

# Компрессорная Техника и Пневматика



Compressors & Pneumatics

2/март

2012

11-я международная специализированная выставка



22 – 25 октября 2012 года  
Москва, ЦВК «Экспоцентр»

[www.pcvexpo.ru](http://www.pcvexpo.ru)



В сердце Москвы, в центре успеха!

- насосы
- компрессоры
- арматура
- приводы и двигатели

Организаторы:



Генеральные информационные партнеры:





**Учредители**

Ассоциация компрессорщиков  
и пневматиков  
ООО «Издательство «КХТ»

**Издатель**

ООО «ИИЦ «КХТ»

**Главный редактор**

Ю.Б. Галеркин

**Заместители главного редактора**

Диментова А.А.  
Морозова Э.И.

**Ответственные секретари**

Суслина И.П.  
Козлова С.С.

**Директор по рекламе  
и спецпроектам**

Калюжный А.П.

**Научный редактор**

Крузе А.С.

**Редакционная коллегия**

Д.т.н. проф. Бараненко А.В.  
К.т.н. Бухолдин Ю.С.  
Д.т.н. проф. Галеркин Ю.Б.  
Д.т.н. проф. член-корр. РАН Гусев Б.В.  
Д.т.н. проф. Демихов К.Е.  
К.т.н. Диментова А.А.  
Д.т.н. проф. Захаренко В.П.  
Д.т.н. проф. Кузнецов Л.Г.  
Д.т.н. проф. Кулагин В.А.  
Морозова Э.И.  
Д.т.н. Парафейник В.П.  
К.т.н. Роговой Е.Д.  
К.т.н. Суслина И.П.  
Д.т.н. проф. Сухомлинов И.Я.  
К.т.н. Товарас Н.В.  
Д.т.н. проф. Хисамеев И.Г.  
Уразов Е.К.  
Фадеков Н.В.  
К.т.н. Шайхутдинов А.З.

**Дизайн и компьютерная верстка**

Япин О.Ю.

**Адрес редакции**

107258, Москва,  
ул. 1-я Бухвостова, 12/11, НИИ ДАР,  
ИИЦ «КХТ»  
Тел.: (495) 748-78-39, 223-66-35  
Тел./факс: (495) 963-96-28  
E-mail: info@chemtech.ru  
www.compressor.tech.ru

**Отделение в Санкт-Петербурге**

Суслина И.П. (812) 552-65-86

**Журнал входит в перечень ВАК РФ**

Юридическую ответственность  
за достоверность рекламы  
несут рекламодатели.  
Полная или частичная перепечатка  
материалов допускается только  
с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика»,  
1991

Сдано в набор 25.02.2011.  
Подписано в печать 7.03.2011.  
Формат 60x90/8. Печать офсетная.  
Усл.-печ.л. 5,0. Зак. 1395

Отпечатано в ООО «АМА-пресс»,  
111116, Москва., Зельев пер., 3

# Компрессорная техника и пневматика

Compressors & Pneumatics

2/март

2012

**СОДЕРЖАНИЕ**

*Мехника*

**Хисамеев И.Г., Паранин Ю.А.,  
Садыков М.Т., Якупов Р.Р., Абдреев М.Г.**  
Новые винтовые компрессорные установки  
для сбора и утилизации попутного нефтяного газа . . . . . 3

*Диагностика и мониторинг*

**Андерхуб Й.** Мониторинг состояния поршневых компрессоров.  
12 функций, которыми должна обладать  
любая система мониторинга состояния . . . . . 6

*Эксплуатация*

**Крюков О.В.** Анализ систем безопасного пуска  
электроприводных газоперекачивающих агрегатов . . . . . 12

*Расчет и конструирование*

**Парафейник В.П., Нефедов А.Н.,  
Евдокимов В.Е., Тертышный И.Н.**  
К вопросу оптимизации геометрии проточной части  
центробежных компрессоров природного газа . . . . . 18

**Юн В.К., Зуев А.В., Карлин А.А.**  
Основы методов проектирования  
проточных частей центробежных компрессоров . . . . . 26

**Юша В.Л., Сухов Е.В.,  
Машков Ю.К., Сорокин В.Н., Гладенко А.А.**  
Инженерный анализ компактных теплообменных устройств  
типа «труба в трубе» со спирально-змеевиковой проточной  
частью для компрессорных и холодильных агрегатов . . . . . 33

**Гридин Г.Д., Кузнецов К.А., Михайлов А.Д.**  
Формы эпюр напряжений различных видов контактов  
в уплотнительных соединениях . . . . . 37

**Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Попов Ю.А.,  
Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю.**  
Пример компьютерной оптимизации  
осевых компрессорных ступеней . . . . . 41

*Поздравляем с юбилеем!*

Алексею Васильевичу Васильеву 75 лет . . . . . 40

*Памяти коллег*

Борис Павлович Шайдак . . . . . 32

# К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа

В.П. Парафейник, А.Н. Нефедов (ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»),

В.Е. Евдокимов (НПФ «Энтехмаш»), И.Н. Тертышный (Сумский государственный университет)

*Рассмотрен вопрос выбора некоторых геометрических параметров проточной части центробежного компрессора, обеспечивающих достижение наиболее эффективных совместных режимов работы компрессора и газотурбинного привода в составе газоперекачивающего агрегата. Целесообразность применения предлагаемой методики согласования энергетических характеристик привода и компрессора рассмотрена на примере анализа эффективности агрегата типа ГПА-Ц-16С мощностью 16 МВт при его комплектации центробежными компрессорами различной конструкции с одинаковыми параметрами по величине конечного давления.*

**Ключевые слова:** газоперекачивающий агрегат, центробежный компрессор, газотурбинный привод.

## Concerning optimization of geometry of natural gas centrifugal compressors rotor bundle

Parafeynik V.P., A.N. Nefedov, V.E. Evdokimov, I.N. Tertysnyi

*It has been considered the issue concerning selection of some geometrical parameters of centrifugal compressor rotor bundle providing the most efficient combined modes of compressor and gas turbine engine operation within gas turbo-compressor package. The suitability of application for proposed methods of turbine engine and compressor energy characteristics matching has been considered by the example of performance analysis of GPA-C-16S type package with 16 MW power in the case of its furnishing with centrifugal compressors of various design with the same parameters as per discharge pressure value.*

**Key words:** gas turbo-compressor package, centrifugal compressor, gas turbine engine.

При проектировании газоперекачивающего агрегата (ГПА) на основе центробежного компрессора (ЦК) и газотурбинного привода (ГТП) следует учитывать:

- влияние геометрических параметров проточной части (ПЧ) компрессора на выбор наиболее целесообразного режима работы ГПА, при котором его КПД будет иметь максимальное значение [1];
- характер изменения энергетических характеристик ЦК и ГТП в составе агрегата;
- требования эксплуатации по эффективности ГПА с учетом КПД обеих турбомашин в составе единого агрегата на всех прогнозируемых режимах работы.

