, что приверженность к внутреннему пределу допуска для обеих секций является невозможной. Число оборотов в минуту $N_{te} = 5795$ выбрано в качестве скорости на испытании. Это сделано для обеспечения проведения испытания в рамках внутреннего предела, по крайней мере, для первой секции, задавая даже небольшие отклонения в проверочных условиях.

Отклонение $\Delta\phi_{\text{tol}}$ для секции II составляет тогда – 2,7 %.



Обозначение

X коэффициент отношений объемных потоков, $|\Delta\phi_{\text{tol}}|$

Y скорость (число оборотов), N_{te}

a Секция I.

b Секция II.

Рисунок F.5 — Определение скорости на испытании

Аппроксимация диапазонов, в которых внутренние пределы допуска твердо придерживаются для каждой секции, могла бы достигаться путем увеличения температуры впуска первой секции и/или снижения температуры впуска второй секции. Упомянутая ранее испытательная аппаратура не обеспечивает такой вариант, так как температура впуска не может регулироваться отдельно.

F.2.2.10 Вычисления

Вычисление свойств газа выполнено с использованием BWRS – уравнения.

Исходный газ, секция I $p_{1,g} = 0,1373$ МПа (1,373 бар) $p_{2,g} = 0,4267$ МПа (4,267 бар)

$t_{1,g} = -32,3$ °C $t_{2,g} = 15,8$ °C

Определение влияния чисел Рейнольдса для секции I:

$$Re_u = \frac{u \cdot b}{\nu_1}$$

Исходный газ: $u_g = 216$ м/с; $\nu_{1,g} = 2,113 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $Re_{u,g} = 3,476 \cdot 10^6$

Испытательный газ $u_{pr} = 151,7$ м/с; $\nu_{1,pr} = 3,213 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $Re_{u,pr} = 1,605 \cdot 10^6$

Дальнейшее вычисление поправки числа Рейнольдса выполнено согласно подробному описанию в Приложении С:

$$\frac{1 - \eta_{p,g}}{1 - \eta_{p,pr}} = \frac{0,3 \cdot \lambda_\infty + 0,7 \cdot \lambda_g}{0,3 \cdot \lambda_\infty + 0,7 \cdot \lambda_{pr}} \quad (F.2)$$

при

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_\infty}} = 1,74 - 2 \cdot \log_{10} \left[2 \cdot \frac{Ra}{b} \right] \quad (F.3)$$

$$\lambda_\infty = 1,155 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_g}} = 1,74 - 2 \cdot \log_{10} \left[2 \cdot \frac{Ra}{b} + \frac{18,7}{Re_{u,g} \cdot \sqrt{\lambda_g}} \right] \quad (F.4)$$

$$\lambda_g = 1,212 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{pr}}} = 1,74 - 2 \cdot \log_{10} \left[2 \cdot \frac{Ra}{b} + \frac{18,7}{Re_{u,pr} \cdot \sqrt{\lambda_{pr}}} \right] \quad (F.5)$$

$$\lambda_{pr} = 1,268 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{1 - \eta_{p,g}}{1 - \eta_{p,pr}} = 0,968 2 \quad (F.6)$$

При $\eta_{p,g} = 0,817 0$, результат есть $\frac{\eta_{p,pr}}{\eta_{p,g}} = 0,99264$

$$\frac{\psi_{p,pr}}{\psi_{p,g}} = 0,5 + 0,5 \cdot \frac{\eta_{p,pr}}{\eta_{p,g}} = 0,996 32 \quad (F.7)$$

Секция II:

$$Re_{u,g} = 3,915 \cdot 10^6$$

$$Re_{u,pr} = 2,178 \cdot 10^6$$

$$\lambda_{\infty} = 1,374 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_g = 1,401 \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{pr} = 1,421 \cdot 10^{-2}$$

$$\frac{1 - \eta_{p,g}}{1 - \eta_{p,pr}} = 0,990 \ 2 \text{ при } \eta_{p,g} = 0,792 \tag{F.8}$$

$$\frac{\eta_{p,pr}}{\eta_{p,g}} = 0,997 \ 5 \tag{F.9}$$

$$\frac{\psi_{p,pr}}{\psi_{p,g}} = 0,998 \ 75 \tag{F.10}$$

F.2.2.11 Результаты испытания

	Символ	Численное значение			Ед. изм.
		1	2	3	
Номер теста		1	2	3	
Период проверки	—	xx.xx.xx x.xx	xx.xx.xx x.xx	xx.xx.xx x.xx	—
Частота вращения	N_{te}	5795	5795	5795	1/мин
Значения давления					
Давление впуска, секция I	$p_{1,I,te}$	0,08066 (0,8066)	0,08069 (0,8069)	0,07954 (0,7954)	МПа (бар)
Давление впуска, секция II	$p_{side} = p_{2,I,te} = p_{1,II,te}$	0,22599 (2,2599)	0,24891 (2,4891)	0,25937 (2,5937)	МПа (бар)
Давление нагнетания, секция II	$p_{2,II,te}$	0,71008 (7,1008)	0,87658 (8,7658)	0,92414 (9,2414)	МПа (бар)
Значения температуры:					
Температура впуска, секция I	$t_{1,I,te}$	38,9	39,1	39,4	°C
Темп. нагнетания, секция I	$t_{2,I,te}$	86,9	89,6	91,6	°C
Темп. бокового потока, секция II	$t_{side,te}$	43,0	43,3	43,9	°C
Темп. нагнетания, секция II	$t_{2,II,te}$	130,2	134,2	133,9	°C
Массовые расходы:					
Выпуск, секция II	$\dot{m}_{2,te}$	19,838	20,440	21,165	кг/с
Боковой поток	$\dot{m}_{side,te}$	7,261	8,456	9,916	кг/с
Линия баланса	$\dot{m}_{L,te}$	0,161	0,204	0,217	кг/с

F.2.2.12 Результаты вычисления

	Символ	Численное значение			Единица измерения	Замечания
		1	2	3		
Номер теста		1	2	3		
Массовый расход на впуске 1-го лопаточного колеса, секция I	$\dot{m}_{1,I,te}$	12,738	12,188	11,466	кг/с	Уравнение (F.2)
Объемный расход	$\dot{V}_{1,I,te}$	3,363	3,220	3,076	м ³ /с	Уравнение(E.55) ^a
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,I,te}$	23,50	25,79	27,15	кДж/кг	Уравнение(E.91) ^a
Политропная эффективность	$\eta_{p,I,te}$	0,786 4	0,823 5	0,839 0	—	Уравнение(E.100)
Температура смешивания на впуске секции II	$t_{1,II,te}$	71,0	70,6	69,5	°C	Уравнение(F.12) ^a
Массовый расход на впуске 1-го лопаточного колеса, секция II	$\dot{m}_{1,II,te}$	19,999	20,644	21,382	кг/с	Уравнение (F.13)
Объемный расход	$\dot{V}_{1,II,te}$	2,048	1,912	1,890	м ³ /с	Уравнение(E.55) ^a
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,II,te}$	28,42	31,19	31,33	кДж/кг	Уравнение(E.91) ^a
Политропная эффективность	$\eta_{p,II,te}$	0,767 4	0,795 8	0,792 6	—	Уравнение(E.100)

^a Определение коэффициента сжимаемости, Z , поправочного коэффициента, f , и значений энтальпии, используя BWRS – метод.

$$\dot{m}_{1,I,te} = \dot{m}_{2,te} - \dot{m}_{side,te} + \dot{m}_{L,te} \quad (F.11)$$

$$h(t_{1,II,te}, p_{1,II,te}) = \frac{\dot{m}_{1,I,te} h(t_{2,I,te}, p_{2,I,te}) + \dot{m}_{side} h(t_{side}, p_{1,II,te})}{\dot{m}_{1,I,te} + \dot{m}_{side,te}} \quad (F.12)$$

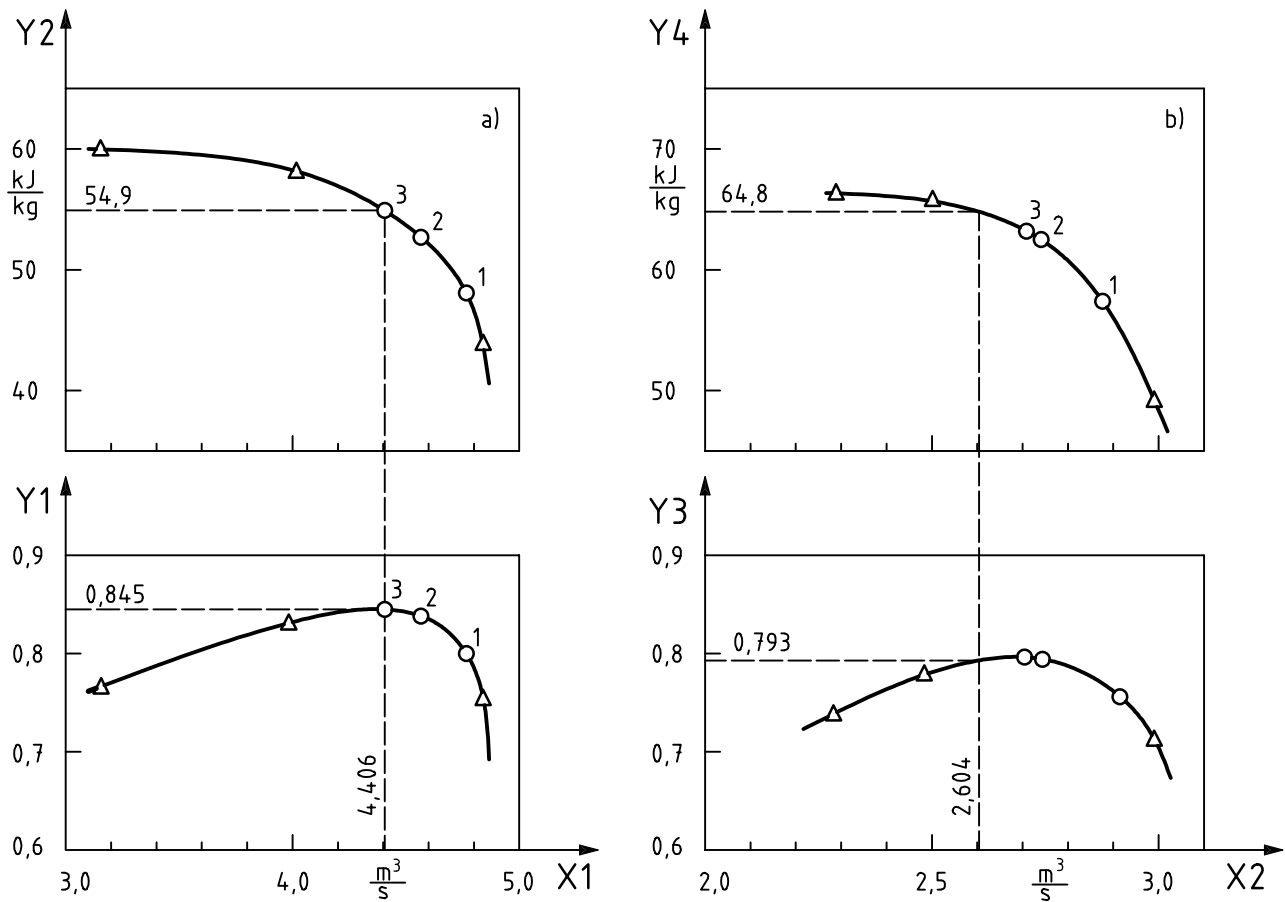
из которого можно определить температуру, $t_{1,II,te}$, при BWRS

$$\dot{m}_{1,II,te} = \dot{m}_{1,I,te} + \dot{m}_{side,te} \quad (F.13)$$

F.2.2.13 Преобразование в гарантийные условия в соответствии с 7.2.4.1

	Символ	Численное значение			Ед. изм.
		1	2	3	
Номер теста		1	2	3	
Объемный расход пуска, секция I	$\dot{V}_{1,I,co}$	4,802	4,598	4,392	м ³ /с
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,I,co}$	47,92	52,59	55,36	кДж/кг
Политропная эффективность	$\eta_{p,I,co}$	0,791 8	0,829 2	0,844 8	—
Объемный расход пуска, секция II	$\dot{V}_{1,II,co}$	2,921	2,727	2,696	м ³ /с
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,II,co}$	57,83	63,46	63,75	кДж/кг
Политропная эффективность	$\eta_{p,II,co}$	0,769 3	0,797 8	0,794 6	—

Преобразованные кривые рабочих характеристик секций можно нанести графически, используя эти данные, как показано на Рисунке F.6:



Обозначение

- X1 объемный расход всасывания в м³/с (m³/s), $\dot{V}_{1,I,co}$
- X2 объемный расход всасывания в кДж/кг (kJ/kg), $\dot{V}_{1,II,co}$
- Y1 политропная эффективность газа, $\eta_{p,I,co}$
- Y2 удельная работа политропного сжатия, $y_{p,I,co}$
- Y3 политропная эффективность газа, $\eta_{p,II,co}$
- Y4 удельная работа политропного сжатия, $y_{p,II,co}$

Рисунок F.6 — Дополнительные точки проверки, Δ, для рабочих характеристик секций I и II

Для проведения испытания был теоретически установлен рециркулирующий массовый расход утечки, $m_{L,te}$, в результате того, что делается допуск для измененных давлений, температур, газовой постоянной и зазоров. Это значение подтверждено с адекватным уровнем правильности путем измерений. По этой причине, вычисленные изменения в массовом расходе и увеличения температур, которые взяты в качестве базиса для расчета, были использованы для преобразования измеренных рабочих характеристик, связанных с впуском лопаточного колеса, в заданные рабочие характеристики, связанные со ступенями.

