

## Gas Combustion by Injector Burner with Annular Injector on Fire Stand

*Pikashov V.S.<sup>1</sup>, Velikodny V.A.<sup>1</sup>, Osievsky V.A.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *The Gas Institute of NAS of Ukraine, Kiev*

<sup>2</sup> *SE «Ukrmetrteststandart», Kiev*

The investigation results of annular injector burner on fire stand (furnace) are conducted. The operation of annular and common injector burners is compared. The proposed burner design decreases nitrogen oxides emission, splitter temperature and decreases noise by several degrees. The burner is substantially purposed for indirect radiation and convectional heat exchange mode. The burner can be also successfully applied for regular distributed heat exchange mode.

**Key words:** gas burner, annular injector.

Received August 4, 2009

УДК 621.515

## Принципы деформации газодинамических характеристик турбокомпрессоров в процессе эксплуатации

*Быков Г.А.<sup>1</sup>, Быкова О.Г.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *Национальный авиационный университет, Киев*

<sup>2</sup> *Национальное агентство Украины по вопросам эффективного использования энергетических ресурсов, Киев*

Приведены основные закономерности изменения формы газодинамических характеристик центробежных и осевых компрессоров, которые возникают вследствие неблагоприятного сочетания технологических отклонений при изготовлении или эрозионного износа проточной части при эксплуатации. Эти закономерности получены в результате системного анализа и обобщения экспериментальных газодинамических характеристик и сформулированы в виде принципов, удобных для использования в инженерной практике.

**Ключевые слова:** турбокомпрессоры, газодинамические характеристики.

Наведено основні закономірності зміння форми газодинамічних характеристик відцентрових та осевих компресорів, що виникають внаслідок несприятливого поєднання технологічних відхилень при виготовленні або ерозійного зношення проточної частини при експлуатації. Ці закономірності отримано у результаті системного аналізу та узагальнення експериментальних газодинамічних характеристик та сформульовано у вигляді принципів, зручних для використання в інженерній практиці.

**Ключові слова:** турбокомпресори, газодинамічні характеристики.

В числе многих факторов, определяющих интегральный эффект энергосбережения при эксплуатации турбокомпрессоров различного назначения и, в частности, центробежных нагнетателей (ЦБН) систем магистрального транспорта природного газа наиболее значимым является снижение затрат энергии на их привод. В случае привода ЦБН от газотурбинной установки эффект энергосбережения определяется увеличением коэффициента полезного действия нагнетателя, что приводит к снижению расхода топливного газа в камере сгорания привода, а в

случае электропривода — к снижению потребления электроэнергии [1].

И в первом, и во втором случае абсолютная величина экономии энергии существенно зависит от формы и параметров конкретных газодинамических характеристик ЦБН. При этом под газодинамическими характеристиками понимаются зависимости напора и коэффициента полезного действия ЦБН от расхода газа, проходящего через проточную часть нагнетателя.

Опыт эксплуатации центробежных нагнетателей и осевых компрессоров свидетельствует о

том, что численные значения отдельных газодинамических параметров и форма газодинамических характеристик этих машин существенно зависят от двух факторов: сочетания технологических допусков на конструктивные размеры отдельных элементов проточной части, допущенных при изготовлении машины; степени эрозионного износа проточной части при эксплуатации.

В статье приводятся результаты анализа экспериментальных газодинамических характеристик ЦБН, представленные в виде семи постулатов, которые позволяют рассчитать форму реальных характеристик находящихся в длительной эксплуатации машин с помощью измеренных параметров их рабочего режима. При анализе и обобщении экспериментальных характеристик ЦБН использованы понятия теоретического  $H_T$ , внутреннего  $H_i$ , политропического  $H_{пол}$  напоров.

**Теоретический напор  $H_T$**  представляет собою удельную энергию, подведенную к одному рабочему колесу центробежной машины при условии, что в этом колесе отсутствуют какие-либо потери энергии. Теоретический напор может быть определен по формуле, Дж/кг [2]:

$$H_T = (U_2^2 - U_1^2) + U_2 C_{2r} [(U_1 C_{1r}) / (U_2 C_{2r})] (\text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_2), \quad (1)$$

где  $U$  — окружная скорость;  $C_r$  — радиальная составляющая абсолютной скорости;  $\beta$  — угол между вектором относительной скорости  $W$  потока и окружным направлением; индексом «1» отмечены параметры, относящиеся к контрольному сечению при входе потока на рабочие лопатки, индексом «2» — к сечению на выходе из них.

