

К ВОПРОСУ О ПЕРЕСЧЕТЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ



Е.Л. Селянская,
начальник проектного отдела
по разработке компрессоров,
ОАО НПО «Искра»



С.В. Касьянов,
заместитель начальника
проектного отдела
по разработке компрессоров,
ОАО НПО «Искра»



А.С. Голдобин,
инженер-конструктор
2-й категории,
проектный отдел по разработке
компрессоров,
ОАО НПО «Искра»

Рассмотрены основные формы представления газодинамических характеристик центробежного компрессора и проанализированы основные методики пересчета исходных газодинамических характеристик компрессора на другие условия на примере одно-, двух- и шестиступенчатых компрессоров. По результатам расчетов проведена оценка причин возникновения погрешностей при пересчете газодинамических характеристик. Сделано заключение относительно области применения проанализированных методик расчета.

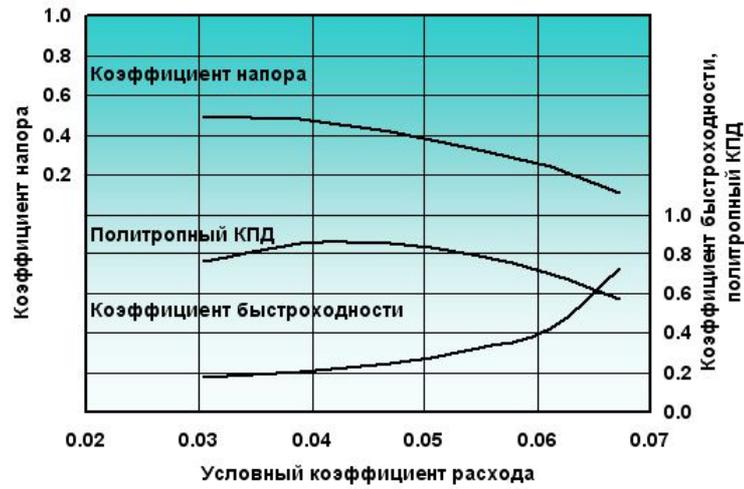
Развитие современной газотранспортной сети подразумевает строительство участков газопроводов, способных быстро реагировать на изменения режимов потребления или транспорта газа. Это возможно за счет оснащения газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций системами автоматического управления (САУ). В основе САУ лежит газодинамическая характеристика (ГДХ) компрессора, определяющая зависимости между основными параметрами работы газопровода и ГПА.

Газодинамические характеристики центробежного компрессора графически отображают зависимость основных энер-

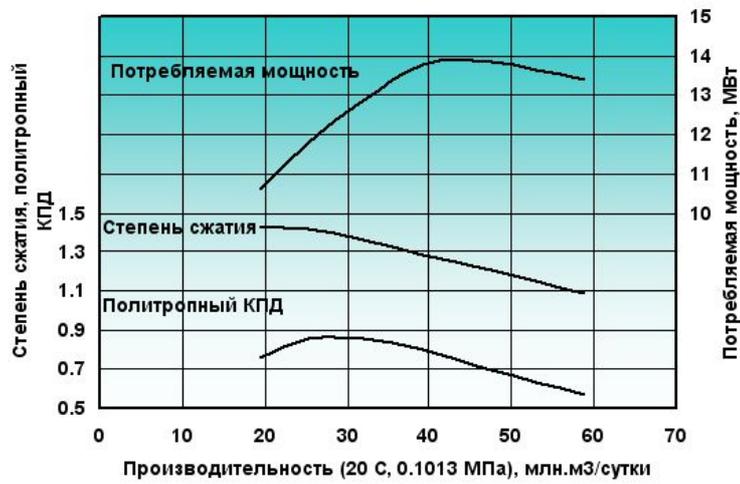
гетических (напор H , коэффициент полезного действия η , мощность N) или эксплуатационных (степень сжатия ϵ , давление P) параметров компрессора от расхода (объемного Q , называемого в газовой промышленности «производительностью», или массового G) и скорости вращения ротора (n).

ГДХ могут иметь различные формы представления в размерном и безразмерном виде (рис. 1), могут быть сгруппированы на одном графике для определенного набора фиксированных скоростей вращения ротора (рис. 2), могут быть приведены к определенным условиям.

