

УДК 621.515

В.П. ПАРАФЕЙНИК¹, А.Н. НЕФЕДОВ¹, И.Н. ТЕРТЫШНЫЙ², В.Н. ЧОБЕНКО³,
А.Л. ЛЮТИКОВ³

¹СКБ турбокомпрессорных машин ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Украина

²Сумской государственной университет, Украина

³ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения
«Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГПА С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ СУДОВОГО ТИПА

Приведены результаты анализа эффективности газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-16С мощностью 16МВт на конечное давление 12,0 МПа, который комплектуется центробежными компрессорами различного типа. Отмечено, что в случае использования привода простого рабочего цикла эффективность агрегата может определяться как произведение эффективного КПД привода на политропный КПД компрессора. Получены количественные данные о влиянии КПД компрессора на величину КПД агрегата и расхода топливного газа при различных режимах эксплуатации, а также о возможности выявления режимов его работы с максимальным значением КПД (оптимальный режим) для некоторых типов проточных частей компрессора.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат; центробежный компрессор; газотурбинный привод; эффективность; режим работы.

Введение

Одним из важнейших вопросов методологии проектирования газоперекачивающих (турбокомпрессорных) агрегатов (наиболее общим является термин турбокомпрессорный агрегат (ТКА), применяемый в нефтяной промышленности; в газовой промышленности используется термин газоперекачивающий агрегат) на предпроектной стадии работ является выбор варианта компоновочной схемы газоперекачивающего агрегата (ГПА), основой которого являются газотурбинный двигатель (ГТД) в составе газотурбинного привода агрегата и центробежный компрессор (ЦК), обеспечивающий повышение давления газа для его транспорта, обратной закачки в пласт или подземное хранилище.

Для сравнительного анализа различных конструктивных вариантов ГПА целесообразно использовать КПД агрегата, учитывающий особенности рабочего процесса, принципиальные конструктивные решения по компоновке агрегата, а также эффективность как ГТД, так и ЦК при его работе «на магистраль».

На сегодняшний день в типовых технических требованиях отсутствует понятие КПД ГПА, энергетическая эффективность которого оценивается двумя показателями: эффективным КПД двигателя в составе агрегата (компрессорной станции) и политропным КПД компрессора [1]. Это удовлетворяет

эксплуатационников оборудования, но при сравнительном анализе конструктивных вариантов агрегатов, установок или компрессорных станций (КС), создаваемых на основе установок различного типа, необходимо оперировать понятием КПД агрегата или установки в целом.

Впервые понятие КПД агрегата с целью анализа энергетической эффективности газохолодильного перекачивающего агрегата в форме эксергетического КПД было представлено в работе [2]. Применительно к блочно-комплектному компрессорному оборудованию, создаваемого на основе многокаскадных (многокорпусных) ЦК, эксергетический анализ рабочего процесса турбокомпрессорных установок газовой и нефтяной промышленности с использованием эксергетического КПД в качестве критерия эффективности, впервые выполнен в работе [3].

Однако в случае ГПА с ГТД простого рабочего цикла, однокорпусным ЦК, без учета затрат электроэнергии и при отсутствии утилизации теплоты выхлопных газов, с целью выработки пара, горячей воды, холода или электроэнергии целесообразно использовать КПД агрегата в более простой форме. В частности, в работах [4, 5] для анализа эффективности ГПА для линейных компрессорных станций (КС) газовой промышленности использовался КПД ГПА в форме:

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

где η_e – эффективный КПД привода в составе агрегата или КС; η_{Π} – политропный КПД ЦК.

Как известно [3, 5], показатель эффективности ГПА в таком виде не соответствует основам термодинамического анализа и является в значительной степени условным. Это связано с тем, что он принят без учета особенностей рабочих процессов ЦК и ГТД и в этом смысле не имеет корректного обоснования.

Однако с его использованием можно анализировать эффективность ГПА создаваемых, например, на базе ГТД и различных модификаций ЦК с одинаковыми конечными параметрами.