Известно, что зависимость теоретического напора от расхода газа, называемая теоретической характеристикой нагнетателя, представляется на графиках прямой линией.

**Внутренний напор  $H_i$**  представляет собою удельную энергию, подведенную к валу многоступенчатого ЦБН, который определяется на основании совокупности первого и второго закона термодинамики, Дж/кг:

$$H_i = \int_1^2 c_v dT + \int_1^2 P dV + \int_1^2 V dP + \int_1^2 T dS, \quad (2)$$

где 1-е слагаемое — увеличение внутренней энергии газа в проточной части турбокомпрессора, Дж/кг;  $c_v$  — удельная массовая теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(кг·К);  $dT$  — приращение температуры газа, К; 2-е слагаемое — энергия, затраченная на сжатие газа при политропическом процессе, Дж/кг;  $P$  — давление

газа, Н/м<sup>2</sup>;  $dV$  — изменение удельного объема газа в процессе сжатия, м<sup>3</sup>/кг; 3-е слагаемое — энергия, затраченная на перемещение газа от контрольного сечения 1–1 до сечения 2–2, Дж/кг;  $V$  — удельный объем газа, м<sup>3</sup>/кг; 4-е слагаемое — внутренние потери в проточной части турбокомпрессора в процессе сжатия и перемещения газа, Дж/кг (не включает потери энергии в подшипниках машины);  $dS$  — приращение энтропии в прочной части из-за наличия внутренних потерь энергии, Дж/(кг·К).

При рассмотрении понятия внутреннего напора  $H_i$  турбокомпрессора мы переносим контрольное сечение 1–1 в плоскость на входе во входной патрубков машины, а контрольное сечение 2–2 в плоскость на выходе из турбокомпрессора. Таким образом, рассматриваемая проточная часть включает в себя входное устройство, все рабочие колеса с расположенными между ними неподвижными элементами проточной части, а также выходное устройство.

Очевидно, что величина внутреннего напора включает в себя сумму теоретических напоров всех рабочих колес многоступенчатой машины и потери энергии в неподвижных элементах проточной части. При анализе экспериментальных характеристик обнаружено, что зависимость внутреннего напора от расхода газа является прямолинейной, как и теоретическая характеристика. В дальнейшем эту зависимость будем называть внутренней характеристикой ЦБН.

Уравнение (2) представляет собою математическую формулировку принципиально нового термодинамического процесса, который целесообразно назвать процессом компримирования реального газа. В диаграммах состояния  $P$ – $i$ ,  $T$ – $S$  этот процесс изображается линией, соединяющей начальное и конечное состояния газа, а величина внутреннего напора может быть вычислена как разность энтальпий, Дж/кг:

$$H_i = (i_2 - i_1). \quad (3)$$

**Политропический напор  $H_{пол}$**  представляет собой ту часть удельной энергии, подведенной к каждому килограмму рабочего тела, которая израсходована на повышение внутренней энергии газа, повышение давления и транспортировку газа от входа в нагнетатель до выхода из него. Политропический напор получим, если от внутреннего напора вычтем все потери энергии в проточной части, Дж/кг:

$$H_{пол} = \int_1^2 c_v dT + \int_1^2 P dV + \int_1^2 V dP = H_i - \int_1^2 T dS. \quad (4)$$

В расчетах политропический напор компрессора вычисляется по формуле, Дж/кг:

$$H_{\text{пол}} = \frac{Z R T_1 n_T}{n_T - 1} [(P_2 / P_1)^{n_T / (n_T - 1)} - 1], \quad (5)$$

где  $Z$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $n_T$  — переменная величина, которую называют температурным показателем политропы процесса сжатия, определяемый из соотношения:

$$(n_T - 1) / n_T = \ln(T_2 / T_1) / \ln(P_2 / P_1). \quad (6)$$

Политропический процесс, определяемый уравнением (4), не может быть изображен ни на одной из рабочих диаграмм состояния газа. В этом смысле политропический процесс является идеальным термодинамическим процессом.

**Безразмерные коэффициенты напора.** Под безразмерными коэффициентами напора обычно понимают отношение размерной величины напора к квадрату окружной скорости  $U_2$  на наружном диаметре рабочего колеса первой ступени турбокомпрессора. В соответствии с этим различают такие безразмерные коэффициенты: теоретического напора  $\Psi_T = H_T / U_2^2$ ; внутреннего напора  $\Psi_i = H_i / U_2^2$ ; политропического напора  $\Psi_{\text{пол}} = H_{\text{пол}} / U_2^2$ .