Как правило, определить ГДХ ком-



а



б

Рис. 1. ГДХ компрессора при фиксированной скорости вращения: а – безразмерная форма представления, б – размерная форма представления

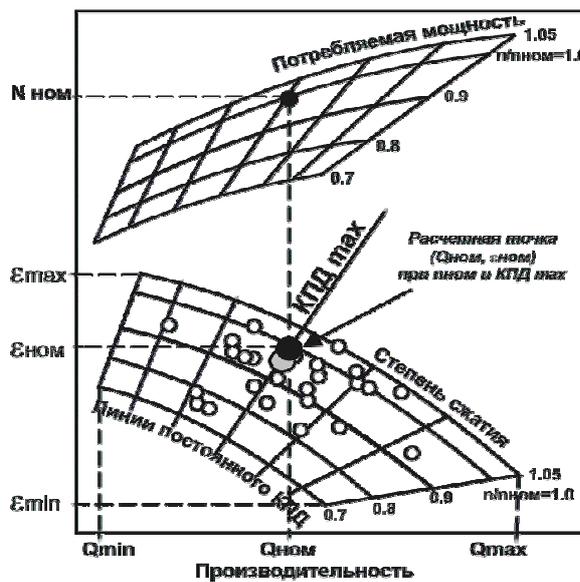


Рис. 2. Обобщенные ГДХ компрессора в размерном виде

прессора в стационарных условиях во всем диапазоне работы не представляется возможным из-за ограничений по режимам работы компрессорной станции и отсутствия точных данных по составу газа на всех режимах тестирования компрессора. Обычно в САУ вводится ГДХ компрессора, полученная при его заводских испытаниях на модельном газе или воздухе, и в ходе помпажных тестов определяется фактическая граница помпажа.

Пересчет ГДХ на другие условия базируется на предпосылке постоянства безразмерной расходонапорной характеристики компрессора и может быть корректно произведен только при соблюдении условий автомодельности режимов по M_{U2} , Re и k . В этом случае при пересчете характеристик принимаются:

1) равенство политропного КПД в сходных точках исходной и пересчитанной ГДХ [7, 8, 11];

2) равенство критериев подобия: показателей адиабаты газа, условных чисел Маха (M_{U2}), чисел Рейнольдса (Re) [11].

3) пропорциональность производительности, внутренней мощности и напора компрессора в сходных точках исходной и пересчитанной ГДХ отношению скорости вращения ротора [7, 8, 11].

Наиболее точный расчет ГДХ центробежного компрессора при фактических параметрах газовой сети может быть произведен по характеристикам ступеней компрессора, при их отсутствии на основании методик ISO5389 [11], ПР 51-31323949-43-99 [7], ОНТП-51-1-85 [8] и при пересчете к форме «Газпром ВНИИГАЗ».

Указанные методики рекомендуются для обработки результатов газодинамических испытаний компрессора и пересчета характеристик компрессора к другим режимам работы, в том числе и в САУ ГПА или компрессорной установки.

Расчет ГДХ компрессора по характеристикам ступеней

При расчете ГДХ компрессора по этой методике безразмерные расходонапорные характеристики каждой из ступеней компрессора пересчитываются на заданные

условия с учетом изменения теплофизических свойств газа на входе в каждую ступень.

Результирующая характеристика компрессора суммирует все изменения исходных характеристик ступеней. При этом безразмерная характеристика компрессора, получаемая при пересчете, отличается от исходной безразмерной характеристики в связи с тем, что каждая их ступеней отклоняется от своего номинального режима работы. При этом нарушаются равенство КПД в сходных точках характеристик и пропорциональность основных параметров расходу и скорости вращения ротора. Происходит так называемое рассогласование ступеней компрессора. Различия между исходной и пересчитанной характеристиками становятся значительными при нарушении условий автомодельности по k , M_{U2} и Re . Это характерно для компрессоров с количеством ступеней больше 2 при степенях сжатия, близких к 3 и более.

На рис. 3 приведена безразмерная расходонапорная характеристика 4-ступенчатого компрессора при работе на попутном газе ($k = 1, 2$) и воздухе ($k = 1, 4$). При постоянной скорости вращения ротора $n = \text{const}$, а также соблюдении условий подобия по M_{U2} , Re из-за разности показателей адиабаты газов происходит рассогласование первой и последующих ступеней, что приводит к искривлению характеристики.