Результаты исследований

В настоящей работе на примере анализа эффективности агрегата типа ГПА-Ц-16С с двигателем

типа ДГ90 мощностью 16МВт производства ГП НПКГ«Зоря»-«Машпроект» (г.Николаев) и различного типа ЦК конструкции ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», политропный КПД которых изменяется в диапазоне $0,78 \div 0,86$, изложены методические подходы к анализу эффективности ГПА, создаваемого на основе ГТД и ЦК с проточными частями (ПЧ), имеющих лопаточные (ЛД) и безлопаточные диффузоры (БЛД) в ступенях компрессора.

Таким образом, анализ влияния характеристик ЦК на эффективность ГПА осуществляется с использованием компрессоров 4^x модификаций, основные геометрические характеристики которых представлены в табл. 1, а режимы работы в табл. 2.

Как видно из представленных данных, применение более нагруженных ступеней ЦК за счет увеличения $\beta_{\text{ЛД}}$ и числа M_{u_2} в ЦК-3 и ЦК-4 позволило сократить количество ступеней до трех (табл. 1).

Таблица 1

Основные геометрические характеристики ЦК мощностью 16 МВт

Модификации ЦК	ЦК-1	ЦК-2	ЦК-3	ЦК-4
Геометрические характеристики				
Тип ПЧ с ступеней	БЛД	БЛД	ЛД	БЛД
Количество ступеней	4	4	3	3
D_2 , мм	705	705	750	750
Z_{1-2}	11/11/11/11	13/13/11/11	18/18/18	17/17/15
v_2 , мм	42,2	38,4	35,2	32,2
$\beta_{\text{ЛД}}$, град	32/32/31,5/31,5	35,83/35,83/31,87/31,87	52,1/52,1/52,1	48,31/48,31/44,52
Z_{3-4}	–	–	20/20/20	–
D_4 , мм	1208	1164	1162	1237

Таблица 2

Режимы работы исследуемых ЦК при расчетном значении мощности и частоты вращения ротора ($n = 5100$ об/мин)

Модификация ЦК	N_p , МВт	η_{Π}	k	R, Дж/кг·К	U_2 , м/с	$M_{u_2}^*$	$Re_{u_2}^*$
ЦК-1	15,2	0,86	1,409	503,66	188,3	0,45	$7,02 \cdot 10^8$
ЦК-2	15,2	0,83	1,409	503,66	188,0	0,45	$7,02 \cdot 10^8$
ЦК-3	15,2	0,81	1,409	503,66	200,0	0,48	$7,94 \cdot 10^8$
ЦК-4	15,2	0,78	1,409	503,66	200,0	0,48	$7,94 \cdot 10^8$

Примечание*. Значение чисел M_{u_2} и Re_{u_2} приведены по условиям на входе в ПЧ.

Однако КПД этих ПЧ на расчетном режиме существенно ниже по сравнению с модификациями ЦК-1 и ЦК-2 (табл. 2). Следует отметить, что ПЧ анализируемых ЦК были спроектированы с использованием безразмерных характеристик ступеней реальных компрессоров ($\eta_{\Pi}, \pi_K = f(\Phi_0)$), где Φ_0 – условный коэффициент расхода), на основе которых ранее в ОАО были созданы агрегаты на давление 7,45 МПа мощностью $6,3 \div 16$ МВт. Проектирование

ГПА для линейных КС на $P_k = 12,0$ МПа целесообразно при мощности привода $25 \div 32$ МВт. Однако целью данной работы является выявление методических особенностей, связанных с анализом влияния характеристик ЦК на эффективность ГПА при различных режимах их эксплуатации. В связи с этим мощностные характеристики агрегата не имеют принципиального значения при условии, что анализ осуществляется при критериях динамического по-

добия (M и R_c), соответствующих режимам автономности при работе ЦК. Как видно из данных табл. 2, это условие для анализируемых ЦК соблюдается ($M_{u_2} < 0,6$, а $R_{cu_2} > 2 \cdot 10^6$).