Демонстрация достижения гарантийных значений была возможной только при наложении рабочих характеристик двух секций.

На данной скорости делается полный расчет машины для заданного массового расхода, используя следующую процедуру:

$$\dot{m}_{us} = 13,585 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (\text{F.14})$$

$$\dot{m}_{1,l,g} = \dot{m}_{us} + \dot{m}_{L,g} = (13,585 + 0,431) \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 14,016 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (\text{F.15})$$

$$V_{1,l,g} = \frac{\dot{m}_{1,l,g}}{\rho_{1,l,g}} = 4,406 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (\text{F.16})$$

$$y_{p,l,co} = 54,90 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{из рабочей характеристики, Рисунок F.6a) } \quad (\text{F.17})$$

$$\eta_{p,l,co} = 0,845 \quad \text{из рабочей характеристики, Рисунок F.6a)}$$

$$P_{i,l,co} = \dot{m}_{1,l,g} \frac{y_{p,l,co}}{\eta_{p,l,co}} = 911 \text{ кВт}$$

$$p_{\text{side},co} = 0,445 \text{ МПа (4,454 бар)} \quad \text{из уравнения состояния}$$

$$t_{2,l,co} = 16,35 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{из уравнения состояния}$$

$$t_{\text{side}} = 1,8 \text{ }^\circ\text{C} = t_{\text{sat}} \quad \text{at } p_{\text{side}} = 0,445 \text{ МПа (4,454 бар)}$$

$$\dot{m}_{\text{side}} = 10,131 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$\dot{m}_{1,ll,g} = \dot{m}_{1,l,g} + \dot{m}_{\text{side}} = (14,016 + 10,131) \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 24,147 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$t_{1,ll,co} = 8,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{из вычисления смеси для реальных газов согласно Уравнению (F.12)}$$

$$V_{1,ll,co} = \frac{\dot{m}_{1,ll,g}}{\rho_{1,ll,co}} = 2,604 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{1,ll,co} = \frac{\dot{m}_{1,ll,g}}{\rho_{1,ll,co}} = 2,604 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \text{из уравнения состояния}$$

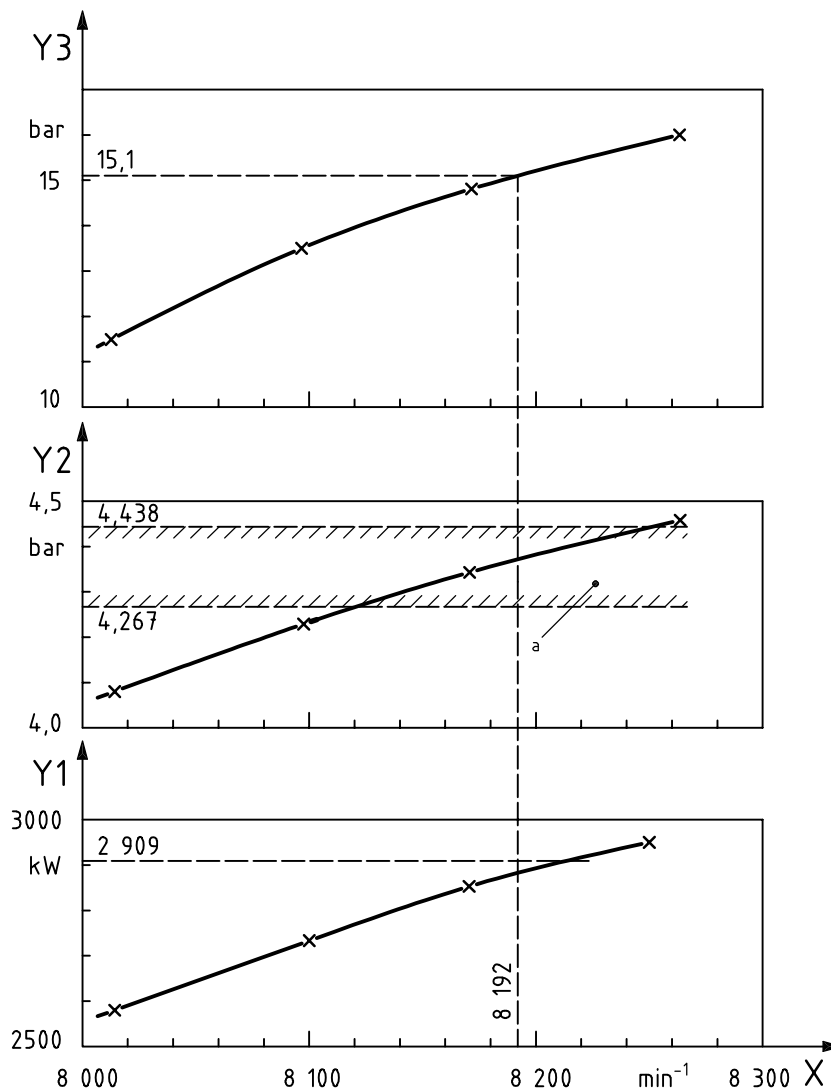
$$t_{2,co} = 70,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{из уравнения состояния}$$

Вычисленные механические потери $P_{\text{mech},g} = 64 \text{ кВт}$ добавлены к преобразованным мощностям газа $P_{i,co}$ для установления мощности на сопряжении.

Результирующее давление нагнетания компрессора не соответствует заданному давлению нагнетания на расчетной скорости. Это можно скорректировать в соответствии с 8.2.3.2 путем регулирования скорости. Начиная от скорости на испытании, принимаются небольшие изменения скорости, оставляя постоянным распределение коэффициента потока и коэффициента напора для каждой точки кривой рабочей характеристики. Следующее взаимоотношение можно нанести графически, если упомянутое выше вычисление выполнено для нескольких значений скорости:

$$\dot{m}_{us,g} = 13,585 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = \text{constant} \quad \dot{m}_{side,g} = 10,131 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = \text{constant}$$

× (умножить) на вычисленные значения для наложения кривых рабочих характеристик секций.



Обозначение

- X скорость в мин⁻¹, N_g
- Y1 мощность на сопряжении в кВт, $P_{cou,co}$
- Y2 давление бокового потока в барах, $P_{side,co}$
- Y3 давление нагнетания в барах, $P_{2,co}$

^a Полоса допуска для гарантированного промежуточного давления.

Рисунок F.7 — Гарантийное сравнение с расчетным изменением скорости; граничный режим в гарантийных условиях

А.2.2.14 Гарантийное сравнение

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	4,406	м ³ /с
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	1,51 (15,1)	МПа (бар)
Гарантированная мощность на сопряжении компрессора	$P_{\text{cou},g}$	2909	кВт
Преобразованная мощность на сопряжении компрессора	$P_{\text{cou},\text{co}}$	2860	кВт
Отклонение	—	– 1,7	%
Гарантированное давление бокового потока	$p_{\text{side},g}$	0,4267 (4,267)	МПа (бар)
Преобразованное давление бокового потока под гарантированным давлением нагнетания	$p_{\text{side},\text{co}}$	0,4336 (4,336)	МПа (бар)
Отклонение	—	+ 1,6	%
Согласованный допуск	—	$\begin{matrix} +4 \\ 0 \end{matrix}$	%

Гарантийное сравнение демонстрирует, что гарантированные значения были достигнуты в рамках согласованных допусков. По этой причине, вычисление погрешности измерений было опущено.

Ф.2.3 Пример испытания 3

Охлаждаемый компрессор, показатель политропы $n_{\text{te}} = n_g$, скорость не регулируется, $R \cdot Z_1 \cdot T_1$ регулируемый коэффициент охлаждаемой секции (см. 7.2.3, Таблица 3, факт 4b)

Скорость не может быть регулирована, но температуры в охлаждаемой секции могут регулироваться путем манипулирования потоком охлаждающей воды.

Преобразование выполняется отдельно для неохлаждаемой и охлаждаемой секции компрессора.

Ф.2.3.1 Цель испытаний

Проверка гарантированной рабочей характеристики в трех гарантийных точках под постоянным давлением нагнетания.

Ф.2.3.2 Конфигурация системы

Четырехступенчатый компрессор для воздуха, содержащий три промежуточных охладителя и регулируемое управление направляющими лопатками впуска для первой ступени, с приводом от электродвигателя и промежуточным редуктором.

F.2.3.3 Гарантийные предварительные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Давление на впуске	$p_{1,g}$	0,098 (0,98)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,g}$	20	°С
Относительная влажность воздуха	φ_g	70	%
Газовая постоянная	R_g	288,9	Дж/(кг·К)
Показатель адиабаты	k_g	1,4	—
Расход охлаждающей воды, полный	$\dot{V}_{W,g}$	0,056 9	м ³ /с
Температура воды охлаждения на впуске	$t_{W,1,g}$	27	°С
Частота вращения электродвигателя	$N_{M,g}$	1 490	1/мин

F.2.3.4 Предмет гарантии

	Символ	Численное значение			Единица измерения
		a	b	c	
Гарантийные точки		a	b	c	
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	7,208	5,763	4,680	м ³ /с
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	0,686 (6,86)	0,686 (6,86)	0,686 (6,86)	МПа (бар)
Мощность на сопряжении	$P_{cou,g}$	1 960	1 610	1 392	кВт

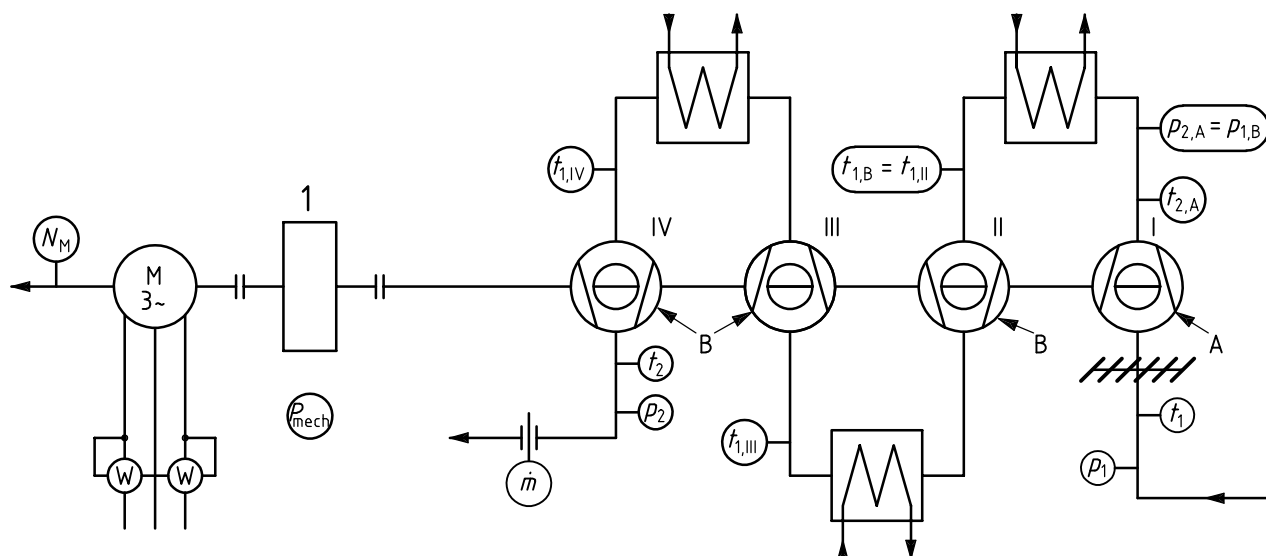
F.2.3.5 Другие расчетные цифры

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Температура на впуске			
Ступень II	$T_{1,II,g}$	310,2	К
Ступень III	$T_{1,III,g}$	312,2	К
Ступень IV	$T_{1,IV,g}$	315,2	К

F.2.3.6 Схема расположения для проведения испытания

Испытание планируется выполнять на месте установки при атмосферных условиях. Невозможно оценить промежуточные охладители в течение испытания, так на них будет подаваться поток охлаждающей воды, отличающийся от потока, заданного по гарантии вследствие различия температур охлаждающей воды на впуске.