При пересчете по методикам, не учитывающим рассогласование ступеней, пересчитанная характеристика будет совпадать с исходной. Точность метода целиком зависит от точности определения характеристик ступеней, учета влияния всасывающей и нагнетательной камер, учета износа лабиринтных уплотнений и пр.

Недостаток метода – необходимость иметь базу данных модельных ступеней для расчета компрессора, что могут позволить себе только производители компрессоров.

Методика ISO5389 и ПР 51-31323949-43-99

Методика пересчета газодинамиче-

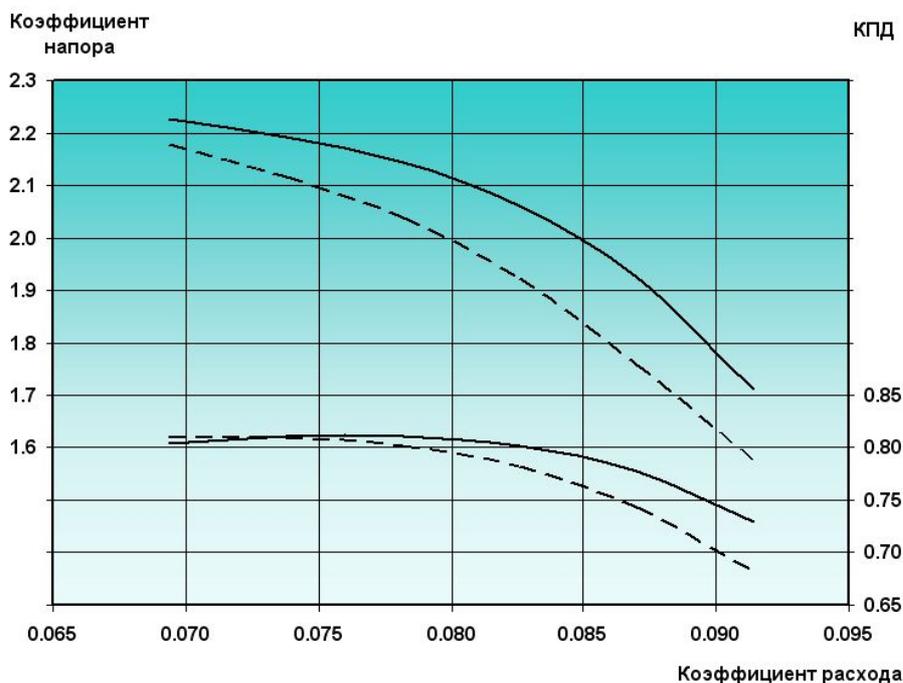


Рис. 3. Расходонапорная характеристика на газе (сплошная линия) и на воздухе (пунктирная линия)

ских характеристик, изложенная в ISO5389, основана на методе Шульца и базируется на общих критериях, приведенных выше. Точность расчетов по методике обеспечивается алгоритмами расчета политропного процесса и свойств газов.

Основанная на ISO5389 методика ПР 51-31323949-43-99 предполагает несколько упрощенный метод расчета параметров компрессора (политропный напор и КПД) и теплофизических свойств природного газа. Методика предназначена для обработки результатов испытаний центробежных компрессоров, работающих на природном газе со степенью сжатия до 3,0 в составе газотурбинных ГПА. В заявленной области результаты расчетов отклоняются от результатов расчета по методике ISO5389 в пределах 0,1 %.

Обе методики пригодны для достаточно точного пересчета характеристик нагнетателей и многоступенчатых компрессоров в условиях равенства критериев подобия. Недостатком методик пересчета характеристик на основе критериев подобия является отсутствие аппарата для учета рассогласования ступеней при изменении режимов работы. Это приводит к ограничению их области применения.