При анализе влияния характеристик ЦК на работу ГПА используются безразмерные и размерные газодинамические характеристики компрессоров. На рис. 1 представлены размерные характеристики ПЧ модификации ЦК-3, имеющей политропный КПД на расчетном режиме 0,81 (табл. 2).

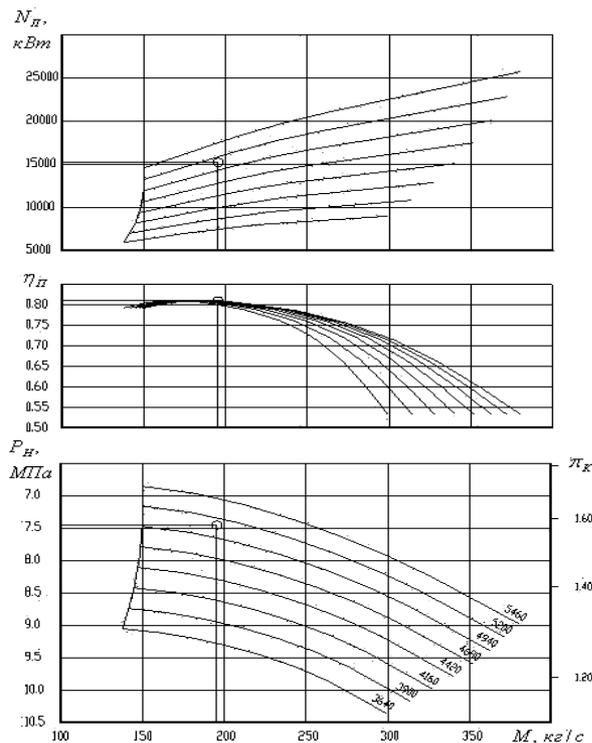


Рис. 1. Размерные газодинамические характеристики проточной части ЦК-3 ($P_k=11,77$ МПа, $T_n=289,0$ К, $R=503,7$ Дж/(кг·К))

Анализ влияния политропного КПД ЦК на эффективность ГПА осуществляется при значении

частоты вращения роторной системы (силовая турбина и ЦК) в диапазоне $n = (0,75 \div 1,05)n_n$. При этом номинальное значение частоты вращения составляет $n = 5200$ об/мин.

Как известно, в качестве режимного параметра при анализе характеристик ступеней ЦК чаще всего используется объемная производительность по условиям на всасывании (V) или эквивалентный ей условный коэффициент (Φ). В настоящей работе в связи с тем, что анализ эффективности ГПА осуществляется на основе Первого закона термодинамики в качестве режимного параметра использовалась массовая производительность ЦК (рис. 1), которая по отношению к ГТД является аналогом мощности газотурбинного привода.

Кроме уровня политропного КПД, важное значение имеет пологость характеристики $\eta_{II} = f(\Phi)$. Для ее оценки используется показатель зоны экономичной работы (Φ''/Φ'), определяющий зону характеристики по КПД со значением $0,9(\eta_{II})_{max}$. Для оценки удаленности реального режима работы от зоны помпажа используется коэффициент сближения оптимального и помпажного режимов ($K_1 = \Phi_{помп} / \Phi_{опт}$) или коэффициент запаса по помпажу $K_2 = 1 - \Phi_{помп} / \Phi_{опт}$, выражаемый в процентах [6]. Основные показатели эффективности ПЧ исследуемых ЦК, представлены в табл. 3.

Сравнительный анализ полученных результатов показал преимущество 4х-ступенчатой ПЧ с БЛД (ЦК-1), так как на расчетном режиме она обеспечивает наибольший $K_1 = 0,86$; ширину зоны экономичной работы $\Phi''/\Phi' = 2,14$, а также коэффициент запаса по помпажу $K_2 = 63\%$, что является максимальным среди анализируемых ПЧ. С ее использованием был создан ЦК мощностью 16МВт для агрегата типа ГПА-Ц-16П (КС «Сивас», Турецкая Республика).