Расположение для проведения испытания можно видеть на Рисунке F.8, который также иллюстрирует тип используемых измерительных приборов посредством символов.

**Обозначение**

1 редуктор с подшипниками компрессора

Рисунок F.8 — Схема расположения для проведения испытания с точками замеров**F.2.3.7 Условия испытания**

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Скорость вращения электродвигателя	$N_{M,te}$	1490	1/мин
Показатель адиабаты	k_{te}	1,4	—
Средняя температура на впуске	$t_{1,te}$	12,7	°C
Среднее давление на впуске	$p_{1,te}$	0,098 (0,98)	МПа (бар)
Температура охлаждающей воды	$t_{W,1,te}$	19	°C
Газовая постоянная	R_{te}	287,8	Дж/(кг К)
Отношение сниженных скоростей вращения неохлаждаемой секции А; Уравнение (2)	X_N	1,0146	—

F.2.3.8 Установочные условия

Так как условия проведения испытания отличаются от условий по гарантии, то машина делится на неохлаждаемую секцию (А), с которой работают в соответствии с 7.2.3, Таблица 3, факт 3а, и охлаждаемую секцию (В).

Проверка установочных условий для неохлаждаемой секции А согласно Приложению А показывает, что $\Delta\phi$ вблизи внутреннего предела допуска $\Delta\phi_{tol} = 0,001$. Поэтому никакой дополнительный допуск согласно 7.2.5 не принимается во внимание.

Газовая постоянная в условиях испытания, R_{te} , отличается от газовой постоянной по условиям гарантии, R_g , поэтому температуры повторного охлаждения, $T_{1,II,te}$, $T_{1,III,te}$ и $T_{1,IV,te}$, выбираются таким образом, что выполняется условие $(RZT_{1,i,te}) = (RZT_{1,i,g})$. Благодаря их слабому влиянию, допуск не принимается для разностей количества конденсата из-за различия в содержании воды ($x_g = 0,0106$, $x_{te} = 0,004$). Может потребоваться преобразование в гарантийные условия через отдельные ступени.

Не применяется коррекция числа Рейнольдса, так как условия проведения испытания лишь слегка отклоняются от гарантийных условий.

Испытание было проведено по упомянутым выше условиям.

F.2.3.9 Результаты испытания

	Символ	Численное значение			Единица измерения
		1	2	3	
Номер теста		1	2	3	
День проведения испытания		xx.xx.xxxx	xx.xx.xxxx	xx.xx.xxxx	
Газовая постоянная	R_{te}	287,8	287,8	287,8	Дж/(кг·К)
Скорость вращения мотора	$N_{M,te}$	1 488	1 490	1 492	1/мин
Позиция регулируемых направляющих лопастей впуска	—	+10°	+54°	+64°	—
Массовый расход ^a	\dot{m}	8,586	6,738	5,650	кг/с
Давление на впуске	$p_{1,te}$	0,096 6 (0,966)	0,0980 (0,980)	0,098 5 (0,985)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,te}$	12,1	12,9	13,0	°С
	$T_{1,te}$	285,25	286,05	286,15	К
Плотность	$\rho_{1,te}$	1,177	1,190	1,196	кг/м ³
Давление нагнетания	$p_{2,te}$	0,7451 (7,451)	0,743 7 (7,437)	0,703 0 (7,030)	МПа (бар)
Мощность на зажимах мотора	$P_{term,te}$	2 127	1 792	1 536	кВт
Эффективность мотора	$\eta_{M,te}$	95	95	95	%
Мощность на сопряжении	$P_{cou,te}$	2 062	1 702	1 459	кВт
Механические потери	$P_{mech,te}$	70	70	70	кВт
Мощность газа	$P_{i,te}$	1 992	1 632	1 389	кВт

^a Идентичный с используемым массовым расходом согласно Е.4.2. так как измерен на стороне нагнетания в соответствии с ISO 5167.

F.2.3.10 Преобразование в гарантийные условия

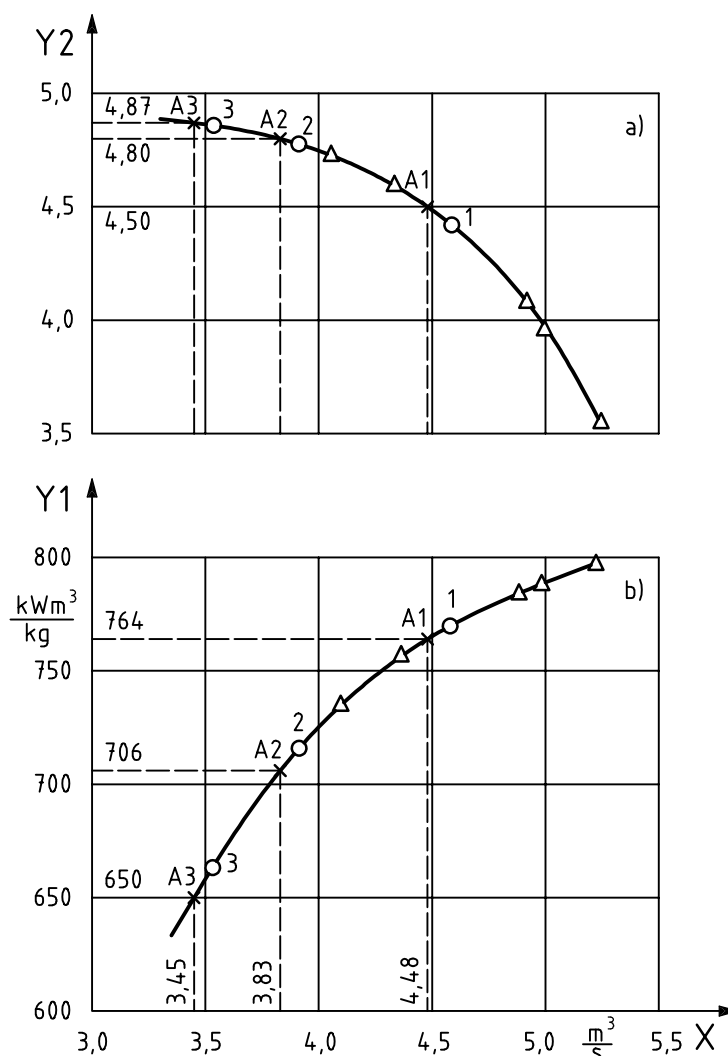
В соответствии с 7.2.4.2.2, Рисунок 5, когда $\vartheta_{j,te} \neq \vartheta_{j,g}$ но $\vartheta_{j,B,te} = \vartheta_{j,B,g}$

а) Секция А: Неохлаждаемая ступень I

	Символ	Численное значение			Единица измерения
		1	2	3	
Номер теста		1	2	3	
Объемный расход на впуске (идентичный с удобным объемным потоком на впуске)	$\dot{V}_{1,A,te}$	7,295	5,662	4,724	м ³ /
Давление на впуске	$p_{1,A,te}$	0,096 6 (0,966)	0,098 0 (0,980)	0,098 5 (0,985)	МПа (бар))
Температура на впуске	$t_{1,A,te}$	12,1	12,9	13,0	°C
Давление нагнетания	$p_{2,A,te}$	0,169 (1,69)	0,155 (1,55)	0,144 (1,44)	МПа (бар)
Температура нагнетания	$t_{2,A,te}$	74,6	71,8	70,1	°C
Отношение давлений	$\Pi_{A,te}$	1,75	1,582	1,462	—
Показатель политропы	$n_{A,te}$	1,548	1,690	1,920	—
Политропная эффективность	$\eta_{A,te}$	0,807	0,700	0,569	—
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,A,te}$	50,809	41,528	34,305	кДж/кВт
Газовая постоянная	$P_{i,A,te}$	542	401	326	кВт
Преобразованный объемный расход пуска	$\dot{V}_{1,A,co}$	7,305	5,662	4,718	м ³ /с
Преобразованная удельная работа политропного сжатия	$y_{p,A,co}$	50,945	41,528	34,213	кДж/кг
Преобразованное отношение давлений	$\Pi_{A,co}$	1,725	1,563	1,447	—
Преобразованная мощность газа	$P_{i,A,co}$	534	389	313	кВт

б) Секция В. Охлаждаемые ступени II - IV

	Символ	Численное значение			Еди-ца измр-ия	Замечания
		1	2	3		
Номер теста						
Температура на впуске	$t_{1,B,te}$	38,5	38,0	38,1	°C	—
Давление на впуске	$p_{1,B,te}$	0,169 (1,69)	0,155 (1,55)	0,144 (1,44)	МПа (бар)	—
Плотность	$\rho_{1,B,te}$	1,885	1,731	1,608	кг/м ³	—
Объемный расход впуска	$\dot{V}_{1,B,te}$	4,554	3,893	3,514	м ³ /с	—
Преобразованный объемный расход впуска	$\dot{V}_{1,B,co}$	4,560	3,893	3,509	м ³ /с	согласно Рисунку 5, [7]; см. Рисунок F.9
Давление нагнетания по всему компрессору	$p_{2,te}$	0,745 1 (7,451)	0,743 7 (7,437)	0,703 0 (7,030)	МПа (бар)	—
Отношение давлений	$\Pi_{B,te}$	4,409	4,798	4,882	—	—
Удельная работа изотермического сжатия	$y_{T,B,te}$	133,076	140,441	142,038	кДж/кг	—
Преобразованная удельная работа изотермического сжатия	$y_{T,B,co}$	133,439	140,441	141,657	кДж/кг	—
Преобразованное отношение давлений	$\Pi_{B,co}$	4,43	4,79	4,86	—	согласно Рисунку 5, [11]; см. Рисунок F.9
Мощность газа	$P_{i,B,te}$	1 450	1 231	1 063	кВт	$P_{i,B,te} = P_{i,te} - P_{1,A,te}$
Преобразованная мощность, связанная с плотностью	$P_{i,B,\rho}$	769	711	661	кВтм ³ /кг	$P_{i,B,\rho} = \left(\frac{P_i}{\rho_1} \right)_{B,co}$

**Обозначение**

- X объемный расход всасывания, $\dot{V}_{1,B,co}$, охлаждаемой секции, в $\text{m}^3/\text{с}$
 Y1 связанная с плотность мощность, $P_{i,B,\rho}$, kWm^3/kg ($\text{кВтм}^3/\text{кг}$)
 Y2 отношение давлений, $\Pi_{B,co}$
 O точка испытания (вычисленная в этом примере)
 Δ дополнительные проверочные точки
 x точки замера объемного расхода на впуске, $\dot{V}_{1,A,co}$, неохлаждаемой секции, $\text{m}^3/\text{с}$ ($\text{m}^3/\text{с}$)

Рисунок F.9 — Преобразованные значения для отношения давлений и мощность, связанная с плотностью, для охлаждаемой секции В компрессора

Преобразованное отношение давлений

$$\Pi_{B,co} \text{ (см. Рисунок F.9)}$$

и

$$P_{i,B,\rho,co} = \left(\frac{P_i}{\rho_1} \right)_{B,co} \text{ [см. Рисунок F.9 b]}$$

наносятся графически в функции преобразованного объемного расхода на впуске, $\dot{V}_{1,B,co}$, секции В.