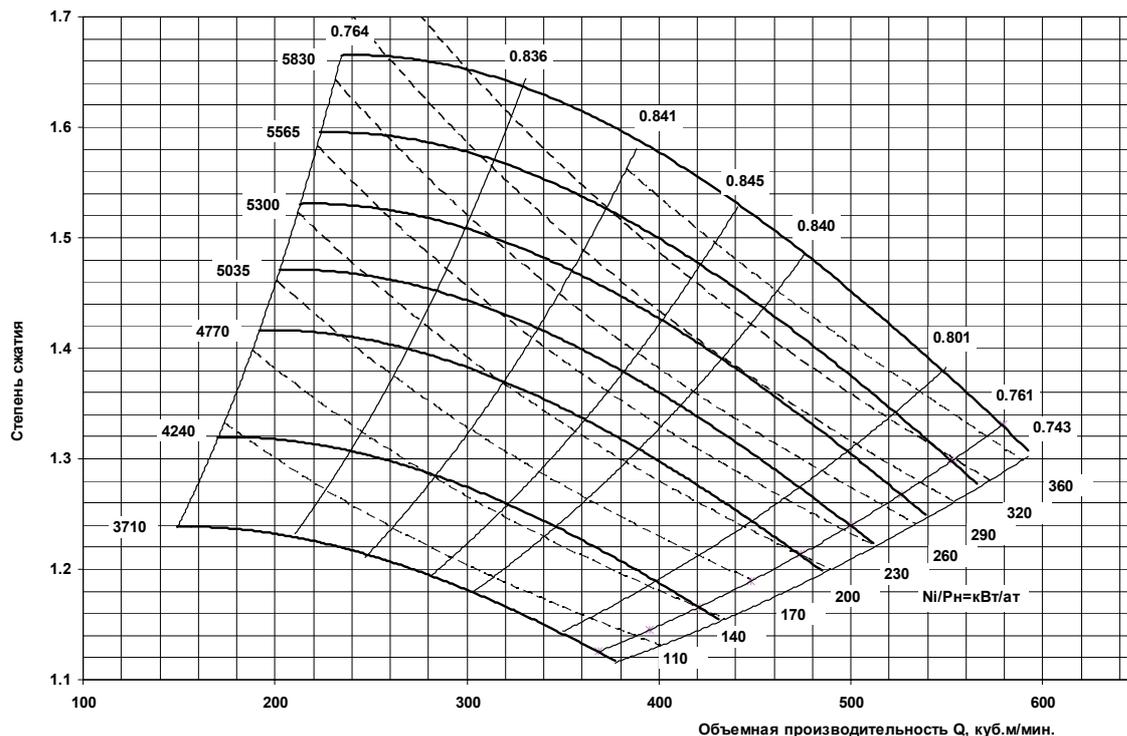
Методика ОНТП-51-1-85 [8]

Методика используется в газовой промышленности и проектных институтах для расчета газопроводов и компрессорных станций с рабочим давлением газопроводов до 7,45 МПа. Теплофизические свойства сжимаемого газа при расчете принимаются постоянными для всех условий работы компрессора. Параметры вычисляются по приближенным зависимостям. Рассогласование характеристик ступеней не учитывается.

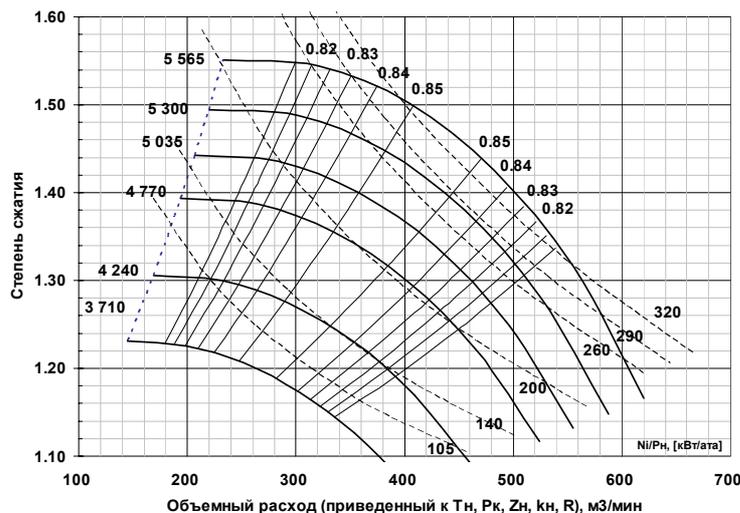
Методика пересчета исходных ГДХ к форме ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

Методика разработана и внедрена «Аналитическим центром» в «Газпром ВНИИГАЗ» для оценки эффективности обеспечения конкретным центробежным компрессором рабочих режимов компрессорной станции и для сравнения компрессора с существующими на рынке отечественными и зарубежными аналогами.