Таблица 3

Показатели эффективности проточных частей исследуемых компрессоров

Модификации ЦК	Показатели					
	M , кг/с	Φ_0	K_1	Ψ_{II}	Φ''/Φ'	K_2 , %
ЦК-1	207,7	0,0473	0,86	1,7404	2,14	54
ЦК-2	200,0	0,0455	0,83	1,744	1,66	38
ЦК-3	194,8	0,0368	0,81	1,544	1,65	21
ЦК-4	187,1	0,0354	0,78	1,548	1,43	24

Самой низкоэффективной является ПЧ для ЦК-4, имеющая на расчетном режиме при значении $\Phi_0 \approx 0,035$ $K_1 = 0,78$, ширину зоны экономичной работы $\Phi''/\Phi' = 1,43$ и коэффициент политропного напора $\Psi_{II} = 1,548$, что выше его значения для ПЧ ЦК-3 (табл. 3). В тоже время с использованием без-

размерных характеристик ПЧ компрессора ЦК-3 в различные периоды также создавались реальные ЦК. Например, компрессор 294ГЦ2-370\25-56М1 для агрегатов типа ГПА-Ц-16 с ГТД НК-16-18СТ (КС «Ахангаран», АК «Узбектрансгаз»).

Все указанные ПЧ, выбранные для ЦК – 1, 2, 3, 4 с целью анализа влияния характеристик ЦК на эф-

фективность ГПА, разрабатывались в различные периоды и подтверждают как общие тенденции в развитии газовых ЦК на повышение их эффективности, так и необходимость углубленного расчетного и экспериментального исследования ПЧ с целью дальнейшего повышения их эффективности. Применение указанных типов компрессоров в составе конкретных образцов ГПА, во многом обусловлено производственной ситуацией, складывающейся как на заводе – изготовителе оборудования, так и на вновь сооружаемых или реконструируемых КС магистральных газопроводов и других объектах заказчика.

Мощностные характеристики модификаций ЦК, имеющих ПЧ с безлопаточными (ЦК-1) и лопаточными (ЦК-3) диффузорами ступеней представлены на рис. 2.

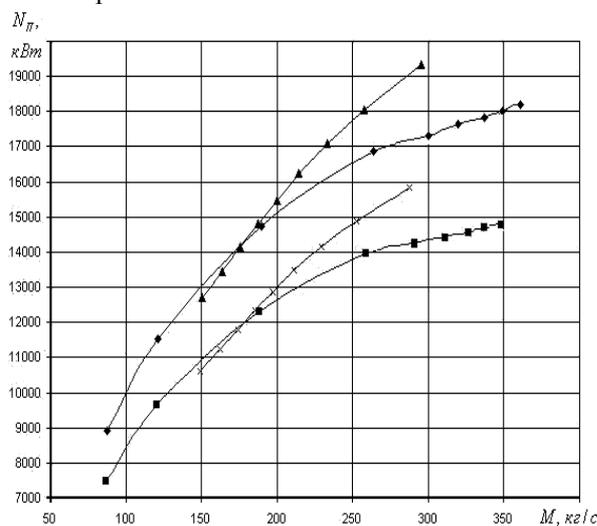


Рис. 2. Зависимость мощности, потребляемой ЦК от производительности: —◆— ЦК-1 (n=5100 об/мин); —■— ЦК-1 (n=4680 об/мин); —▲— ЦК-3 (n=5100 об/мин); —×— ЦК-3 (n=4680 об/мин)

Как видно из рисунка, при снижении производительности ЦК мощность, потребляемая ПЧ с ЛД, снижается более резко по сравнению с ПЧ, созданной на основе ступеней с БЛД, что соответствует известным физическим особенностям рабочего процесса ступеней ЦК с ЛД и БЛД. Следует также отметить, что при проектировании реальных ПЧ для компрессоров агрегатов необходимо учитывать ограничение мощности двигателя (16 МВт при $T_0 = 288 \text{ K}$). В связи с этим дальнейший анализ эффективности ГПА с ЦК различного типа будем проводить с использованием характеристик компрессоров и двигателя, полученных на частоте вращения ротора $n = 4680 \text{ об/мин}$, так как при таком режиме работы двигатель будет располагать необходимым запасом мощности.