Для оценки энергетической эффективности агрегата в действующей нормативной документации используются два показателя: эффективный КПД привода и политропный КПД компрессора [2]. При этом для оценки эффективности ГПА как сложной энерготехнологической системы, в которой осуществляется двойное преобразование энергии топлива в потенциальную энергию транспортируемого

газа, интегральный показатель, учитывающий эффективность газотурбинного двигателя (ГТД) и ЦК, отсутствует. Вместе с тем целесообразность применения такого показателя обусловлена необходимостью согласования характеристик компрессора и привода при проектировании агрегата, а также выбора наиболее экономичных режимов работы ЦК и ГТП в процессе эксплуатации. Использование интегрального КПД агрегата на предпроектной стадии работ может существенно облегчить выбор оптимальных энерготехнологических схем блочно-комплектных агрегатов, установок или компрессорных станций (КС), создаваемых на основе оборудования различного типа.

Впервые понятие КПД агрегата было введено в работе [3] в форме эксергетического КПД с целью анализа энергетической эффективности холодильного агрегата. Термодинамический анализ рабочих процессов блочно-комплектного компрессорного оборудования с использованием эксергетического КПД в качестве интегрального критерия эффективности впервые был

выполнен в работе [4]. В случае ГПА с ЦК без промежуточного охлаждения и ГТД простого или регенеративного рабочего цикла (без утилизации теплоты выхлопных газов), без учета затрат на электроэнергию (менее 1% мощности ГТП) целесообразно использовать понятие интегрального КПД агрегата в более простой форме. Так, в работах [1, 5, 6] для анализа эффективности ГПА линейных КС газовой промышленности использовали КПД ГПА в форме

$$\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = \eta_e \eta_{\text{п}}, \quad (1)$$

где  $\eta_e$  – эффективный КПД привода;  $\eta_{\text{п}}$  – политропный КПД ЦК.

Как известно, показатель эффективности ГПА в таком виде принят без учета особенностей рабочих процессов ЦК и ГТД, а также закономерностей преобразования различных видов энергии, и поэтому не вполне корректен [4]. Однако зависимость (1) вполне приемлема для оценки эффективности ГПА, создаваемых, например, на базе ГТД и различных модификаций ЦК с одинаковыми параметрами назначения.



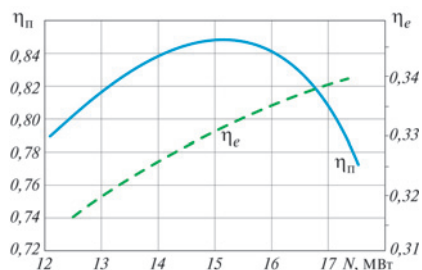


Рис. 1. Показатели эффективности компрессора ЦК-16/76-1,44 (ЦК-3) и ГТД на основе ГТД ДГ90Л2 при частоте вращения 5 100 об/мин (по данным НПКГ «Зоря»-«Машпроект», г. Николаев)

При таком подходе можно говорить о том, что как при создании новых ГПА, так и при реконструкции действующих агрегатов в составе КС их интегральная энергоэффективность однозначно определяется эффективностью ГТД и ЦК.

Одной из особенностей характеристики турбокомпрессора  $\eta_{\pi} = f(N_k)$  является наличие оптимума при расчетной производительности. Зависимость  $\eta_e = f(N_{ст})$  для ГТД имеет существенно иной характер (рис. 1). Форма интегральной зависимости  $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N_k)$  будет определяться характеристиками обеих турбомашин (ГТД и ЦК) в составе турбоблока агрегата. При этом абсолютная величина КПД агрегата зависит в первую очередь от эффективности ГТД, но конфигурация интегральной кривой  $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N_k)$  и расположение ее оптимума определяется зависимостью  $\eta_{\pi} = f(N_k)$ .

Рассмотрим вопрос выбора некоторых геометрических характеристик проточной части (ПЧ) компрессора при изменении режимов работы агрегата на примере анализа эффективности агрегатов типа ГПА-Ц-16С, укомплектованных судовым двигателем ДГ90Л2 мощностью 16 МВт производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев) и ЦК с ПЧ различного типа разработки ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» и кафедры КВХТ СПбГПУ (Санкт-Петербург).

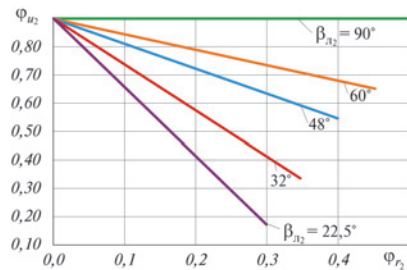


Рис. 2. Зависимости теоретического коэффициента напора от коэффициента расхода для различных типов РК

Анализ влияния геометрических параметров ПЧ, в частности, формы лопаточной решетки рабочего колеса (РК), на характеристику ЦК выполнен на базе ступеней с различными геометрическими углами профиля лопатки на выходе из РК ( $\beta_{л2} = 22,5^\circ \dots 52^\circ$ ).