ГДХ представляют три зависимости (рис. 4): степени сжатия при фиксированных значениях приведенной относительной скорости вращения ротора компрессора ($n/n_{ном}$), степени сжатия при фиксированных значениях политропного КПД и степени сжатия при фиксированных



а



б

Рис. 4. ГДХ, приведенные к форме «Газпром ВНИИГАЗ»:
а – получены пересчетом с 4б; б – получены по ГДХ ступеней

значениях приведенной внутренней мощности (N/P_H) от величины приведенной объемной производительности $Q_{пр}$. ГДХ строятся для определенных расчетных параметров: температуры на входе в компрессор (T_H) и состава природного газа (k – коэффициент адиабаты, Z – сжимаемость, R – газовая постоянная).

Семейство характеристик получается пересчетом одной номинальной характеристики по упрощенным зависимостям [8], достаточно приближенно описываю-

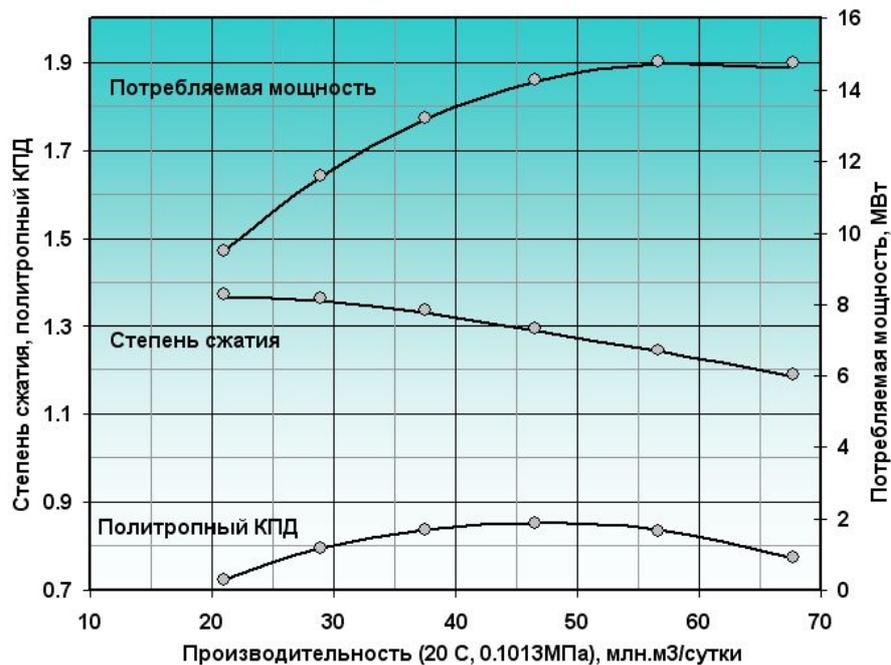
щим реальный процесс в компрессоре. При этом свойства газа принимаются постоянными для всех режимов. Это приводит к деформации характеристики при удалении от номинальной степени сжатия и соответственно к ошибкам при определении расхода и мощности. Величина ошибки возрастает с увеличением номинальной степени сжатия компрессора и составляет 5–8 % для двухступенчатого компрессора и до 10 % – для пятиступенчатого.

На рис. 4 проиллюстрировано расхождение ГДХ одного и того же компрессора, приведенных к форме «Газпром ВНИИГАЗ». Сравнение показывает увеличение расхождения величин удельной мощности (N/P_H) при снижении скорости вращения ротора с завышением удельной мощности, полученной по упрощенным зависимостям, до 5÷8 % при минимальной скорости вращения ротора.

Для сравнения результатов расчета по ступеням с методиками по ISO5389 (или

ПР 51-31323949-43-99) проведены расчеты ГДХ компрессоров в одно- (НЦ-12М/56 «Урал»), двух- (НЦ-16М/120 «Урал») и шестиступенчатом исполнении (НЦ-10ДКС-01 «Урал») со степенью сжатия от 1,2 до 3,0.

Результаты сравнения расчетных характеристик (рис. 5) показали сходимость характеристик с точностью до 99 % во всем диапазоне производительности компрессора при соблюдении условий подобия.