**Политропический коэффициент полезного действия компрессора.** Поскольку политропический напор  $H_{\text{пол}}$  считается полезным напором, а внутренний напор  $H_i$  идентифицирует полную удельную энергию, затраченную на привод турбокомпрессора, то коэффициент полезного действия при политропическом процессе сжатия определяется по одной из следующих формул:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{H_{\text{пол}}}{H_i} = \frac{H_i - \int T dS}{H_i} = 1 - \frac{\int T dS}{(i_2 - i_1)},$$

или в безразмерной форме:

$$\eta_{\text{пол}} = \Psi_{\text{пол}} / \Psi_i = \Psi_{\text{пол}} U_2^2 / (i_2 - i_1). \quad (7)$$

В дальнейшем будем оперировать газодинамическими характеристиками, представленными в виде зависимостей  $\Psi_{\text{пол}} = f(\Phi)$ ;  $\Psi_i = f(\Phi)$ ;  $\eta_{\text{пол}} = f(\Phi)$ , где  $\Phi$  — безразмерный условный коэффициент расхода, определяемый из соотношения:

$$\Phi = 4 Q / (\pi D_2^2 U_2). \quad (8)$$

Системный анализ результатов экспериментальных исследований центробежных компрессоров различных марок, опубликованных за последние десятилетия, позволяет не только получить локальные взаимосвязи между отдельными параметрами газодинамических характеристик,

но и обобщить полученные данные в виде определенных закономерностей [3, 4]. Эти закономерности можно сформулировать в виде следующих основных принципов.

**1. Принцип стабильности оптимального коэффициента расхода  $\Phi_0 = \text{const}$ .** Вследствие эрозионного износа отдельных элементов проточной части турбокомпрессора при длительной эксплуатации снижаются значения коэффициентов политропического напора и полезного действия нагнетателя по сравнению с их исходными значениями. Одновременно с этим изменяются формы напорной и экономической характеристик машины. Аналогичный эффект получается также при неблагоприятном сочетании технологических отклонений основных конструктивных размеров, влияющих на величину потерь энергии в проточной части. Тем не менее, как показывает опыт, сохраняется неизменным оптимальное значение коэффициента расхода. Оптимальному значению величины  $\Phi$  присвоим индекс «0» ( $\Phi_0$ ) и будем его относить к режимам работы, соответствующим максимальному значению КПД  $\eta_{\text{пол}}^{\text{max}} = \eta_{\text{пол}0}$ .

Таким образом, суть принципа 1 обусловлена следующими полученными на практике закономерностями: как бы ни снижались коэффициенты политропического напора  $\Psi_{\text{пол}}$  и КПД  $\eta_{\text{пол}}$  компрессора, величина оптимального коэффициента расхода остается неизменной  $\Phi_0 = \text{const}$ . Этой закономерности подчиняются турбомашин центробежного и осевого типов.

**2. Принцип стабильности внутренней характеристики  $\Psi_i = f(\Phi)$  компрессора.** Внутренней характеристикой компрессора в размерных параметрах будем называть зависимость внутреннего напора  $H_i$  от производительности компрессора  $Q$  во всем диапазоне рабочих режимов:  $H_i = f(Q)$ . Внутренняя характеристика в безразмерных параметрах выражается зависимостью  $\Psi_i = f(\Phi)$ .

При анализе и обобщении газодинамических экспериментальных характеристик турбокомпрессоров разных марок для определения формы внутренних характеристик использовалось понятие относительного смещения режима работы по расходу от оптимального режима:

$$q = \Phi / \Phi_0. \quad (9)$$

При этом внутренняя характеристика приобретает вид:  $\Psi_i = f(q)$ . На оптимальном режиме работы относительное смещение режима  $q = 1$ . Соответственно на режимах  $\Phi < \Phi_0$  будет  $q < 1$ , а на режимах  $\Phi > \Phi_0$  будет  $q > 1$ .

При обработке экспериментальных характеристик величина коэффициента внутреннего на-

пора для каждого режима работы компрессора определялась как частное:

$$\Psi_i = \Psi_{\text{пол}} / \eta_{\text{пол}}, \quad (10)$$

что вытекает из соотношения (7).