Важным моментом исследования является определение геометрии ПЧ, позволяющей обеспечить соответствие газодинамических характеристик ЦК требованиям эксплуатации. Эти требования сводятся в основном к следующему: форма зависимости потребляемой мощности ЦК от расхода должна быть такова, чтобы экстремум функции  $N_k = f(\bar{V}_H)$  соответствовал максимальному КПД компрессора, т.е. номинальной (расчетной) производительности [7–9] (здесь  $\bar{V}_H$  – производительность ЦК по условиям на входе). Большинство характеристик современных ЦК природного газа не соответствуют этому условию. Кривая мощности  $N_k = f(\bar{V}_H)$  при  $\bar{V}_H > (\bar{V}_H)_{ном}$  часто имеет тенденцию к росту по сравнению с  $N_k = N_{ном}$  [здесь  $(\bar{V}_H)_{ном}$  соответствует максимальному значению политропного КПД]. И чем значительнее этот рост, тем более это неприемлемо для ГТД (особенно в летний период). Выполнение указанных требований возможно за счет надлежащего выбора геометрических параметров РК и диффузоров ступеней ЦК. Тем самым можно существенно повлиять на

крутизну зависимостей напор – расход и ширину зоны КПД, при которой величина  $\eta_{\pi} = 0,9(\eta_{\pi})_{max}$ , приближив тем самым газодинамическую характеристику к оптимальной форме (с точки зрения требований более экономичной эксплуатации).

Определяющее влияние на форму кривой  $N_k = f(\bar{V}_H)$  оказывает крутизна напорной характеристики ступени. Для получения приближенных зависимостей  $\varphi_{u2} = f(\varphi_{r2})$  при различных выходных углах лопаток РК  $\beta_{л2}$  в работе [7] была использована формула Стодолы  $\varphi_{u2} = k_z - \varphi_{r2} \text{ctg} \beta_{л2}$ . Очевидно, что наибольшей крутизной обладают характеристики ступеней с низконапорными РК (например, с  $\beta_{л2} = 22,5^\circ$ ), и по мере увеличения углов  $\beta_{л2}$  зависимости  $\varphi_{u2} = f(\varphi_{r2})$  становятся все более пологими (рис. 2). Учитывая, что внутреннюю мощность, потребляемую РК, приближенно можно считать прямо пропорциональной произведению коэффициентов напора и расхода, на рис. 3 представлены приближенные зависимости относительной мощности  $\bar{N} = N/N_{max}$  от  $\varphi_{r2}$ . При этом  $N = N_{ном}$  соответствует максимуму политропного КПД ступени.

Данные рис. 3 свидетельствуют о том, что экстремум функции  $\bar{N} = f(\varphi_{r2})$  точно соответствует  $\bar{N} = 1,0$  только для низконапорных РК (в нашем случае при  $\beta_{л2} = 22,5^\circ$ ). В действительности это могут быть РК с  $\beta_{л2}$  в диапазоне  $\sim 15 \dots 25^\circ$ , для которых с увеличением расхода по

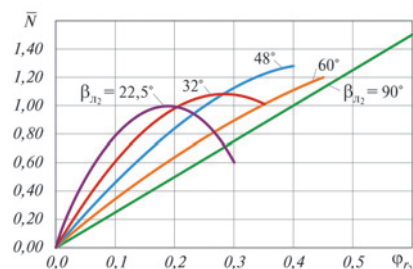


Рис. 3. Зависимости относительной внутренней мощности  $\bar{N}$  ступени ЦК от типа РК

сравнению с номиналом не отмечается рост относительной мощности (он может быть незначительным – менее 3–5%).

В то же время углы  $\beta_{п2} = 48^\circ$  и больше неизбежно приводят к значительному росту относительной мощности при увеличении расхода (см. рис. 3).

Приведенные результаты расчетного анализа подтверждаются экспериментальными данными. На рис. 4 приведены характеристики вариантов модельных ступеней с низконапорными РК с цилиндрическими лопатками «насосного» типа ( $\beta_{п2} = 22,5^\circ$ ) и лопаточными (ЛД), а также безлопаточными (БЛД) диффузорами. Как видно из рис. 4, для ступеней с низконапорными РК форма кривых  $\bar{N} = f(\varphi_0)$  полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к ЦК, с точки зрения возможности достижения оптимального режима работы ступенями компрессора как с ЛД (см. рис. 4, а), так и с БЛД (см. рис. 4, б).

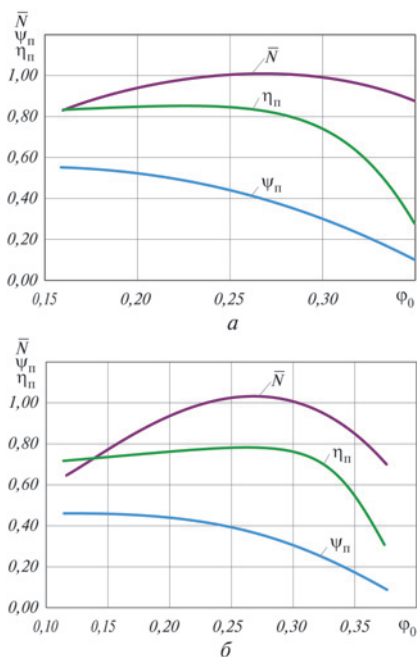


Рис. 4. Характеристики ступеней с низконапорными РК ( $\beta_{п2} = 22,5^\circ$ ): а – ЛД;  $b_2/D_2 = 0,055$ ;  $\alpha_{п3} = 15^\circ$ ;  $b_3/b_2 = 1,25$ ;  $D_4/D_2 = 1,37$ ;  $M_{п2} = 0,67$ ; б – БЛД;  $b_2/D_2 = 0,075$ ;  $b_3/b_2 = 1,0$ ;  $D_4/D_2 = 1,554$ ;  $M_{п2} = 0,6$

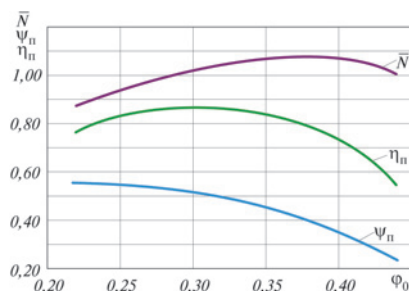


Рис. 5. Характеристики ступени сжатия с РК средней напорности ( $\beta_{п2} = 32^\circ$ ; ЛД;  $b_2/D_2 = 0,078$ ;  $\alpha_{п3} = 14^\circ$ ;  $b_3/b_2 = 1,14$ ;  $D_4/D_2 = 1,4$ ;  $M_{п2} = 0,6$ )