с) Значения для всего компрессора (секции А + В)

Следующий результат получен для отдельных контрольных точек объемного потока на впуске охлаждаемой секции В (см. Рисунок F.10) при учете преобразованного отношения давлений для неохлаждаемой секции А:

	Символ	Численное значение			Единица измерения	Замечания
		1	2	3		
Номер теста		1	2	3		
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,B,co}$	4,48	3,83	3,45	м ³ /с	Согласно Рисунку 5, [12]
Плотность при состоянии впуска секции В	$\rho_{1,B,co}$	1,886	1,709	1,581	кг/м ³	—
Отношение значений давления секции В	$\Pi_{B,co}$	4,50	4,80	4,87	—	Согласно Рисунку 5
Плотность, имеющая отношение к мощности секции В	$P_{i,B,\rho,co}$	764	706	650	кВтм ³ /кг	—
Преобразованная мощность газа секции В	$P_{i,B,co}$	1 441	1 206	1 028	кВт	—

	Символ	Численное значение			Единица измерения	Замечания
		1	2	3		
Номер теста		1	2	3		
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,co}$	7,305	5,66	4,718	м ³ /с	см. Рисунок F.10 а) и b)
Преобразованное отношение давлений секции А	$\Pi_{A,co}$	1,725	1,563	1,446	—	—
Преобразованное отношение давлений секции В	$\Pi_{B,co}$	4,50	4,80	4,87	—	—
Преобразованное отношение полных (абсолютных) давлений	Π_{co}	7,763	7,502	7,042	—	см. Рисунок F.10 b); согласно Рисунку 5
Преобразованная мощность газа, секция А	$P_{i,A,co}$	534	389	313	кВт	—
Преобразованная мощность газа, секция В	$P_{i,B,co}$	1 441	1 206	1 028	кВт	—
Механические потери во время испытания	$P_{mech,te}$	70	70	70	кВт	—
Преобразованные механические потери	$P_{mech,co}$	70	70	70	кВт	—
Преобразованная мощность на сопряжении	$P_{cou,co}$	2 045	1 665	1 411	кВт	см. Рисунок F.10 а)
Преобразованная удельная работа изотермического сжатия	$u_{T,co}$	173,571	170,680	165,310	кДж/кг	—
Преобразованная изотермическая мощность компрессора	$P_{T,co}$	1467	1118	902,5	кВт	—
Преобразованная изотермическая эффективность на сопряжении	$\eta_{T,cou,co}$	71,7	67,2	63,6	%	—

F.2.3.11 Погрешность измерения

Погрешность измерения результатов для контрольной точки I.

Погрешности измерений результатов вычислены в соответствии с 6.4:

Для объемного расхода на впуске.

	Значение %	Замечание	Ссылка
$\tau_{\dot{m}}$	1,1	согласно ISO 5167-1	—
τ_N	0,07	цифровой измерительный прибор, 1 поворот, имеющий отношение к окончательному значению	6.4.2.4, Уравнение (18)
τ_{p1}	0,14	133 Па (1,33 мбар) к абсолютному давлению	6.4.2.1.2, Уравнение (17)
τ_{T1}	0,35	1 К к абсолютной температуре	6.4.2.2.2 и Таблица 1
$\tau_{res,\dot{V}}$	1,165	—	6.4.4.2.1, Уравнение (24)

для отношения значений давления

	Значение %	Замечание	Ссылка на секцию
τ_{p2}	0,9	класс качества 0,6, окончательное значение 0,1 МПа (10 бар)	6.4.2.1.1, Уравнение (15)
$\tau_{res,\Pi}$	1,160	с $X = 1,014$ и $\ln \Pi = 2,051$	6.4.4.2.2, Уравнение (25) 4.2, Уравнение (2)

для мощности на сопряжении

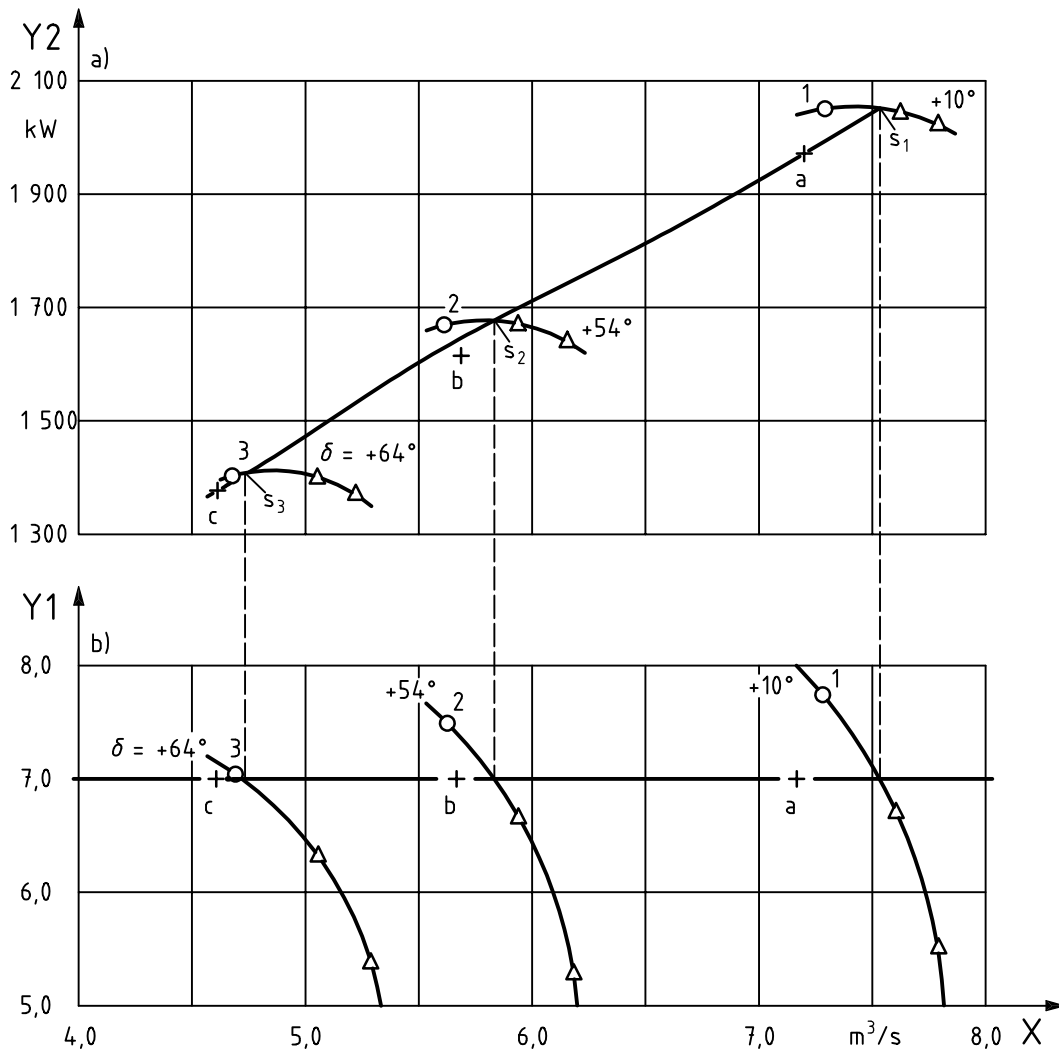
	Значение %	Замечание	Ссылка на секцию
		с $\varepsilon_2 = 2\,954$	6.4.4.2.4, Уравнение (28)
$\tau_{P,cou}$	0,87	Категории качества: трансформатор тока, 0,5; трансформатор напряжения, 0,5; ваттметр, 0,5	6.4.2.6, Уравнение (21)
$\tau_{P,mech}$	2,86	—	—
$\tau_{T,1,B}$	0,323	1 К к абсолютной температуре	6.4.2.2.2
$\tau_{T,1,j}$	0,32	1 К к абсолютной температуре	—
$\tau_{res,P,cou}$	1,045	с $\varepsilon_3 = 0,73$ и $\ln \Pi_{A,co} = 0,545$	6.4.4.2.4, Таблица 1 $g_{j,te} \neq g_{j,g}$, факт 2

Погрешность измерения результатов следует рассчитывать аналогично для контрольных точек 2 и 3, чтобы иметь возможность выполнить гарантийное сравнение для гарантийных точек (b) и (c) (смотрите Рисунок F.11).

Полагают, что погрешность измерения результатов для точек 1, 2 и 3 может быть перенесена для точек s_1 , s_2 и s_3 .

Сравнение с гарантией

В дополнение к экспериментальным значениям, собранным здесь, [отмеченным с "О" на рисунке F.10 а) и б)], последующие контрольные точки использовались [на Рисунке F.10 а) и б)] на каждой из позиций впускных направляющих лопаток. Оценка и преобразование результатов осуществлялись в одной и той же манере (показано знаком Δ на Рисунке F.10).



Обозначение

- X объемный расход всасывания ($m^3/s - m^3/c$), $\dot{V}_{1,co}$
- Y1 отношение давлений, Π_{co}
- Y2 мощность на сопряжении (kW-кВт), $P_{cou,co}$
- + гарантийные точки
- O контрольная точка (вычисленная в этом примере)
- Δ дополнительные контрольные точки

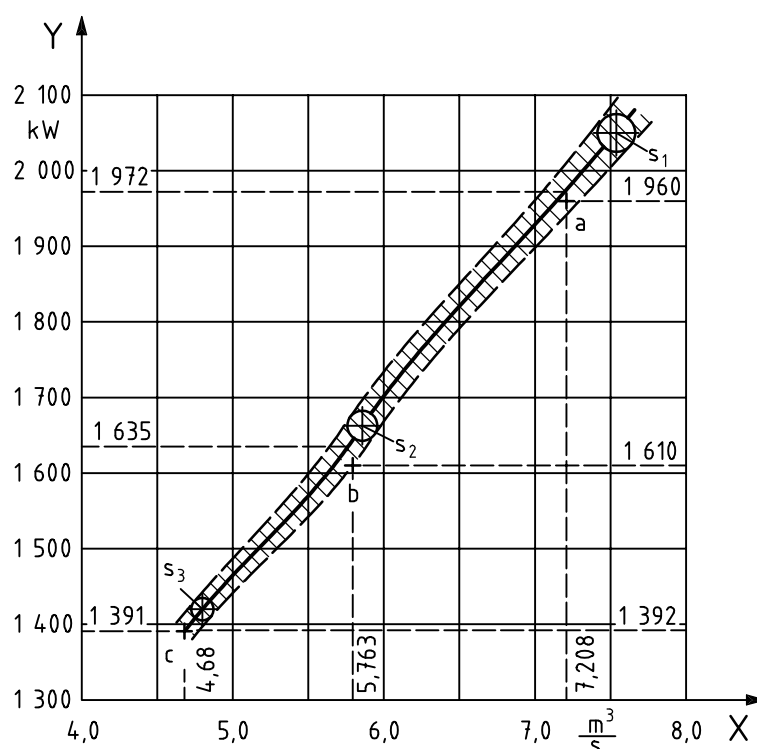
Рисунок F.10 — Преобразованные значения для мощности на сопряжении и отношения полных (абсолютных) давлений

Все точки собраны на Рисунке F.10 а) и б); значения мощности при гарантийном отношении давлений $\Pi_g = 7,0$ взяты из графика на Рисунке F.10 а). В случае, когда гарантийные точки образуют другую кривую рабочей характеристики, то можно выполнить интерполяцию вдоль точек пересечения этой кривой с измеренными характеристическими кривыми компрессора.