а



б

Рис. 5. Расчеты по ступеням (сплошная линия) и по ISO5389 (точки): а – НЦ-16М/120 «Урал»; б – НЦ-10ДКС-01 «Урал»

В таблице приведено сравнение основных преимуществ и недостатков методик пересчета характеристик.

Рассмотренные методики [7, 8, 11] и пересчет к форме «Газпром ВНИИГАЗ» основаны на предположении, что расходонапорная характеристика компрессора является постоянной в области автоточности по k , M_{U2} и Re . При числе ступеней больше 2 и степени сжатия более 3 при изменении режимов работы возможно рассогласование характеристик ступеней, что не может быть учтено при пересчете характеристик. В результате рассогласования нарушаются заложенные в основу методик принципы равенства КПД в сходственных точках и пропорциональность производительности, внутренней

мощности и напора компрессора в сходных точках исходной и пересчитанной ГДХ отношению скорости вращения ротора.

Выводы

Таким образом, при наличии характеристик ступеней метод расчета ГДХ компрессора по ступеням является самым корректным и пригодным для точной оценки характеристик любых компрессоров для любых условий работы.

Рекомендуемые методики пересчета ГДХ имеют ограниченную область применения и не позволяют получить достоверную газодинамическую характеристику при нарушении условий автоточности по M_{U2} , Re и k . Поэтому использо-

Сравнение методик пересчета ГДХ

Методика пересчета	Расчет по ступеням	ПР 51-31323949-43-99 [7]	ISO 5389 [11]	ОНТП-51-1-85 [8]	Пересчет к форме «Газпром ВНИИГАЗ»
Сложность алгоритма расчета	сложный	сложный		упрощенный	
Алгоритм расчета	по ГДХ ступеней	метод Шульца, метод «энтальпий»	метод Шульца	по приближенным зависимостям	
Область применения	любые компрессоры при наличии характеристик ступеней	только для природного газа	любые компрессоры при соблюдении критериев подобия	только для природного газа	любые компрессоры при соблюдении критериев подобия
Точность метода в границах его применения		~1...3 %		до 5-8 %	
Отклонения от расчетной ГДХ, полученной по ступеням	-	~1...3 %		до 10 %	
Учет изменения свойств газа	да	да	да	нет	нет
Учет влияния числа M_{U2}	да	нет	нет	нет	нет
Учет рассогласования характеристик ступеней	да	нет	нет	нет	нет
Максимальная степень сжатия	нет ограничений	до 4	до 4	до 3	до 3
Количество экспериментов для подтверждения характеристики на модельном газе	по количеству ступеней	1			

вание таких методов пересчета характеристик в САУ не позволяет гарантировать надежное антипомпажное регулирование компрессора и требует «сужения» рабочего поля характеристик за счет введения всевозможных коэффициентов запаса.

Для решения этой проблемы в САУ необходимо вводить откорректированную по результатам испытаний модель газодинамических характеристик на базе ГДХ ступеней и периодически обновлять состав перекачиваемого газа.

Библиографический список

1. Волков М.М., Михеев А.Л., Конев К.А. Справочник работника газовой промышленности. М.: Недра, 1989. – 286 с.
2. ГОСТ 30319.0-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Общие положения. Межгосударственный стандарт. М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1997.
3. ГОСТ 30319.1-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение физических свойств природного газа, его компонентов и продуктов его переработки. Межгосударственный стандарт. М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1997.
4. ГОСТ 30319.2-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости. Межгосударственный стандарт. М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1997.
5. ГОСТ 30319.3-96. Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение физических свойств по уравнению состояния. Межгосударственный стандарт. М.: ИПК «Изд-во стандартов», 1997.
6. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежного компрессора. Термогазодинамические расчеты. – Л.: Машиностроение, 1980.
7. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных ГПА. ПР 51-31323949-43-99. – М.: ВНИИГАЗ, 1999, инв.12653.
8. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы. Ч. 1. Газопроводы. ОНТП 51-1-85.. М.: Мингазпром, 1985.
9. Рис. В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – 3-е изд. – Л.: Машиностроение, 1981.
10. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам. СТО ГАЗПРОМ 2-3.5-138-2007.
11. ISO 5389: 2005 (R) Турбокомпрессоры. Правила проведения испытания для определения рабочих характеристик. Международный стандарт. Русская версия. М.: ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ», 2008.