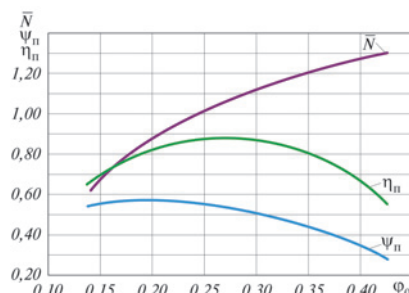


Рис. 6. Характеристики ступени сжатия с РК, геометрия которой не обеспечивает оптимизацию параметров ЦК ( $\beta_{п2} = 48^\circ$ ; БЛД,  $b_2/D_2 = 0,055$ ,  $b_3/b_2 = 0,965$ ,  $D_4/D_2 = 1,54$ ,  $M_{п2} = 0,5$ )

При использовании РК «большой напорности» (например, РК с  $\beta_{п2} = 32^\circ$ ) имеется возможность приблизиться к выполнению требуемого условия, несмотря на то, что при таких РК и ЛД ступень обладает неярко выраженным экстремумом функции  $\bar{N} = f(\varphi_2)$  – рис. 5, по сравнению со ступенью, имеющей БЛД и РК с  $\beta_{п2} = 22,5^\circ$  (см. рис. 4, б). В то же время в ступенях ЦК, имеющих БЛД и РК с углом  $\beta_{п2} = 48^\circ$ , экстремум характеристики  $\bar{N} = f(\varphi_0)$  отсутствует (рис. 6). Аналогичный результат при  $\beta_{п2} > 32^\circ$  может быть по-

лучен для ступеней ЦК как с ЛД, так и с БЛД, т.е. тип диффузора ПЧ не сказывается определяющим образом на форме кривой  $\bar{N} = f(\varphi_0)$ .

Приведенные результаты расчетного анализа с учетом характера зависимостей  $\eta_n$ ,  $\eta_e = f(N)$  (см. рис. 1) позволяют сделать вывод о том, что конструкция ПЧ компрессора (и прежде всего геометрия РК) оказывает определяющее влияние на достижение оптимальных режимов работы ГПА, создаваемого на основе ЦК и ГТП.

Изучение влияния геометрии ПЧ компрессора на режимы работы агрегатов типа ГПА-Ц-16С было продолжено путем анализа модельных характеристик ПЧ.

Компрессор ЦК-1 с  $\beta_{п2} = 22,5^\circ$  спроектирован на основе ПЧ, использованной при доводке опытной партии агрегатов ГПА-Ц-16/76-1,44 [10]. Характеристики ПЧ компрессора ЦК-2, полученной по результатам НИР кафедры КВХТ СПбГПУ, представлены в работе [11]. При использовании БЛД и имеющегося корпуса компрессора КПД ЦК-2 соответствует показателям эффективности серийного образца компрессора НЦ-16/76-1,44. В то же время обеспечивается эффективность работы ЦК в более широком диапазоне режимов работы по сравнению с серийным образцом [11].

В качестве модельной ПЧ компрессора ЦК-3 была использована ПЧ серийного компрессора НЦ-16/76-1,44, который получил широкое распространение при создании

#### Основные геометрические параметры ЦК агрегатов типа ГПА-Ц-16С

Модификации ЦК	ЦК-1	ЦК-2	ЦК-3	ЦК-4	ЦК-5
Тип ступеней ПЧ	ЛД	БЛД	ЛД	БЛД	ЛД
Число ступеней	2	2	2	1	1
Наружный диаметр РК $D_2$ , мм	880	835	843	912	870
Высота лопатки на выходе из РК $b_2$ , мм	53,2/47,2	–	53,1/47,5	41,7	58
$\beta_{п2}$ , °	22,5	32,0	32,0	52,1	52,1
Число лопаток РК $Z_{1-2}$	11/11	–	15/15	18	18



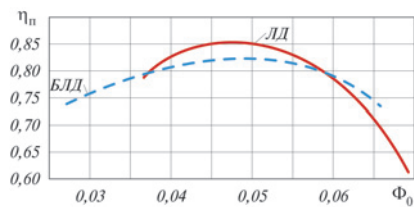


Рис 7. Безразмерные характеристики ПЧ компрессоров типа ЦК-4 (---) и ЦК-5 (—) разработки кафедры компрессоростроения ЛПИ им. М.И. Калинина [12]

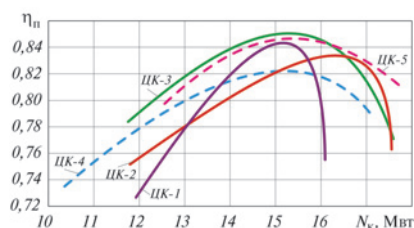


Рис 8. Показатели эффективности исследуемых ЦК в составе агрегатов типа ГПА-Ц-16С

модификаций агрегатов типа ГПА-Ц-16, например, ГПУ-16/76-1,44, ГПА-Ц-16С/76-1,44, ГПА-Ц-16Л/76-1,44, а также для компрессора агрегата типа ГПА-Ц-25. Как видно, значение  $\beta_{л2}$  для РК в обеих ПЧ (ЦК-2 и ЦК-3) составляет  $32^\circ$ .

ПЧ компрессоров ЦК-4 и ЦК-5, на основе которых может быть создан агрегат типа ГПА-Ц-16С с одноступенчатым ЦК на конечном давлении 7,45 МПа и с отношением давлений 1,25 при частоте вращения 5 100 об/мин, были приняты для анализа на основе данных кафедры компрессоростроения ЛПИ им. М.И. Калинина [12]. Безразмерные характеристики  $\eta_{п} = f(\Phi_0)$  этих ПЧ представлены на рис. 7. Как видно, указанные ПЧ имеют высокую эффективность, а их ис-

пользование для анализа интегральных характеристик ГПА представляет определенный интерес, поскольку, несмотря на отличия схем диффузоров и других геометрических параметров, в ПЧ использованы одни и те же модельные РК.