Зависимости, иллюстрирующие эффективность исследуемых ЦК в составе агрегата ГПА-Ц-16С/120-

1,6 в виде характеристик $\eta_{\Pi} = f(N_{\Pi})$, представлены на рис. 3. Там же указаны границы помпажа для каждой из анализируемых характеристик, расположение которых соответствует данным табл. 3.

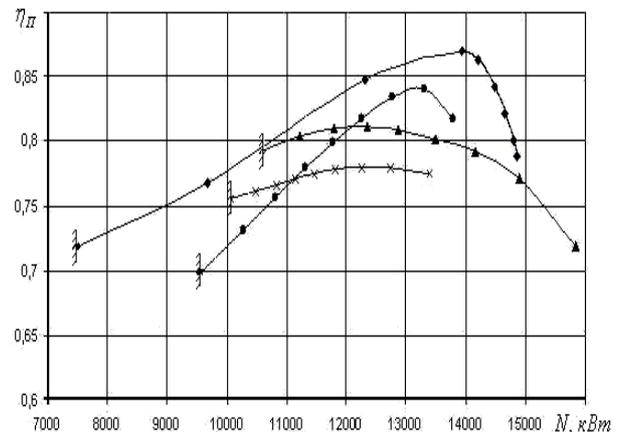


Рис. 3. Зависимость эффективности исследуемых ЦК в составе агрегата ГПА-Ц-16С/120-1,6 мощностью 16 МВт ($n=4680 \text{ об/мин}$): —◆— ЦК-1; —■— ЦК-2; —▲— ЦК-3; —×— ЦК-4; —|— граница помпажа

Характеристики ЦК на рис. 3 построены на основе экспериментальных данных, полученным в процессе испытаний ЦК, проточные части которых создавались с использованием соответствующих безразмерных характеристик. В связи с этим они представлены с определенными ограничениями по мощностному диапазону. Однако, как будет показано ниже, это не препятствует проведению требуемого анализа. При сравнительном анализе характеристик ЦК необходимо отметить, что ЦК-3 при работе на нерасчетных режимах с уменьшением производительности по эффективности приближается к ЦК-1 и превышает уровень КПД ЦК-2 при мощности менее 11,0 МВт (рис. 4).

Эффективность ЦК-4 также заметно превышает уровень КПД ЦК-2 при мощности 10 МВт. Следует иметь в виду, что такие режимы работы ЦК вполне реальны в составе даже линейных КС при их эксплуатации в летний период года.

Для оценки эффективности ГПА во всем диапазоне режимов его работы с использованием вышеприведенной зависимости (1) использовалась характеристика $\eta_e = f(N_{CT})$, представленная на рис. 5.

Как видно из рисунка, при анализируемом режиме работы ЦК-1 и ЦК-3 по частоте вращения ротора величина η_e привода изменяется в диапазоне $0,27 \div 0,332$. Последнее значение соответствует эффективному КПД на расчетном режиме при мощности, близкой 16 МВт.