Гарантийное сравнение, которое показано в графическом виде на Рисунке F.11, дает следующий результат:

	Символ	Численное значение			Ед. изм.
		a	b	c	
Гарантийная точка при $\Pi_g = 7,0$					
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	7,208	5,763	4,680	м ³ /с
Гарантированная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou},g}$	1 960	1 610	1 392	кВт
Преобразованная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou},\text{co}}$	1 972	1 635	1 391	кВт
Отклонение	—	+ 0,6	+ 1,55	− 0,1	%
Избыток мощности, применяя погрешность измерения	—	—	+ 0,3	—	%

Это указывает на то, что гарантия выполняется для двух гарантийных точек, тогда как в отношении средней точки легкий выход за установленные пределы все еще остается после применения погрешности измерения.



Обозначение

X — объемный расход на всасывании (м³/с — м³/с), $\dot{V}_{1,\text{co}}$

Y — мощность на сопряжении (kW — кВт), $P_{\text{cou},\text{co}}$

+ — гарантийные точки

Заштрихованная область применяется в качестве полосы погрешностей измерений для $P_{\text{cou},\text{co}}$ при $\Pi_g = 7,0$.

Рисунок F.11 — Гарантийное сравнение для $P_{\text{cou},\text{co}}$

F.2.4 Пример испытания 4

Охлаждаемый компрессор, показатель политропы $n_{te} = n_g$, частота вращения не регулируется (см. 7.2.3, Таблица 3, факт 4а)

Частота вращения не регулируется до гарантийных условий, температура на впуске и температура повторного охлаждения регулируются с результатом, что $\rho_{j,te} = \rho_{j,g}$ отношения объемных расходов могут быть удовлетворены (преобразование в соответствии с Таблицей 3).

F.2.4.1 Цель испытаний

Проверка гарантированной связанной мощности в четырех гарантийных точках при двух разных отношениях давлений.

F.2.4.2 Конфигурация системы

Трехступенчатый компрессор для воздуха с промежуточным охлаждением каждой ступени и с приводом от электродвигателя.

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Давление на впуске	$p_{1,g}$	0,0994 (0,994)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,g}$	20	°C
Относительная влажность воздуха	φ_g	70	%
Газовая постоянная	R_g	288,887	Дж/(кг К)
Показатель адиабаты	k_g	1,4	—
Объемный расход воды охлаждения	$\dot{V}_{W,g}$	60	м ³ /ч
Температура охлаждающей воды на впуске	$t_{W,g}$	23	°C

F.2.4.3 Предмет гарантии

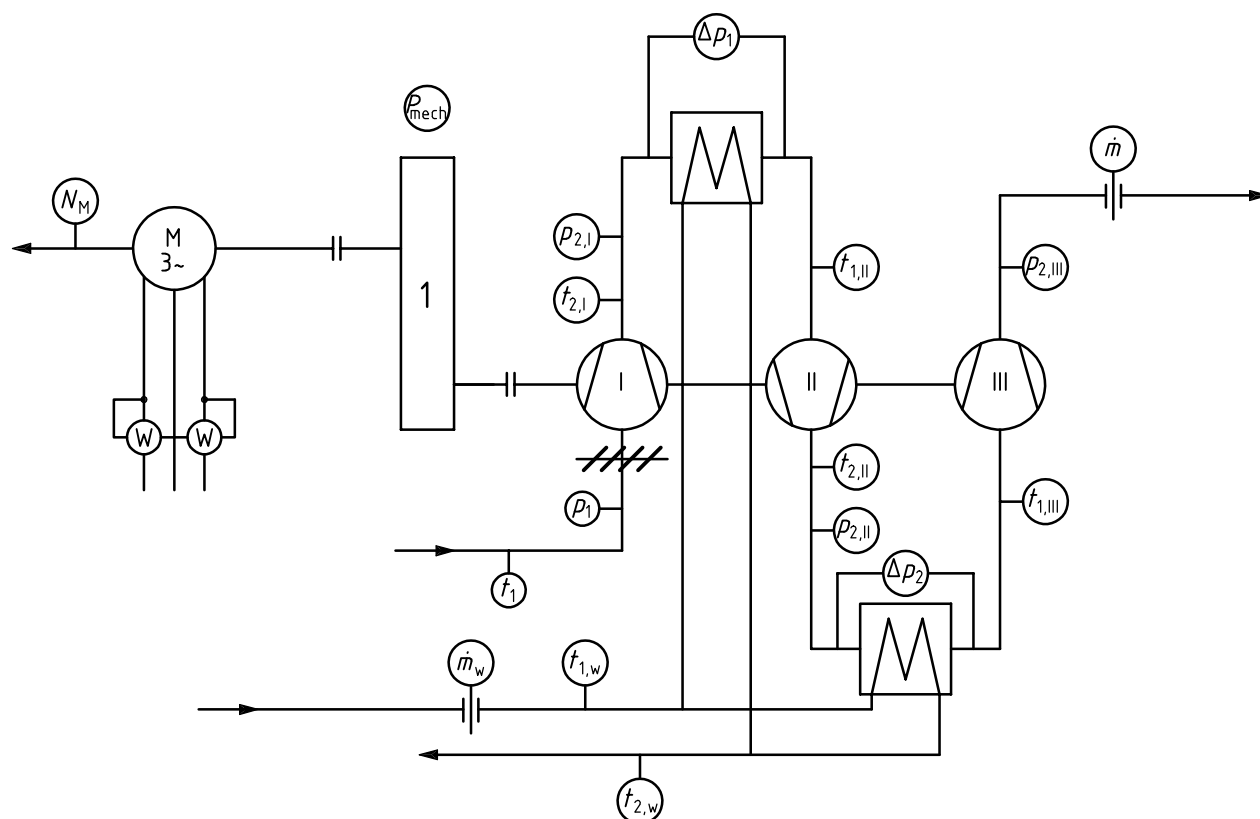
	Символ	Численное значение				Ед. изм.
Гарантийная точка		a	b	c	d	
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	24490	24490	17140	14910	м ³ /ч
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	0,65 (6,5)	0,55 (5,5)	0,65 (6,5)	0,55 (5,5)	МПа (бар)
Мощность на сопряжении	P_{cou}	1830	1730	1420	1200	кВтч
Связанная мощность на сопряжении	$\left(\frac{P_{cou}}{\dot{V}_1}\right)_g$	0,07472	0,07064	0,08285	0,08048	$\frac{кВтч}{м^3}$

F.2.4.4 Другие расчетные данные

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Скорость вращения, приводной мотор	$N_{M,g}$	1480	1/мин
Температура воздуха на впуске:			
Ступень II	$t_{1,II,g}$	29	°C
Ступень III	$t_{1,III,g}$	29	°C

F.2.4.5 Схема расположение для проведения испытания

Приемочные испытания выполняются на испытательной установке производителя. Мощность на зажимах электродвигателя измеряется, используя метод двух ваттметров. Мощность на сопряжении рассчитывается из мощности на зажимах электродвигателя, используя метод отдельной потери.



Обозначение

1 редуктор

Рисунок F.12 — Схема расположения и точки замеров

Температуры повторного охлаждения регулируются путем установки параметров охлаждающей воды и температуры, а качество охладителей оценивается одновременно.

Испытательную аппаратуру можно видеть на Рисунке F.12. Компрессор оснащается системой регулирования направляющих лопаток, смонтированной перед входом первой ступени.

Только преобразователи электрических данных вместе с системой сбора данных и контроллером использованы для проведения измерений. Проверка измерительных приборов сделана перед испытаниями в сертифицированной поверочной лаборатории.

Условия проведения испытания

Для проверки связанной мощности в четырех гарантийных точках, всего пять сегментов кривой рабочей характеристики для разных позиций направляющих лопаток в пределах рабочего диапазона компрессора использованы в каждом случае таким образом, что две заводские характеристики, $\Pi_{g1} = \text{constant}$ и $\Pi_{g2} = \text{constant}$, пересекались с сегментами кривой рабочей характеристики компрессора.

Только контрольные точки кривой рабочей характеристики с отрицательной предварительной закруткой потока $\delta_1 = \text{const.}$ показаны в рамках этого примера.

Гарантийное сравнение выполнено, используя графические методы, и вычисление погрешностей измерений для гарантийного сравнения сделано для трех гарантийных точек.

F.2.4.6 Установочные условия

Температуры повторного охлаждения выше по потоку второй и третьей ступени могут быть отрегулированы путем изменения потока охлаждающей воды таким образом, что отношения температур ϑ_j гармонируют с расчетными значениями.

Доказана возможность твердо держаться условий подобия на всех испытаниях без учета дополнительного допуска (установочные условия на всех ступенях находятся в рамках внутреннего допуска $\Delta \phi_{tol} \pm 0,01$). Благодаря выполнению испытания с использованием исходного газа и с небольшими отклонениями от условий проведения испытаний, нет необходимости в преобразовании эффективности, как результата различающихся чисел Рейнольдса.

	Символ	Численное значение			Единица измерения
		1	2	3	
Номер теста		1	2	3	
Скорость электродвигателя	$N_{M,te}$	1 487	1 488	1 487	1/мин
Массовый расход ^a	\dot{m}_{te}	23 389	30 157	30 695	кг/ч
Давление впуска	$p_{1,te}$	0,096 1 (0,961)	0,095 9 (0,959)	0,095 6 (0,956)	МПа (бар)
Температура впуска	$t_{1,te}$	21,75	22,03	22,99	°C
Влажность воздуха	φ_{te}	50	45	41	%
Газовая постоянная	R_{te}	288,567	288,444	288,402	Дж/(кгК)
Температура воды охлаждения на впуске	$t_{W,1,te}$	23,3	23,1	23,7	°C
температура					
ступень I нагнетания	$t_{2,I,te}$	115,1	115,1	116,2	°C
впуск ступени II	$t_{1,II,te}$	30,5	31,0	32,0	°C
ступень II нагнетания	$t_{2,II,te}$	95,9	92,9	91,6	°C
впуск ступени III	$t_{1,III,te}$	30,6	31,0	32,1	°C
ступень III нагнетания	$t_{2,III,te}$	91,1	87,5	86,5	°C
давление					
ступень I нагнетания	$p_{2,I,te}$	0,210 0 (2,100)	0,202 4 (2,024)	0,197 2 (1,972)	МПа (бар)
впуск ступени II	$p_{1,II,te}$	0,204 4 (2,044)	0,195 7 (1,957)	0,190 0 (1,900)	МПа (бар)
ступень II нагнетания	$p_{2,II,te}$	0,374 5 (3,745)	0,323 4 (3,234)	0,333 1 (3,331)	МПа (бар)
впуск ступени III	$p_{1,III,te}$	0,371 1 (3,711)	0,316 1 (3,161)	0,328 1 (3,281)	МПа (бар)
ступень III нагнетания	$p_{2,III,te}$	0,649 6 (6,496)	0,534 3 (5,343)	0,520 9 (5,209)	МПа (бар)

	Символ	Численное значение			Единица измерения
Мощность на сопряжении определяется из энергетического баланса:					
Разность удельных энтальпий					
ступень I	$Dh_{I,te}$	94,47	93,84	94,00	кДж/кг
ступень II	$Dh_{II,te}$	65,83	62,33	59,99	кДж/кг
ступень III	$Dh_{III,te}$	60,93	59,89	54,76	кДж/кг
Мощность газа на ступени					
ступень I	$P_{i,I,te}$	744,99	786,12	801,47	кВт
ступень II	$P_{i,II,te}$	519,15	522,12	511,50	кВт
ступень III	$P_{i,III,te}$	480,48	476,56	466,93	кВт
Всего:	$P_{i,te}$	1 744,60	1 784,80	1 779,90	кВт
Механические потери мощности	$P_{mech,te}$	42	44	44	кВт
Потери теплопроводности и излучения ^b	$P_{rad,te}$	5	5	5	кВт
Мощность на сопряжении	$P_{cou,te}$	1 791,6	1 833,8	1 828,9	кВт
^a Измерен согласно ISO 5167-1 на стороне нагнетания; идентичен с практическим массовым потоком, так как нет конденсации воды в охладителях. ^b Расчетные потери.					