Для дальнейшего исследования влияния геометрии ЦК на эффективность ГПА было отобрано пять вариантов ПЧ с ЛД и БЛД. Диапазон изменения углов  $\beta_{л2}$  в РК ступеней сжатия ЦК составил  $22,5...52,1^\circ$ . Тем самым представилась возможность проанализировать влияние выходных углов лопаток РК и типа диффузора на режимы совместной работы ЦК и ГТП в составе ГПА.

Графические зависимости, характеризующие эффективность исследуемых ЦК в составе агрегатов

типа ГПА-Ц-16С, представлены на рис. 8. Максимальный уровень КПД исследованных ЦК составил более 85% и соответствовал компрессору модификации ЦК-3. Наименее эффективной является ПЧ компрессора ЦК-4 с максимальным КПД 82%. Сравнительный анализ представленных зависимостей  $\eta_{п} = f(N_k)$  показал преимущество ЦК-3 над ЦК-1 во всем диапазоне возможных режимов работы компрессора, преимущество над ЦК-2 ограничивается левой ветвью характеристики.

Наиболее существенные показатели эффективности работы исследуемых ЦК в составе агрегатов типа ГПА-Ц-16С представлены в табл. 1, а результирующие графики зависимостей  $\eta_{п}, \eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N_k)$  – на рис. 9, 10.

Основные рабочие параметры анализируемых ЦК получены на основе газодинамических расчетов ПЧ. Расход топливного газа определяли на основе мощностного баланса ГТД и ЦК с использованием известной зависимости

$$G_{т.г.} = \frac{N}{\eta_c Q_H^p}, \quad (2)$$

где  $N$  – мощность, потребляемая

Таблица 1  
Режимы работы и показатели эффективности различных модификаций ЦК мощностью 16 МВт и агрегатов типа ГПА-Ц-16С

Параметр	Модификация									
	ЦК-1		ЦК-2		ЦК-3		ЦК-4		ЦК-5	
	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум
$N_k$ , кВт	15 200	15 200	16 300	16 300	15 200	16 200	15 200	16 100	15 200	16 300
$n_p$ , об/мин	5 200		5 300		5 100		5 100		5 100	
$\pi_k$	1,44				1,25					
$G_k$ , кг/с	248	248	293	293	250	280	410	460	420	480
Расогласование по $N_k$ , %	0		0		6,2		5,6		6,7	
$\eta_{п}$ , %	84,5	84,5	83,40	83,40	85,5	85,0	82,22	81,72	85,0	84,4
$\eta_{с}$ , %	33,15	33,15	33,62	33,62	33,15	33,56	33,15	33,53	33,15	33,62
$\eta_{\Sigma}^{ГПА}$	28,01	28,01	28,04	28,04	28,34	28,53	27,25	27,40	28,16	28,38
$G_{т.г.}$ , кг/с	0,935	0,935	0,988	0,988	0,935	0,981	0,935	0,978	0,935	0,989
$\bar{G}_{т.г.}$	0,0038	0,0038	0,0034	0,0034	0,0037	0,0035	0,0023	0,0021	0,0022	0,0021
Расогласование по $\bar{G}_{т.г.}$	0		0		5,4		6,8		7,6	

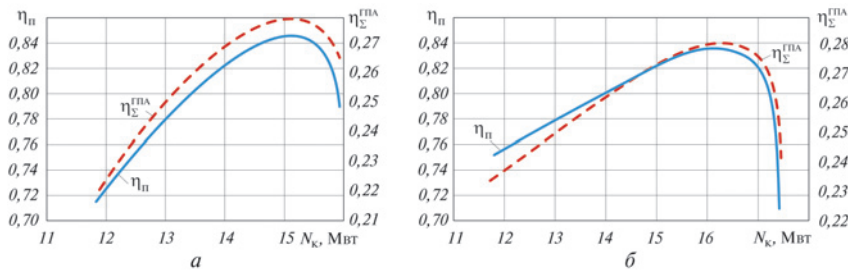


Рис. 9. Показатели эффективности компрессоров и агрегатов типа ГПА-Ц-: а – ЦК-1,  $n_p = 5\ 100$  об/мин,  $\pi_k = 1,44$ ; б – ЦК-2,  $n_p = 5\ 300$  об/мин,  $\pi_k = 1,44$

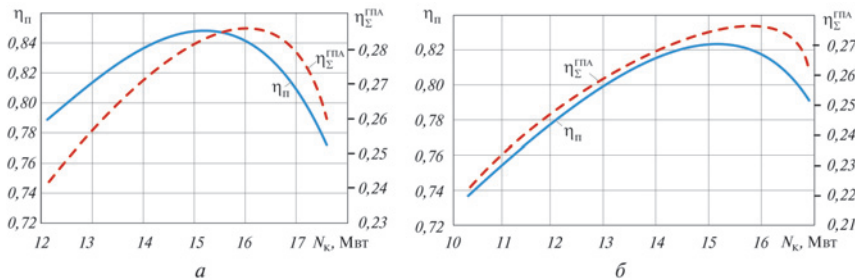


Рис. 10. Сопоставление КПД компрессора и интегрального КПД агрегата типа ГПА-Ц-16С: а – ЦК-3,  $n_p = 5\ 100$  об/мин,  $\pi_k = 1,44$ ; б – ЦК-4,  $n_p = 5\ 100$  об/мин,  $\pi_k = 1,25$

ЦК;  $\eta_e$  – эффективный КПД привода<sup>1</sup>;  $Q_n^p$  – низшая теплотворная способность топлива.

Из табл. 1 следует, что наиболее характерной особенностью режимов работы ГПА и ЦК с различной геометрией ПЧ является тот факт, что применение РК «компрессорного» типа ( $\beta_{л2} > 32^\circ$ ) приводит к рассогласованию расчетного режима работы компрессора и оптимального режима работы агрегата. Это объясняется тем, что оптимальные режимы работы ГПА по величине интегрального КПД ( $\eta_\Sigma^{\text{ГПА}}$ ) в случае применения ступеней ЦК большей напорности достигаются при более высокой мощности ГТП по сравнению с расчетным режимом компрессора.