По своему физическому смыслу внутренняя характеристика компрессора близка к теоретической характеристике, определяемой уравнением Эйлера. Подобно теоретической характеристике, внутренняя характеристика графически изображается прямой линией, которая может быть аппроксимирована уравнением первой степени:

$$(\Psi_i - \Psi_{i0}) = K_i (1 - q), \quad (11)$$

где  $\Psi_{i0}$  — коэффициент внутреннего напора на оптимальном режиме работы компрессора;  $K_i$  — постоянный коэффициент, определяемый индивидуально для каждого типа компрессора как тангенс угла наклона внутренней характеристики.

Существенной особенностью внутренних характеристик турбокомпрессоров является их стабильность, поскольку они не изменяются в зависимости от качества изготовления или степени эрозионного износа машины. Последнее обстоятельство подтверждается результатом исследования газодинамических характеристик центробежных компрессоров более чем 150 марок. Очевидно, что равнозначными являются внутренние характеристики, представленные в виде зависимостей  $H_i = f(Q)$ ,  $\Psi_i = f(\Phi)$  и  $\Psi_i = f(q)$ .

**3. Принцип взаимной детерминированности коэффициентов политропического напора и полезного действия.** Суть этого принципа определяется известным соотношением:

$$\eta_{\text{пол}} = \Psi_{\text{пол}} / \Psi_i.$$

Поскольку вследствие принципа 2 для любого произвольного значения величины относительного смещения режима работы  $q$  компрессора коэффициент внутреннего напора  $\Psi_i$  остается постоянным, постольку изменения политропического КПД  $\eta_{\text{пол}}$  однозначно определяется величиной коэффициента политропического напора  $\Psi_{\text{пол}}$ . Тем самым деформации напорной газодинамической и экономической характеристик взаимно обусловлены.

Таким образом, для любого произвольного режима работы компрессора снижение напора на несколько процентов сопровождается соответственным уменьшением политропического КПД на столько же процентов.

**4. Принцип инвариантности индивидуального ПИН-кода компрессора по отношению к качеству изготовления или степени износа.**

Параметром идентификации напора (ПИН) будем называть функцию, определяемую выражением:

$$K_{\Psi} = \Psi_{\text{пол}} - q \Psi_{\text{пол}0}. \quad (12)$$

ПИН-кодом компрессора будем называть зависимость параметра идентификации напора от величины смещения режима работы турбокомпрессора от оптимального режима  $K_{\Psi} = f(q)$ .

Обоснование выбора зависимости (12) приведено в работе [3].

Анализ и обобщение напорных газодинамических характеристик большого количества центробежных и осевых компрессоров подтверждают независимость индивидуальных ПИН-кодов от сочетания технологических отклонений при изготовлении, а также от уровня эрозионного износа проточной части.

**5. Принцип инвариантности индивидуального ПИКО-кода турбокомпрессора от качества изготовления или степени эрозионного износа.** Параметром идентификации коэффициента полезного действия (ПИКО) будем называть функцию, определяемую выражением:

$$K_{\eta} = \eta_{\text{пол}} - q \eta_{\text{пол}0}. \quad (13)$$

Зависимость параметра  $K_{\eta}$  от относительного смещения режима работы, выраженная в графической или алгебраической форме  $K_{\eta} = f(q)$ , будем называть ПИКО-кодом компрессора. Индивидуальный ПИКО-код компрессора, обусловленный, аналогично ПИН-коду, принципиальными конструктивными особенностями конкретной марки турбокомпрессора, определяется на основании экспериментальных газодинамических характеристик и не изменяется в зависимости от технологических отклонений или степени эрозионного износа проточной части.

**6. Принцип информационной взаимосвязи газодинамических параметров текущего режима работы с соответствующими параметрами оптимального режима работы.** Данный принцип является следствием, вытекающим из принципов 4 и 5. Его суть состоит в следующем: величина коэффициента политропического напора  $\Psi_{\text{пол}}$ , относящаяся к любому произвольному режиму работы, содержит в себе информацию о значении коэффициента  $\Psi_{\text{пол}0}$  на оптимальном режиме работы. Таким образом, при известных значениях  $\Psi_{\text{пол}}$  и  $q$  величина коэффициента напора на оптимальном режиме определяется из уравнения (12):