	Символ	Численное значение			Ед. измер.	Замечания
Номер теста		1	2	3		
Отношение давлений	P_{te}	6,758	6,166	5,447	—	—
Удельная работа изотермического сжатия	$y_{T,te}$	162,51	154,81	144,67	кДж/кг	Уравнение(E.63)
Плотность на впуске	$\rho_{1,te}$	1,1300	1,1261	1,1202	кг/м ³	—
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,te}$	25 124	26 780	27 400	м ³ /ч	—

F.2.4.7 Мощность на сопряжении по измеренной электрической мощности

	Символ	Численное значение			Единица измерения
Номер теста		1	2	3	
Мощность на зажимах	$P_{term,te}$	1 890	1 942	1 927	кВт
Скорость вращения, электрический двигатель	$N_{M,te}$	1 487	1 488	1 487	1/мин
Потери мощности, электродвигатель	$P_{V,te}$	75,6	77,7	77,1	кВт
Мощность на сопряжении	$P_{cou,te}$	1 814,4	1 864,3	1 849,9	кВт

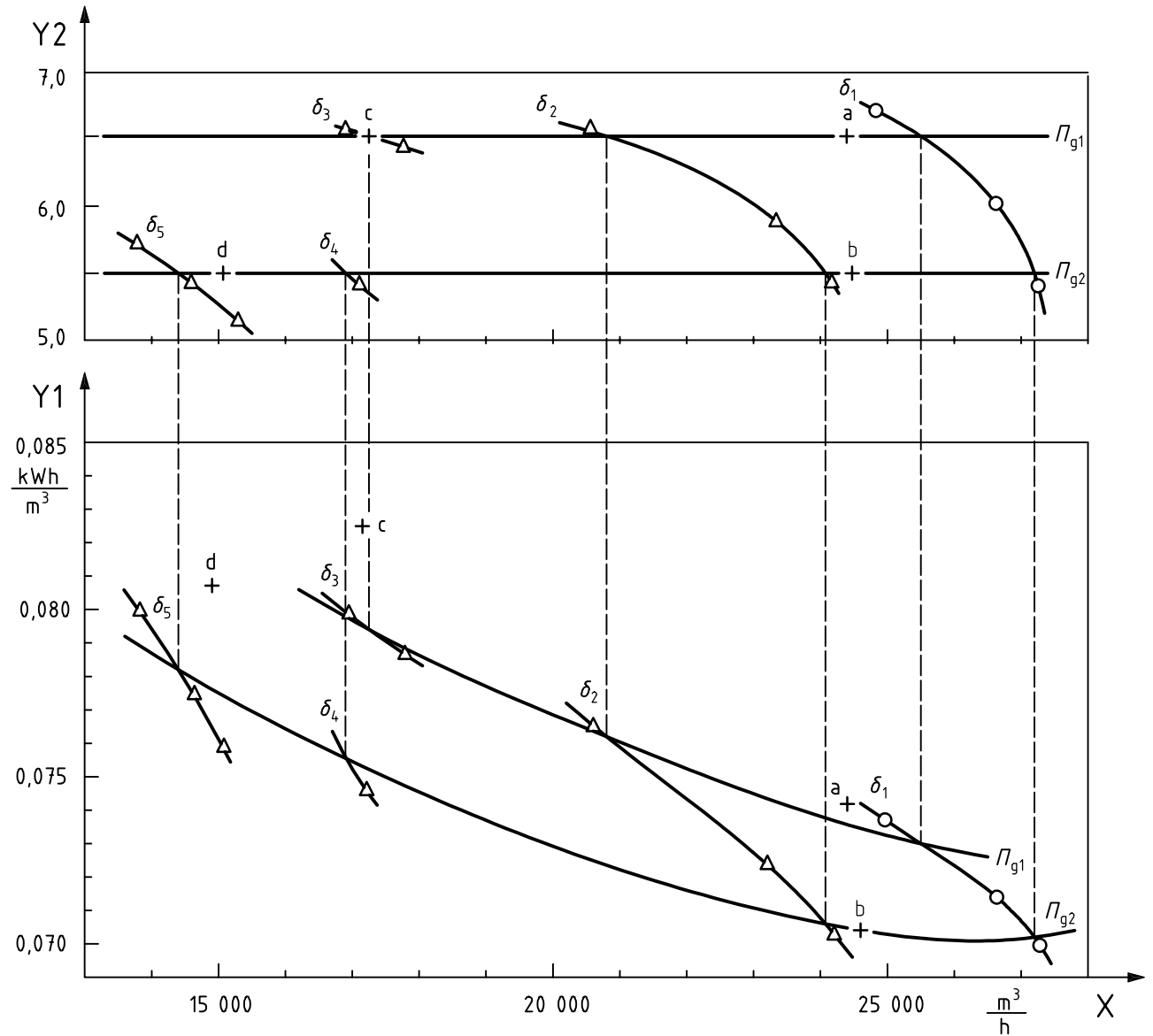
По согласованию, измеренная электрическая мощность используется для последующей оценки тестов.

F.2.4.8 Связанная мощность

	Символ	Численное значение			Ед. изм.
		1	2	3	
Связанная мощность на сопряжении	$\left(\frac{P_{\text{cou}}}{\dot{V}_1}\right)_{\text{te}}$	0,072 22	0,069 62	0,067 51	$\frac{\text{кВтч}}{\text{м}^3}$
Мощность изотермического сжатия	P_T	1 281,6	1 296,9	1 233,5	кВт
Изотермическая эффективность на сопряжении	$\eta_{T,\text{cou,te}}$	0,706	0,696	0,667	—

F.2.4.9 Преобразования в гарантийные условия

	Символ	Численное значение			Ед. изм.	Ссылки
		1	2	3		
Номер теста		1	2	3		
Скорость на испытании	$N_{M,\text{te}}$	1 487	1 488	1 487	1/мин	—
Расчетная скорость	$N_{M,g}$	1 480	1 480	1 480	1/мин	—
Преобразованный объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,\text{co}}$	25 006	26 629	27 264	м ³ /ч	Рисунок 4
Преобразованная работа изотермического сжатия	$y_{T,\text{co}}$	161,59	153,15	143,31	кДж/кг	Рисунок 4
Преобразованное отношение давлений	Π_{co}	6,766 6	6,097 7	5,429 0	—	Рисунок 4
Преобразованная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou,co}}$	1 868,1	1 910,6	1 909,6	кВт	Рисунок 4
Преобразованная связанная мощность	$\left(\frac{P_{\text{cou}}}{\dot{V}_1}\right)_{\text{co}}$	0,074 71	0,071 75	0,070 04	$\frac{\text{кВтч}}{\text{м}^3}$	—

**Обозначение**

X объемный расход всасывания ($\text{m}^3/\text{h} - \text{м}^3/\text{ч}$), $\dot{V}_{1,\text{co}}$

Y1 связанная мощность на сопряжении ($\text{kWh}/\text{m}^3 - \text{кВтч}/\text{м}^3$), $\left(\frac{P_{\text{соп}}}{\dot{V}_1}\right)_{\text{co}}$

Y2 коэффициент сжатия, Π_{co}

+ гарантийные точки

○ контрольные точки (вычисленные в этом примере)

△ дополнительные контрольные точки на разных установках направляющих лопаток θ

Рисунок 13 — Связанная мощность на сопряжении и отношение давлений как функция объемного расхода на впуске

Погрешности измерений

Относительные погрешности измерений вычислены для точки замера 1, используя метод разности, из секции 6.4.4.3 для демонстрации. Метод из 6.4.4.2.4 можно было бы применить в этом случае.

Начальное уравнение для относительной неопределенности измерения связанной мощности на сопряжении имеет вид:

$$W(x_i) = \frac{P_{\text{cou,cog}}}{\dot{V}_{1,g}} = \frac{P_{i,\text{cog}}}{\dot{V}_{1,g}} + \frac{P_{\text{mech,cog}}}{\dot{V}_{1,g}} \tag{F.18}$$

где

$$P_{i,\text{cog}} = P_{i,\text{co}} \cdot \frac{y_{T,g}}{y_{T,\text{co}}} \cdot \frac{\dot{V}_{1,g}}{\dot{V}_{1,\text{co}}} \tag{F.19}$$

где работа ступени по изотермическому сжатию для аппроксимированного введения влияния температуры повторного охлаждения определяется следующим выражением:

$$y_{T,z} = \left(\frac{1}{z} + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{1,j,\text{av}}}{T_{1,l}} \right) \cdot R \cdot Z \cdot T_{1,l} \cdot \ln \frac{p_{2,z}}{p_{1,l}} \tag{F.20}$$

$$W(x_i) = K_c \cdot \frac{P_{\text{cou,te}} - P_{\text{mech,te}}}{\dot{m}_{\text{te}} \cdot \left(\frac{1}{z} + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{1,II,\text{te}}}{T_{1,I,\text{te}}} \right) \cdot \left(R \cdot Z \cdot T_{1,l} \cdot \ln \frac{p_{2,III}}{p_{1,l}} \right)_{\text{te}}} + \frac{P_{\text{mech,cog}}}{\dot{V}_{1,g}} \tag{F.21}$$

где

$$K_c = 10^5 \cdot p_{1,I,g} \left(\frac{1}{z} + \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{1,II,g}}{T_{1,I,g}} \right) \cdot \ln \left(\frac{p_{2,III}}{p_{1,l}} \right)_g \tag{F.22}$$

где

$$p_{1,I,g} = 99,4 \text{ кПа (0,994 бар)}$$

$$p_{2,III,g} = 650 \text{ кПа (6,5 бар)}$$

$$T_{1,I,g} = 293,15 \text{ К}$$

$$T_{1,II,g} = 302,15 \text{ К}$$

$$\dot{V}_{1,g} = 24490 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$P_{\text{mech,co}} = P_{\text{mech,te}}$$

$$Z = 3$$

$$\text{в результате } W(x_i) = 0,073423 \text{ кВтч/м}^3$$

Как при выведении уравнений в 6.4.4.2, p_1 , p_2 , и абсолютное давление, содержащиеся в уравнении массового потока, рассматриваются здесь путем упрощения как измеренные переменные, независимые друг от друга, даже хотя они содержат общую ошибку проведения измерения внешнего давления, p_{amb} , через Уравнение (17).

Измеренная переменная	Символ	Ед. изм.	x_i	τ_{xi} %	V_{xi}	$W(x_i + V_{xi})$ kW/m ³	$W(x_i - V_{xi})$ kWh/m ³	f_{xi}	f_{xi}^2
Мощность на сопряжении	$P_{cou,te}$	кВт	1 814,4	0,5	9,207	0,073 795	0,073 050	$5,073 3 \cdot 10^{-3}$	$2,573 8 \cdot 10^{-5}$
Мех. потери мощности	$P_{mech,te}$	кВт	42	10	4,2	0,073 424	0,073 421	$2,197 4 \cdot 10^{-5}$	$4,828 7 \cdot 10^{-10}$
Массовый расход	\dot{m}_{te}	кг/ч	28 389	1,2	340,668	0,072 573	0,074 294	$1,172 1 \cdot 10^{-2}$	$1,373 9 \cdot 10^{-4}$
Температура на впуске ступени I	$T_{1,I,te}$	К	294,9	0,3	1	0,073 343	0,073 502	$1,082 5 \cdot 10^{-3}$	$1,171 8 \cdot 10^{-6}$
Температура на впуске ступени II	$T_{1,II,te}$	К	303,65	0,3	1	0,073 264	0,073 582	$2,165 0 \cdot 10^{-3}$	$4,687 3 \cdot 10^{-6}$
Пост. газа	R_{te}	Дж/(кгК)	288,567	0	0	0,073 423	0,073 423	0	0
Коэффициент сжимаемости	Z_{te}	—	1	0	0	0,073 423	0,073 423	0	0
Давление на впуске	$p_{1,I,te}$	кПа (бар)	96,12 (0,961 2)	10,7 (0,107)	0,1028 (0,001 028)	7,346 3 (0,073 463)	0,073 383	$5,464 6 \cdot 10^{-4}$	$2,986 2 \cdot 10^{-7}$
Давление нагнетания	$p_{2,III,te}$	кПа (бар)	649,6 (6,496)	25,4 (0,254)	1,65 (0,016 5)	7,332 8 (0,073 328)	0,073 518	$1,297 9 \cdot 10^{-3}$	$1,684 5 \cdot 10^{-6}$
								$\Sigma f_{xi}^2 = 1,709 7 \cdot 10^{-4}$	

$$\tau_{res} = \pm \sqrt{\sum f_x^2}$$

Относительная неопределенность измерения результатов для преобразованной связанной мощности:

$$\tau_{res} = 1,31 \%$$

Неопределенность измерения результатов для других контрольных точек следовало бы вычислять аналогичным образом.