Рассогласование характеристик агрегата и компрессора влечет изменение массового расхода ЦК и расхода топливного газа при работе ГТД. Для достижения оптималь-

ного режима работы ГПА при этом требуется форсирование режима работы двигателя. Соответственно, при проектировании ЦК под существующий ГТД или при выборе основных характеристик вновь разрабатываемого двигателя под ГПА определенного назначения необходимо обеспечивать согласование характеристик и режимов работы обеих турбомашин (ЦК и ГТД) в составе ГПА с учетом его работы в условиях конкретной КС.

Расчетный анализ показывает, что в случае ГПА с ЦК-1 (ЛД,  $\beta_{л2} = 22,5^\circ$ ) режимы работы, соответствующие  $(\eta_{и})_{\text{max}}$  и  $(\eta_\Sigma^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$ , совпадают по мощности ГТП и массовой производительности ЦК (см. табл. 1, рис. 9, а). Совпадение оптимального режима работы ГПА и расчетного режима работы ЦК наблюдается также в случае агрегата, укомплектованного ЦК-2, с ПЧ, спроектированной кафедрой КВХТ

СПбГТУ для модернизации ЦК агрегата ГПА-Ц-16/76-1,44 с БЛД (см. табл. 1, рис. 9, б).

Приведенные данные свидетельствуют о том, что в случае ЦК, спроектированного на базе ступеней с РК с  $\beta_{л2} = 32^\circ$  и БЛД, обеспечивается совпадение проектного режима ЦК и оптимального режима работы ГПА.

Для ГПА с ЦК-3 (РК с  $\beta_{л2} = 32^\circ$  и ЛД) совпадение проектного режима ЦК и оптимального режима работы ГПА не наблюдается (рис. 10, а). Как видно из графиков и табл. 1, оптимальный КПД по величине  $(\eta_\Sigma^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$  равен 28,5%; режим работы ГПА при  $\eta_{и} = 85\%$  для компрессора соответствует  $N = 16,2$  МВт. В то же время для проектного режима ЦК при  $(\eta_{и})_{\text{max}} = 85,5\%$  мощность равна  $\sim 15,2$  МВт, т.е. рассогласование составляет  $\sim 6,2\%$ . Этот результат качественно совпадает с ранее полученными данными эксергетического анализа оптимальных режимов работы агрегатов типа ГПА-Ц-6,3А, ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-25, которые оснащались центробежными компрессорами с ПЧ, имевшими РК с  $\beta_{л2} = 32^\circ$  и ЛД [3]. В случае применения РК с увеличенными  $\beta_{л2}$ , например  $\beta_{л2} = 52,1^\circ$ , рассогласование проектного режима работы ЦК и оптимального режима работы ГПА увеличивается даже при использовании БЛД (см. табл. 1, рис. 10, б).

Рассогласование оптимальных режимов для ГПА с ЦК-4 (РК с  $\beta_{л2} = 52,1^\circ$ , БЛД) составляет 5,6%, а для агрегата с ЦК-5 (РК с  $\beta_{л2} = 52,1^\circ$ , ЛД) достигает 6,7% по уровню мощности. Увеличивается также рассогласование по массовому расходу ЦК (у ЦК-4  $\Delta G_k = 50,0$  кг/с, у ЦК-5  $\Delta G_k = 60,0$  кг/с). Таким образом, для достижения оптимального режима работы агрегата с ЦК-4 мощность привода

<sup>1</sup>Данные по величине  $G_{т.г}$  были проверены с использованием зависимости  $\eta_e = f(N_{ст})$ , полученной в ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект» для ГТД типа ДГ90Л2 (А.Л. Лютиков, В.Н. Чобенко).



Параметры работы и показатели топливной эффективности агрегатов при использовании различных модификаций ЦК

Параметр	Модификация									
	ЦК-1		ЦК-2		ЦК-3		ЦК-4		ЦК-5	
	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум	Расчет	Оптимум
$N_k$ , кВт	15 200	15 200	16 300	16 300	15 200	16 200	15 200	16 100	15 200	16 300
$\pi_k$	1,44					1,25				
$\eta_{пн}$ , %	84,5	84,5	83,40	83,40	85,5	85,0	82,22	81,72	85,0	84,4
$K_T^{ГПА} \cdot 10^3$	4,263	4,263	–	–	3,720	3,695	4,530	4,502	3,980	3,947

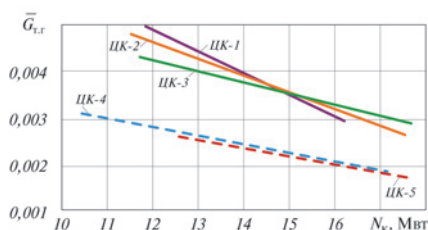


Рис. 11. Изменение относительного расхода топлива на транспорт газа  $\bar{G}_{T,Г}$  при использовании различных модификаций ПЧ компрессора в составе ГПА

должна быть увеличена на 0,9 МВт, а ГПА с ЦК-5 – на 1,1 МВт. Работа ГПА на таких режимах потребует большего расхода топливного газа. В связи с этим представляют интерес данные о соотношении затрат топлива ( $\bar{G}_{T,Г}$ , кг/с) и количества транспортируемого газа ( $G_k$ , кг/с). Например, для агрегата с компрессором типа ЦК-5 относительный расход топливного газа  $\bar{G}_{T,Г} = G_{T,Г}/G_k$  при режиме работы ГПА с оптимальным значением КПД будет меньше на 7,6% по сравнению с расчетным режимом (см. табл. 2, рис. 11).