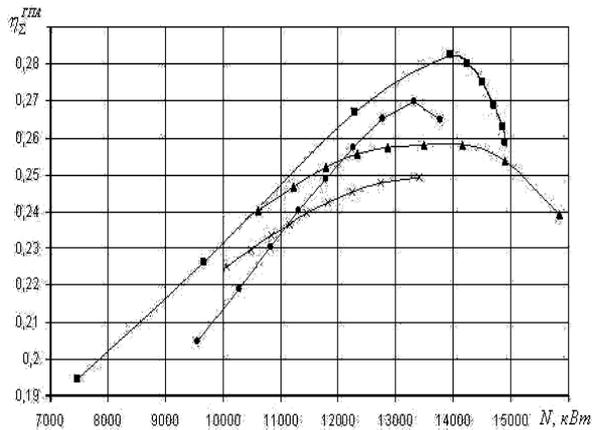


Рис. 4. Сравнительный анализ эффективности ГПА по величине интегрального КПД ($n=4680$ об/мин): —◆— ЦК-1; —●— ЦК-2; —▲— ЦК-3; —×— ЦК-4

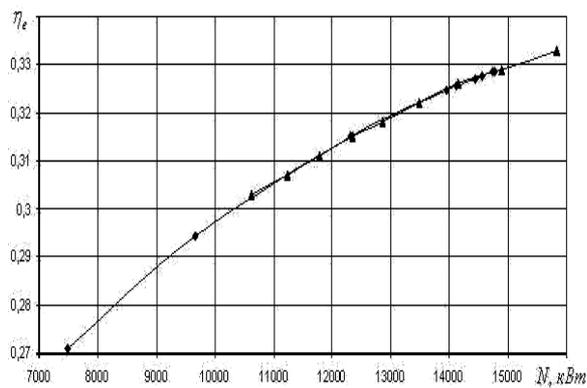


Рис. 5. Зависимость КПД газотурбинного привода от мощности ($n=4680$ об/мин): —◆— ЦК-1; —▲— ЦК-3

С использованием полученных данных об эффективности ЦК и ГТД был выполнен расчетный анализ эффективности ГПА по величине $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$. Некоторые результаты этого анализа для случая $n = 4680$ об/мин и представлены на рис. 4.

Из анализа полученных данных следует:

1. Уровень КПД ГПА определяется в первую очередь эффективностью ГТП. Для анализируемого агрегата величина $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{\max}$ изменяется в диапазоне от $0,281 \div 0,293$ для $n_{СТ} = 4680 \div 5100$ об/мин, соответственно (величина $\eta_e = 0,335$ при $N = 16$ МВт и $n_{СТ} = 5100 \div 5200$ об/мин). Подключение ЦК для работы в составе агрегата «снижает» КПД ГТП пропорционально величине политропного КПД в области номинальных (проектных) режимов компрессора.

2. Характер зависимости $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N_{ЦК,СТ})$, особенно в области нерасчетных режимов, определяется формой газодинамических характеристик ЦК. При этом, как будет показано ниже, существенное влияние на положение оптимума кривой

$\eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N)$ оказывает форма характеристики компрессора, определяемая конструктивными особенностями отдельных ступеней, в частности, существенное влияние оказывает конструкция диффузоров в ступенях ЦК.

3. Влияние газодинамических характеристик ЦК в нерасчетной области по величине массовых расходов выявляется при использовании не только характеристики КПД, но и других показателей эффективности ПЧ: пологости характеристики, коэффициента запаса по помпажу и т.д. В целом, как видно из сопоставления рис. 3 и 5, характер изменения $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$ на нерасчетных режимах соответствует характеристике $\eta_{П} = f(N)$ при тех же режимах работы. Как показали результаты анализа, в случае ГПА с ЦК-1, имеющего ПЧ с БЛД ступеней сжатия, режимы, соответствующие $(\eta_{П})_{\max}$ и $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{\max}$, совпадают по значениям массовой производительности и, соответственно, по потребляемой мощности. Для случая ГПА с ЦК-3 (ступени сжатия ПЧ с ЛД) совпадение проектного режима ЦК и оптимального режима ГПА не наблюдается.