Гарантийное сравнение

Все контрольные точки наносятся на Рисунке F.13. Гарантийное сравнение было выполнено, используя графический метод. Для этой цели пересечения кривых рабочих характеристик компрессора с заводскими характеристиками ($\Pi_{g1} = \text{constant}$; $\Pi_{g2} = \text{const.}$) проектируются вертикально на рабочие характеристики для уменьшенной мощности. Линии, соединяющие точки, полученные таким образом для связанной мощности, показывают на объемных входных расходах гарантийных точек отклонения от гарантированной связанной мощности.

Так как преобразованные связанные мощности, установленные таким образом, ниже гарантийных значений на всех гарантийных точках, вычерчивание кривых полосы неопределенности измерения не включается.

	Символ	Численное значение				Ед. изм.
		a	b	c	d	
Гарантийная точка						
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	24 490	24 490	17 140	14 910	$\frac{кВтч}{м^3}$
Связанная мощность согласно гарантии	$\left(\frac{P_{соу}}{\dot{V}_1}\right)_g$	0,074 72	0,070 64	0,082 85	0,080 48	$\frac{кВтч}{м^3}$
Связанная мощность на испытании, преобразованная в гарантийные условия	$\left(\frac{P_{соу}}{\dot{V}_1}\right)_{со}$	0,074 10	0,070 40	0,079 80	0,077 50	$\frac{кВтч}{м^3}$
Отклонение	$\Delta\left(\frac{P_{соу}}{\dot{V}_1}\right)$	- 0,000 62	- 0,000 24	- 0,003 05	- 0,002 98	$\frac{кВтч}{м^3}$
Отклонение	$\Delta\left(\frac{P_{соу}}{\dot{V}_1}\right)$	- 0,83	- 0,34	- 3,68	- 3,70	%
Среднее значение (взвешивающий коэффициент $c_i = 1$)	$\Delta\left(\frac{P_{соу}}{\dot{V}_1}\right)$	- 2,14				%

F.2.5 Пример испытания 5

Неохлаждаемый трубопроводный компрессор, показатель политропы $n_{te} \neq n_g$, скорость, регулируемая приводом газовой турбины (см. 7.2.3, Таблица 2, факт 3d)

Условия испытания отклоняются от условий по гарантии. Изменение скорости позволяет делать прогон испытаний с целью определения рабочих характеристик в пределах допустимого отклонения коэффициента, ϕ , отклонений объемных расходов. Пример учитывает вычисление неопределенности измерения.

F.2.5.1 Цель испытаний

Проверка гарантированной мощности на сопряжении в одной гарантийной точке и проверка потребления тепла, связанного с изэнтропической мощностью компрессора, выполнены не месте его эксплуатации. В этом примере имеем место только гарантийное сравнение в том, что касается мощности компрессора, измеренной на сопряжении.

F.2.5.2 Конфигурация системы

Одноступенчатый центробежный компрессор для передачи природного газа в трубопроводе. Приводом компрессора служит двухвальная газовая турбина.

F.2.5.3 Гарантийные предварительные условия

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Давление на впуске	$p_{1,g}$	4,9 (49)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,g}$	10	°C
Плотность на впуске	$\rho_{1,g}$	38,219	кг/м ³
Тип газа		природный газ	
Молярная масса	M_g	16,460	кг/моль
Gas constant	R_g	0,505 1	кДж/(кг·К)
Скорость вращения	N_g	15 930	1/мин

Состав газа	Объем %
Углекислый газ	0,17
Азот	0,92
Метан	97,68
Метан	0,84
Пропан	0,26
Бутан	0,09
Пентан	0,03
Гексан	0,01
Гептан	0,01
Октан	0,01
Бензол	0,01

F.2.5.4 Предмет гарантии

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,g}$	1,369 4	м ³ /с
Давление нагнетания	$p_{2,g}$	0,75 (75)	МПа (бар)
Мощность на сопряжении	$P_{cou,g}$	3 850	кВт

F.2.5.5 Другие расчетные цифры

	Символ	Численное значение	Единица измерения
Удельная работа политропного сжатия	$y_{p,g}$	58,4	кДж/кг
Удельная работа изоэнтروпического сжатия	$y_{s,g}$	57,7	кДж/кг
Показатель политропы	n_g	1,470 4	—
Политропная эффективность	$\eta_{p,g}$	81,34	%
Показатель адиабаты	$k_{V,g}$	1,358 3	—
Изоэнтропическая эффективность	$\eta_{s,g}$	80,36	%

F.2.5.6 Схема расположения для проведения испытания

Гарантийные испытания проведены на месте эксплуатации с почти природным газом. Единичные контрольные точки отрегулированы посредством имеющихся дроссельных клапанов на впуске и выходе компрессора и регулирования мощности скоростью турбины.

Представлены четыре контрольные точки на линии постоянной скорости вблизи прогнозируемой скорости, чтобы отвечать координатам гарантийной точки (объемный расход на впуске и работа политропного сжатия).

Испытательную аппаратуру можно видеть на Рисунке F.14. Мощность на сопряжении измерена непосредственно посредством поверенного измерителя крутящего момента (чтобы измерять момент вращения и скорость) и дополнительно вычислено из мощности газа и механических потерь, взятых по результатам заводских испытаний.

Только преобразователи электрических данных вместе с системой сбора данных использованы для целей измерения. Поверка измерительных приборов сделана до испытаний в сертифицированной сервисной лаборатории.

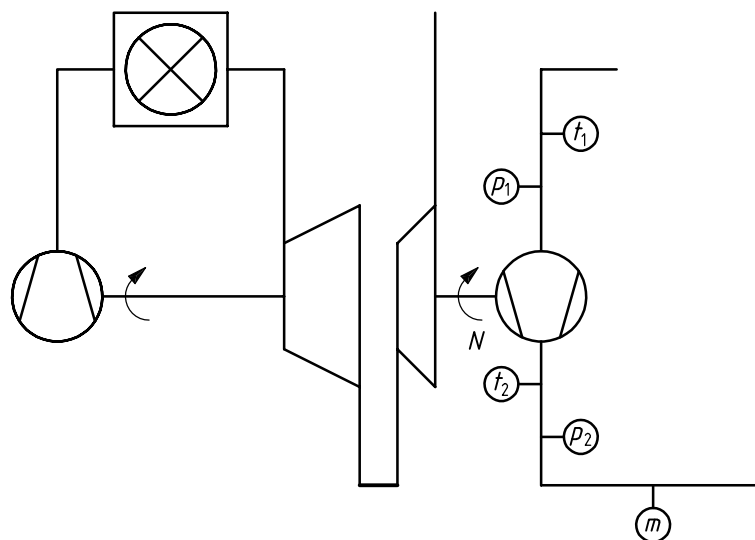


Рисунок F.14 — Схема расположения и точки замера

Установочные условия являются одинаковыми с гарантийными условиями.

F.2.5.7 Проверочные условия

Состав газа	Объем %
Углекислый газ	0,167 5
Азот	0,833 9
Метан	97,989 7
Этан	0,665 9
Пропан	0,227 4
Бутан	0,083 5
Пентан	0,019 6
Гексан и выше	0,012 5

	Символ	Численное значение				Единица измерения
		1	2	3	4	
Номер теста						
Скорость	N_{te}	16 002	15 987	16 004	16 002	мин ⁻¹
Давление на впуске	$p_{1,te}$	4,913 (49,13)	4,925 (49,25)	4,9073 (49,073)	4,8301 (48,301)	МПа (бар)
Температура на впуске	$t_{1,te}$	8,24	8,4	8,4	8,11	°С
Молярная масса	M_{te}	16,164	16,164	16,164	16,164	кг/моль
Коэффициент сжимаемости на впуске	$Z_{1,te}$	0,895 5	0,895 5	0,895 9	0,897 0	—

F.2.5.8 Результаты испытаний

	Символ	Численное значение				Ед. изм.	Замечания
		1	2	3	4		
Номер теста							
Массовый расход	\dot{m}_{te}	60,47	56,11	52,39	47,21	кг/с	—
Плотность на впуске	$\rho_{1,te}$	37,826	37,906	37,766	37,171	кг/м ³	—
Объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,te}$	1,5986	1,4800	1,3872	1,2700	м ³ /с	—
Давление нагнетания	$p_{2,te}$	7,066 (70,66)	7,353 (73,53)	7,523 (75,23)	7,62 (76,2)	МПа (бар)	—
Температура нагнетания	$t_{2,te}$	41,66	48,16	48,0	47,24	°С	—
Коэффициент сжимаемости, нагнетание	$Z_{2,te}$	0,907 1	0,907 5	0,908 4	0,909 9	—	—
Показатель адиабаты	$k_{V,te}$	1,3498	1,3537	1,3557	1,3565	—	Уравнение (E.67)
Показатель политропы	n_{te}	1,524 6	1,501 6	1,492 7	1,483 9	—	Уравнение (E.81)
Разность удельных изэнтропных энтальпий	$\Delta h_{s,te}$	49,432	54,845	58,697	62,869	кДж/кг	BWR
Удельная изэнтропная работа сжатия	$y_{s,te}$	49,496	54,911	58,762	62,932	кДж/кг	Уравнение (E.68)
Удельная работа политропного сжатия Specific	$y_{p,te}$	50,108	55,565	59,476	63,719	кДж/кг	Уравнение (E.77)
Поправочный коэффициент	f	0,998 7	0,998 8	0,998 9	0,999 0		—
Политропная эффективность	$\eta_{p,te}$	75,81	78,35	78,33	80,27	%	—
Изэнтропическая эффективность	$\eta_{s,te}$	74,79	77,33	79,37	79,20	%	—
Мощность газа	$P_{i,te}$	399 7	397 9	392 6	374 8	кВт	—
Механические потери	$P_{mech,te}$	30	30	30	30	кВт	—
Потери излучения	$Q_{rad,te}$	0	0	0	0	кВт	—

	Символ	Численное значение				Ед. изм.	Замечания
		1	2	3	4		
Мощность на сопряжении, основанная на измерении температуры	$P_{\text{cou,te,1}}$	4 027	4 009	3 956	3 778	кВт	—
Мощность на сопряжении, основанная на показаниях измерителя крутящего момента	$P_{\text{cou,te,2}}$	4 031	4 015	3 972	3 790	кВт	—
Взвешенная мощность на сопряжении	$\bar{P}_{\text{cou,te}}$	4 030	4 014	3 969	3 788		—
Отношение сниженных скоростей	X_N	0,993 6	0,992 6	0,993 6	0,993 4	—	Уравнение (E.112)

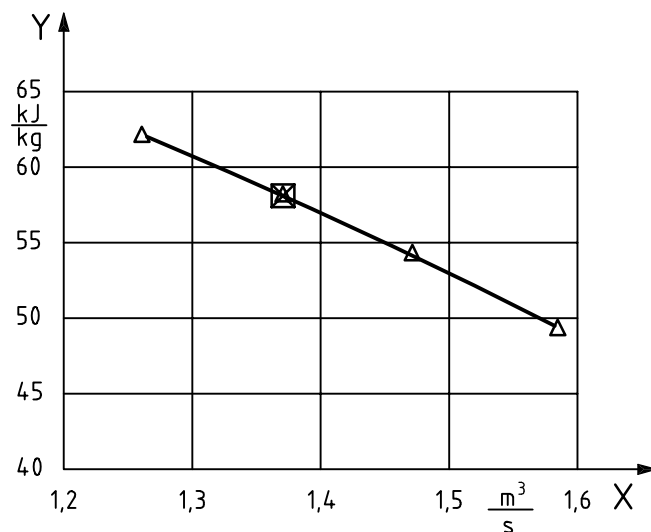
F.2.5.8 Преобразование в гарантийные условия

На первом этапе преобразование в гарантийные условия сделано в отношении плотности на впуске и опорной скорости четырех пробных прогонов.