Зависимости  $\bar{G}_{T,Г} = f(N_k)$  имеют линейный характер, а изменение величины  $\bar{G}_{T,Г}$  соответствует особенностям изменения зависимости  $\eta_{пн} = f(N_k)$ , а также характеру изменения отношения давления от мощности в исследуемом диапазоне режимов работы ЦК, т.е. характеру изменения их напорных характеристик. Так, на расчетном режиме работы компрессоров ЦК-1, ЦК-3 ( $N_k = 15,2$  МВт, отношение давлений 1,44) показатели  $\bar{G}_{T,Г}$  для различных ПЧ примерно одинаковы (различие отмечается лишь в пя-

том знаке). В области повышенных мощностей ( $N_k > 14,8$  МВт) преимущество принадлежит ЦК-1, в то же время значения политропного КПД ЦК-3 по сравнению с ЦК-1 выше во всей области режимов работы компрессора. Данное преимущество по показателю  $\bar{G}_{T,Г}$  модификации ЦК-1 объясняется различной формой его напорной характеристики. С увеличением крутизны напорной характеристики происходит более интенсивное снижение степени сжатия в ЦК-1 по сравнению с ЦК-3 и, как следствие, повышение массовой производительности ГПА (при равенстве мощности, потребляемой компрессорами).

Анализируя полученные графики  $\bar{G}_{T,Г}$  для ЦК-4 и ЦК-5, можно отметить, что ГПА с такими модификациями ПЧ компрессоров близки по эффективности, но преимущество имеет ЦК-5, так как политропный КПД компрессора выше практически во всем диапазоне режимов работы (см. рис. 7).

Из приведенных данных можно сделать вывод о том, что показатель эффективности работы ГПА по величине коэффициента расхода топлива на транспорт газа ( $\bar{G}_{T,Г}$ ) удобен для оценки режимов работы агрегата при условии  $N_k, \pi_k = \text{idem}$ . Однако анализ других (отличительных) режимов работы ГПА является затруднительным, так как при определении величины  $\bar{G}_{T,Г}$  не учитывается изменение газодинамических, в частности напорных, характеристик ЦК, а также интегральной характе-

ристики агрегата. В связи с этим целесообразно использовать более универсальный безразмерный интегральный критерий топливной эффективности ГПА в виде

$$K_T^{ГПА} = \frac{G_{T,Г}}{G_k \psi_{п}}, \quad (3)$$

где  $K_T^{ГПА}$  – коэффициент расхода топлива в ГПА на компримирование транспортируемого газа;  $G_{T,Г}$  – массовый расход топливного газа в камере сгорания ГТД;  $G_k$  – массовая производительность ЦК;  $\psi_{п}$  – коэффициент политропного напора ЦК.

Показатель эффективности ГПА в форме (3) позволяет оценить не только относительный расход топлива, затрачиваемого на компримирование транспортируемого газа, но и влияние изменения напорной характеристики ЦК при работе ГПА на магистраль при различных рабочих режимах.

В табл. 2 и на рис. 12 представлены данные об изменении коэффициента расхода топлива в диапазоне возможных режимов работы агрегатов типа ГПА-Ц-16С, оснащенных ЦК различных модификаций.

На основании представленных зависимостей  $K_T^{ГПА} = f(N_k)$  и расчетных данных для ЦК-3 можно отметить, что минимальное значение коэффициента расхода топлива соответствует оптимальному режиму работы ГПА. Как видно из представленных данных, для ЦК-1 наблюдается совпадение минимального значения коэффициента расхода топлива (см. рис. 12, а), мак-



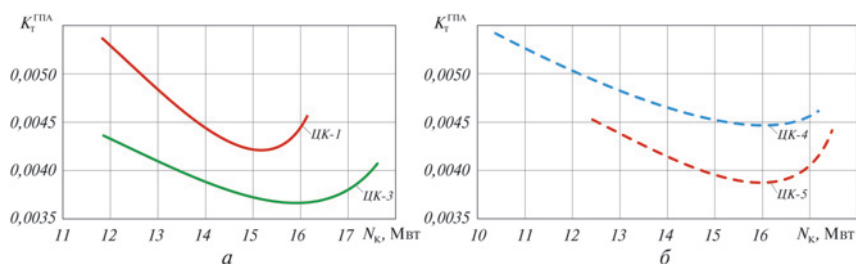


Рис. 12. Сравнительный анализ эффективности ГПА по величине коэффициента расхода топлива:  
 а – ЦК-1, ЦК-3,  $\pi_k = 1,44$ ; б – ЦК-4, ЦК-5,  $\pi_k = 1,25$

симального значения КПД ГПА (см. рис. 9, а) и максимального политропного КПД ЦК, соответствующего расчетному режиму работы компрессора (см. рис. 8).

В случае ЦК-3 минимальному значению коэффициента  $K_T^{GPA}$  соответствует максимальное значение интегрального КПД агрегата ( $\eta_{\Sigma}^{GPA}$ ), но наблюдается рассогласование с расчетным режимом работы компрессора (см. рис. 10, а и 12, а).

Описанные свойства интегральных характеристик эффективности ГПА, укомплектованного компрессором ЦК-3, присущи и ГПА с компрессорами ЦК-4 и ЦК-5. Отличие заключается только в величинах рассогласования режимов их работы.

Сравнение полученных данных по эффективности ГПА при использовании компрессоров двух типов, имеющих отношения давлений, равные 1,44 и 1,25, показывает, что меньшие значения  $K_T^{GPA}$  соответствуют ГПА с ЦК-3. Это означает, что данная модификация компрессора является наиболее эффективной (см. рис. 8). Среди ЦК с отношением давлений 1,25 преимущество принадлежит варианту с ЦК-5 во всем диапазоне возможных режимов работы ГПА.

На основании приведенных данных можно сделать вывод, что ПЧ компрессоров ЦК-1 и ЦК-2 обеспечивают совпадение расчетного режима работы ЦК и оптимального режима работы агрегата. В то же время комплектация агрегата

модификациями ЦК-3 (РК с  $\beta_{л2} = 32^\circ$  и ЛД), ЦК-4 (РК с  $\beta_{л2} = 52,1^\circ$  и БЛД) или ЦК-5 (РК с  $\beta_{л2} = 52,1^\circ$  и ЛД) неизбежно будет сопровождаться рассогласованием оптимальных режимов работы агрегата и расчетных режимов работы ЦК по значениям массовой производительности и потребляемой мощности. Следовательно, для достижения оптимального режима работы агрегата необходимо иметь соответствующий запас мощности ГТД, и для обеспечения меньшего расхода топлива целесообразно осуществлять его эксплуатацию при форсированных режимах работы агрегата, при которых производительность ЦК будет превышать расчетные значения.