$$\Psi_{\text{пол}0} = (\Psi_{\text{пол}} - K_{\Psi}) / q. \quad (14)$$



Аналогично, на основании уравнения (13) определяется политропический КПД  $\eta_{пол 0}$  компрессора на оптимальном режиме работы:

$$\eta_{пол 0} = (\eta_{пол} - K_{\eta}) / q. \quad (15)$$

**7. Принцип зависимости величины деформации газодинамических характеристик от относительного смещения режима работы.** Величиной деформации газодинамических характеристик будем называть разности параметров  $(\Psi_1 - \Psi_2)$ , а также  $(\eta_1 - \eta_2)$ , относящиеся к одному и тому же смещению режима работы  $q$ . При этом  $\Psi_1$  и  $\eta_1$  относятся к исходным газодинамическим характеристикам, а  $\Psi_2$  и  $\eta_2$  — к характеристикам, деформированным в результате неблагоприятного сочетания технологических отклонений или вследствие эрозионного износа компрессора (индекс «пол» опущен для сокращения письма). В качестве исходной может быть принята любая характеристика, обусловленная технологическим состоянием компрессора на данный момент.

Как показывают системный анализ и обобщение экспериментальных данных, величина деформации газодинамических характеристик на любом произвольном режиме работы может быть определена из выражений:

$$(\Psi_1 - \Psi_2) = q (\Psi_{10} - \Psi_{20}); \quad (16)$$

$$(\eta_1 - \eta_2) = q (\eta_{10} - \eta_{20}). \quad (17)$$

Эти простые формулы обеспечивают достаточную для практики точность в интервале  $0,7 \leq q \leq 1,3$ . Как видно из выражений (16) и (17), деформированные газодинамические характеристики на графиках не являются эквидистантными по отношению к исходным характеристикам. На левых ветвях характеристик при  $q < 1$  величина их деформации существенно меньше по сравнению с деформацией на правой ветви при  $q > 1$ .

Установленный принцип 7 свидетельствует о том, что используемый в инженерной практике коэффициент технического состояния компрессора не является постоянной величиной и зависит от относительного смещения режима работы.

Приведенные принципы могут использоваться в практике эксплуатации турбокомпрессорных установок и газоперекачивающих агрегатов. С их помощью могут быть рассчитаны реальные газодинамические характеристики изношенного турбокомпрессора по измеренным параметрам газа на входе в компрессор и на выходе из него.

Особую ценность, по мнению авторов, представляет использование внутренней характеристики  $\Psi_i = f(q)$ , полученной на основании заводских паспортных характеристик, для определения расхода газа на произвольном режиме работы компрессора. Алгоритм проведения необходимых расчетов приведен в [5].

#### Список литературы

1. Быков Г.А., Быкова О.Г. Энтропийный анализ работы нагнетателей в системе магистрального транспорта газа // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. — 2008. — № 11. — С. 52–57.
2. Быков Г.А., Быкова О.Г. Работа колеса центробежного компрессора как кольцевой решетки профилей // Хим. и нефтегазовое машиностроение. — 2005. — № 10. — С. 17–20.
3. Быков Г.А., Быкова О.Г. Системный анализ и обобщение результатов стендовых испытаний газовых центробежных компрессоров // Там же. — 2006. — № 9. — С. 26–32.
4. Быков Г.А. Общие законы, описывающие работу лопаточных нагнетателей на нерасчетных режимах // Экологические и ресурсосбережение. — 1996. — № 1. — С. 19–23.
5. Быков Г.А., Быкова О.Г., Избаш С.В. Мониторинг технического состояния центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов // Там же. — 2006. — № 3. — С. 73–77.

Поступила в редакцию 03.06.10

## Gas-Dynamic Characteristics Deformation Principles of Turbo compressor during Exploitation

*Bykov G.A.<sup>1</sup>, Bykova O.G.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> National Aviation University, Kiev

<sup>2</sup> National Agency of Ukraine for Efficient Use of Energy Resources, Kiev

The basic relationship of gas-dynamic characteristics shape of centrifugal and axial compressors fluctuation are adduced. The fluctuations emerge in consequence of disadvantageous combination of technological deviations during units manufacturing or flowing part exploitational erosive deterioration. The relationships are the result of system analysis and generalization of of experimental gas-dynamic characteristics and formulated as principles convenient for engineering practice application.

**Key words:** turbocompressors, gas-dynamic characteristics.

Received June 3, 2010