На втором этапе выполнено преобразование в гарантийные цифровые данные удельной работы политропного сжатия, объемного расхода на впуске на основе преобразованных выше значений входного объемного расхода, работы политропного сжатия, мощности газа и механических потерь посредством операции умножения этих значений с линейным, квадратным и кубическим коэффициентом скорости, которая удовлетворяет гарантийные цифры и опорную скорость на испытании.

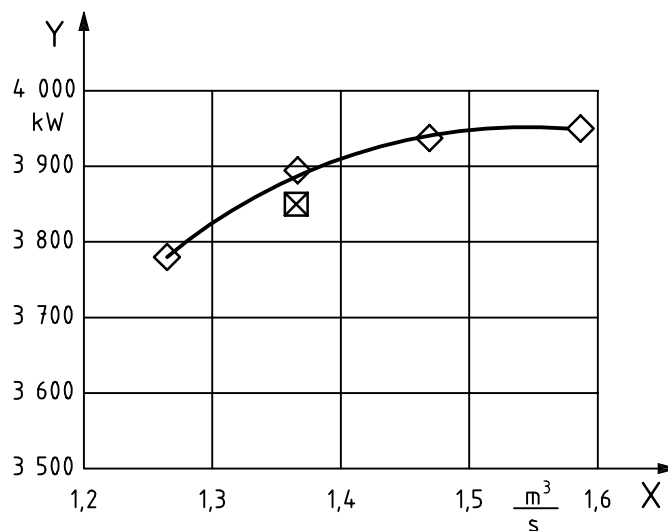
Прежде чем это делать, мощность газа корректируется из-за взвешенного среднего значения мощности, измеренной на сопряжении разными и независимыми методами.

	Символ	Численное значение				Ед. изм.	Замечания
		1	2	3	4		
Номер теста		1	2	3	4		
Опорная скорость	$N_{\text{te,ref}}$	16 000	16 000	16 000	16 000	мин ⁻¹	—
Преобразованный объемный расход на впуске	$\dot{V}_{1,\text{co}}$	1,598 4	1,478 8	1,386 9	1,269 8	м ³ /с	—
Преобразованная удельная работа политропного сжатия	$y_{\text{p,co}}$	50,095	55,655	59,446	63,703	кДж/кг	—
Взвешенная преобразованная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou,co}}$	4 070,5	4 056,9	4 013,7	3 892,6	кВт	см.6.4.4.5 Уравнение (38)
Скорость, чтобы отвечать гарантийным цифрам	$N_{\text{co,g}}$	15 840	15 840	15 840	15 840	мин ⁻¹	—
Преобразованный входной поток, г	$\dot{V}_{1,\text{co,g}}$	1,582 4	1,464 0	1,373 0	1,257 1	м ³ /с	—
Удельная преобразованная работа политропного сжатия, г	$y_{\text{p,co,g}}$	49,10	54,55	58,26	62,43	кДж/кг	—
Преобразованная мощность на сопряжении, г	$P_{\text{cou,co,g}}$	3 950	3 936	3 894	3 777	кВт	см. 8.2.2 Уравнение (48)

**Обозначение**

- X преобразованный объемный расход на впуске в $\text{m}^3/\text{с}$ (m^3/s), $\dot{V}_{1,\text{co},g}$
- Y Преобразованная удельная работа политропного сжатия в $\text{кДж}/\text{кг}$ (kJ/kg), $y_{p,\text{co},g}$
- ⊗ гарантия
- Δ испытание

Рисунок F.15 — Удельная работа политропного сжатия, преобразованная в гарантийные условия, в сравнении с объемным расходом на впуске

**Обозначение**

- X преобразованный объемный расход на впуске в $\text{м}^3/\text{с}$ (m^3/s), $\dot{V}_{1,\text{co},g}$
- Y Преобразованная мощность на сопряжении в кВт (kW), $P_{\text{cou},\text{co},g}$
- ⊗ гарантия
- ◇ испытание

Рисунок F.16— Мощность на сопряжении, преобразованная в гарантийные условия, в сравнении с объемным расходом на впуске

Неопределенности измерения

Относительные неопределенности измерения рассчитаны для точки измерения 3, используя метод разности (см. 6.4.4.3), примененный в компьютерной программе, чтобы вычислить результаты испытаний.

В целях гарантийного сравнения с главным гарантийным числом, мощность на сопряжении во время испытания была установлена с использованием двух разных методов измерения, независимых друг от друга. Погрешность результата измерения должна быть рассчитана как взвешенное значение, зависимое от значений измерения и погрешностей их замера.

Уравнение, чтобы вычислить взвешенную мощность на сопряжении, имеет следующий вид:

$$\bar{P}_{\text{cou,co}} = \frac{\sum \left[\left(\frac{1}{V_{P_{\text{cou,co},i}}} \right)^2 \cdot P_{\text{cou,co},i} \right]}{\sum \left(\frac{1}{V_{P_{\text{cou,co},i}}} \right)^2} \tag{F.23}$$

где $P_{\text{cou,co},i}$ есть два результата преобразованной мощности на сопряжении, измеренной двумя методами, независимыми друг от друга, и $P_{\text{cou,co},i}$ - отдельная погрешность замера значений обоих результатов.

Взвешенное среднее значение погрешности замера определяется следующим уравнением:

$$V_{\bar{P}_{\text{cou,co}}} = \frac{1}{\sqrt{\sum \left(\frac{1}{V_{P_{\text{cou,co},i}}} \right)^2}} \tag{F.24}$$

Следующая таблица содержит тоже погрешности измерений единичных пунктов измерений, а также рассчитанные погрешности результатов.

Переменная измерения	Символ	Ед. изм.	x_i	τ_{xi} %	$f_{xi}(P_{\text{cou,co}})^2$ по температуре	$f_{xi}(P_{\text{cou,co}})^2$ по моменту вращения	$f_{xi}(\dot{V}_{1,\text{co}})^2$
Барометрическое давление	b_0	МПа (мбар)	0,101 (1 010)	0,1	3,700 76·E-10	5,198 4·E-10	5,244 1·E-10
Давление на впуске (манометр)	p_1	МПа (бар, ман.)	4,908 (48,07)	0,1	3,831 89·E-07	1,169 64·E-06	1,187 45·E-06
Давление нагнетания (манометр)	p_2	МПа (бар, ман.)	7,523 (74,22)	0,1	2,161 23·E-07	0	0
Температура на впуске	T_1	К	281,55	0,25	1,305 21·E-04	1,294 56·E-05	1,314 61·E-06
Температура нагнетания	T_2	К	321,15	0,25	7,497 29·E-04	3,815 64·E-11	0

Переменная измерения	Символ	Ед. изм.	x_i	τ_{xi} %	$f_{xi}(P_{\text{cou,co}})^2$ по температуре	$f_{xi}(P_{\text{cou,co}})^2$ по моменту вращения	$f_{xi}(\dot{V}_{1,\text{co}})^2$
Мощность на сопряжении по моменту вращения	P_{cou}	кВт	3 972	1,32	0	1,742 749·E-04	0
Механические потери	P_{mech}	кВт	30	10	2,289 81·E-07	1,000 000·E-10	0
Частота вращения	N	мин ⁻¹	16 004	0,1	8,878 55·E-06	8,827 44·E-06	9,980 01·E-07
Массовый расход	\dot{m}	кг/ч	1886 04	1,2	1,426 26·E-04	0	1,440 00·E-04
Погрешность результата измерения	$\tau_{\text{res}} = \sqrt{\sum (f_{xi})^2}$	%	—	—	3,15	1,40	1,26

Согласно ссылке [6], оба значения преобразованной мощности на сопряжении и их погрешности результата измерений взяты для вычисления взвешенной преобразованной мощности на сопряжении:

Взвешенная преобразованная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou,c}}$	кВт	3 889
Гарантированная мощность на сопряжении	$P_{\text{cou,g}}$	кВт	3 850
Отклонение	DP_{cou}	кВт	39
< Отклонение	$\frac{DP_{\text{cou}}}{P_{\text{cou,g}}}$	%	1,01
Погрешность измерения	τ_{res}	%	± 1,28

F.2.5.9 Гарантийное сравнение

Все контрольные точки, имеющие отношение к гарантийному сравнению, нанесены на Рисунках F.15. и F.16.

Гарантийное сравнение сделано графически путем взятия значения преобразованной мощности, измеренной на сопряжении, при гарантированном объемном расходе на впуске из графа на Рисунке 16.

Хотя преобразованная мощность на сопряжении выше гарантийного значения, гарантия выполняется с частичным доверием из вычисленной погрешности измерения.

Библиография

- [1] ASME PTC 10, *Правила испытания мощности. Компрессоры и эксгаустеры*
- [2] VDI 2045-1, *Приемочные и эксплуатационные испытания на турбокомпрессорах и поршневых компрессорах (1993). Часть 1. Метод испытания и сравнение с гарантированными значениями*
- [3] VDI 2045-2, *Приемочные и эксплуатационные испытания на турбокомпрессорах и поршневых компрессорах (1993). Часть 2. Теория и примеры*
- [4] VDI/VDE 2040 Часть 1, *Принципы расчета для измерения расхода жидкости, используя измерительные диафрагмы, патрубки и трубки Вентури, отклонения и дополнения к DIN 1952 - 01.91*
- [5] VDI/VDE 2041, *Измерение расхода жидкости первичными устройствами, измерительными диафрагмами и патрубками для специальных применений - 04.91*
- [6] VDI/VDE 2640, *В.3, Метод измерения расхода газа в круглых, кольцевых или прямоугольных сечениях каналов - 11.83*
- [7] VDI 2048, *Погрешности измерений на приемочном испытании; основные принципы - 06.78*
- [8] MITTELBACH, G., *Die Berechnung von Ergebnismessspielen bei Abnahmeversuchen am Beispiel des Verdichters*, BWK 24 (1972) Nr. 3, S. 99 u. 104
- [9] NEL Fluid Rep. No.85 (Nov. 1959) (доклад NEL по жидкостям № 85, ноябрь 1959 г.)
- [10] FISTER, W., and KOTZUR, J., *Ungekühlte Turboverdichter bei geänderten Betriebsbedingungen*, Chem.-Ing.-Techn., 37 (1965)
- [11] STRUB, R.A., BONCIANI, L., BORER, C.J., CASEY, M.V., COLE, S.L., COOK, B.B., KOTZUR, J., SIMON, H. и STRITE, M.A., *Влияние числа Рейнольдса на рабочую характеристику центробежных компрессоров*. Труды ASME, Journal of Turbomachinery, 109 (1987) стр..541-544
- [12] SCHULTZ, J.M., *Политропный анализ центробежных компрессоров*, труды ASME, Серия A. Journal of Engineering for Power, Том 84 (Январь 1962), стр. 69-82
- [13] HUNTINGTON, R.A., *Оценка методов политропной циркуляции для эксплуатации турбомашин*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, том 107 (Октябрь 1985), стр.872-879
- [14] ISO 31 (части 0 - 13), *Количественные значения, единицы измерения и символы*