Для реализации форсированных режимов эксплуатации агрегата при  $(\eta_{\Sigma}^{GPA})_{max}$  и соответственно при минимальном значении  $K_T^{GPA}$  требуется не только наличие соответствующего запаса мощности ГТД, но и применение в составе ГПА более совершенной системы автоматического управления и регулирования (САУиР), которая способна реализовать алгоритм оптимального управления работой ГПА.

Методический подход, использованный в настоящей работе для исследования влияния геометрии проточной части ЦК на работу ГПА с ГТП, пригоден также для исследования агрегатов с регулируемым электрическим приводом.

Результаты выполненных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Газодинамические характеристики ЦК, определяемые геометрией проточной части и режимом его работы, оказывают существенное влияние на положение точки оптимума режима работы турбокомпрессорного агрегата, создаваемого на основе этого компрессора и ГТП;

2. При выборе геометрии проточной части ЦК на стадии его проектирования следует руководствоваться критерием топливной эффективности агрегата  $K_T^{GPA}$ , который учитывает эффективность работы основных энергетических систем в составе турбоблока ГПА (ЦК и ГТП) во всем диапазоне режимов их эксплуатации;

3. В случае ГПА с ГТД простого или регенеративного рабочего цикла (при котором не предусмотрена утилизация теплоты выхлопных газов для производства теплоты, холода или электроэнергии) интегральный критерий эффективности ГПА определяется согласно зависимости (3). С ее помощью можно оценить уровень согласованности режимов работы ЦК и ГТП;

4. При анализе режимов работы ГПА определяющим является факт совпадения или рассогласования расчетного режима работы ЦК при  $(\eta_{\Pi})_{max}$  и режима работы агрегата при  $(\eta_{\Sigma}^{GPA})_{max}$ . Оптимальным является такой режим, при котором обеспечивается согласованность параметров ГПА  $(\eta_{\Sigma}^{GPA})_{max}$  и ЦК  $(\eta_{\Pi})_{max}$ . Оценка эффективности ГПА для конкретных характеристик ЦК и ГТП осуществляется с помощью коэффициента расхода топлива  $K_T^{GPA}$ ;

5. При использовании в конструкции ступеней сжатия РК «компрессорного» типа ( $\beta_{л2} = 32...52^\circ$  и более) не обеспечивается совпадение оптимальных режимов работы ГПА и ЦК. Это относится к ПЧ ступеней сжатия как с БЛД, так и с ЛД. Для ЦК с  $\beta_{л2} \geq 52,1^\circ$  и БЛД рассогласование по мощности



между расчетным режимом работы ЦК и оптимальным режимом работы агрегата типа ГПА-Ц-16С составляет около 5–6%; при наличии ЛД в ступени ЦК рассогласование достигает 7–8%;

6. Эксплуатация ГПА на оптимальном режиме работы при комплектации ступеней ЦК высоконапорными РК ( $\beta_{п2} > 32^\circ$ ) требует наличия запасов мощности ГТД, а также более совершенной конструкции САУиР. Экономия топливного газа  $\bar{G}_{т.г}$  при работе ГПА мощностью 16 МВт с двигателем ДГ90Л2 может достигать 5,4–7,6%, что соответствует абсолютной величине экономии топливного газа 3–3,5 млн. м<sup>3</sup>/год соответственно;

В связи с преимущественным влиянием напорной характеристики проточной части ЦК на положение точки оптимума зависимости  $K_r^{ГПА} = f(N_r)$  целесообразно провести ее исследование с учетом влияния не только  $\beta_{п2}$  и типа диффузора

в ступени, но и других геометрических параметров ПЧ.

#### Список литературы

1. Парафейник В.П., Евдокимов В.Е., Тертышный И.Н., Нефедов А.Н. О влиянии геометрии проточной части центробежного компрессора на выбор режимов работы ГПА с газотурбинным приводом//Труды XV междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Т. 1. Казань: 2011. С. 400–413.

2. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам/СТО Газпром 2-3.5-138–2007// ООО «ВНИИ-газ». М.: ОАО «Газпром», 2007. С. 63.

3. Динков В.А., Гриценко А.И., Васильев Ю.Н., Мужиливский П.М. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях. М.: Недр, 1981. 296 с.

4. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом. Дис. ... д-ра техн. наук. Харьков: ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАНУ. 2009.

5. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности. Дис. ... канд. техн. наук: М.: МИХМ. 1984.

6. Отт К.Ф. Коэффициент полезного действия компрессорной станции магистрального газопровода//Э-И Транспорт и подземное хранение газа. Вып. 1. 1990. 5 с.

7. Евдокимов В.Е., Богорадовский Г.И. К вопросу об оптимальной форме характеристики нагнетателя природного газа//Турбины и компрессоры. 2001. №15. С. 26–30.

8. Евдокимов В.Е. О выборе типа диффузора при проектировании ЦКМ//Турбины и компрессоры. 2001. №14. С. 34–39.

9. Завальный П.Н. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей с газотурбинными установками в газотранспортных системах. Дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург: УГТУ-УПИ. 1998.

10. Парафейник В.П., Довженко В.Н., Наконечный С.И. и др. Опыт исследования и доводки проточных частей центробежных компрессоров природного газа мощностью 16 МВт//Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Вып. 111. Технологии в машиностроении. Харьков: 2000. С. 85–93.

11. Галеркин Ю.Б. К модернизации нагнетателей ГПА установкой новой проточной части с безлопаточными диффузорами//Труды IV междунар. симп. «Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования» СПб.: СПбГТУ. 1998. С. 114–120.

12. Техническая информация о научно-исследовательской работе. Атлас унифицированных центробежных компрессорных ступеней конструкции ЛПИ/К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.П.Митрофанов и др. Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина. 1981. 300 с.