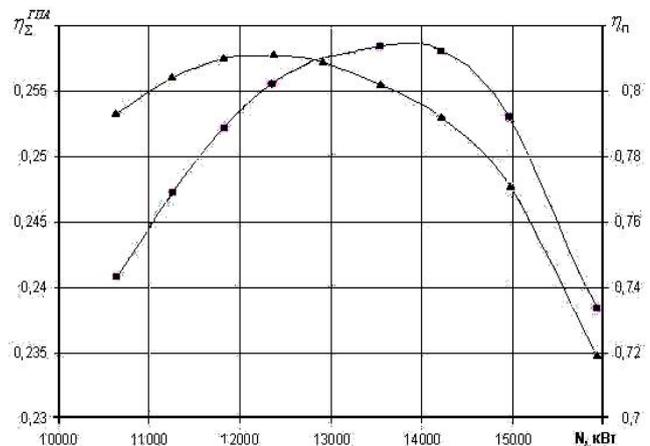


Рис. 6. Зависимость КПД компрессора ЦК-3 и ГПА, оснащенного таким компрессором, от мощности ($n=4680$ об/мин): —■— интегральный КПД ГПА; —▲— КПД ЦК-3

На рис. 6 представлены результаты сравнительного анализа характера изменения $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$ и $\eta_{П}^{ЦК}$ для случая применения ЦК-3 при $n_{СТ} = 4680$ об/мин. Как видно, оптимальный режим работы ГПА по величине $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{\max} \approx 0,26$ достигается при $N=13,5 \div 14,0$ МВт в то время как проектный режим по ЦК $(\eta_{П})_{\max} \approx 0,81$ соответствует мощности $12,0 \div 12,5$ МВт. Этот результат совпадает с ранее полученными данными об эффективности ГПА типа

ГПА-Ц-6,3А, ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-25, оснащенных ступенями сжатия с ЛД [3].

Выше в табл. 3 отмечалось, что зона экономичной работы (коэффициент пологости) для ЦК-1 составляет 2,14, а для ЦК-3 1,65, т.е. ЦК-3 имеет более крутую характеристику $\eta_{\Pi} = f(N)$. В связи с этим при удалении режима его работы от точки, соответствующей режиму с $(\eta_{\Pi})_{\max}$, наблюдается падение величины $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$, обусловленное уменьшением η_{Π} при повышении производительности ЦК после достижения оптимального значения мощности 14МВт.

Таким образом, для достижения оптимальных режимов работы ГПА по величине $(\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}})_{\max}$ требуется определенный запас мощности ГТД. В связи с этим требуется анализ режимов работы ЦК по мощности и частоте вращения ротора во всем диапазоне значений.

Интегральные зависимости, характеризующие влияние работы ЦК на эффективность ГПА, представлены на рис. 7.

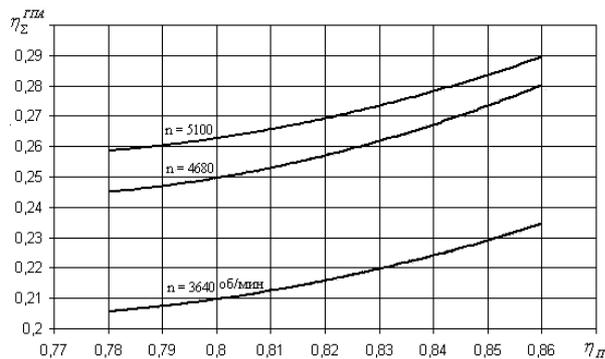


Рис. 7. Изменение величины КПД газоперекачивающего агрегата в зависимости от эффективности ЦК

По оси абсцис на этом рисунке отложены значения $(\eta_{\Pi}^{\text{ЦК}})_{\max}$, т.е. КПД ЦК на проектных режимах для диапазона частот вращения $n=3640\div 5100$ об/мин. Полученные зависимости позволяют оценивать эффективность ГПА, оснащенного ЦК различного типа, при изменении их $(\eta_{\Pi}^{\text{ЦК}})_{\max}$ в диапазоне $0,78\div 0,86$ при условии, что числа M_u и Re_u при работе компрессоров соответствует режимам автоточности.

К показателям эффективности агрегата относятся также расход топливного газа, изменение величины которого при его работе с компрессорами типа ЦК-1, 2, 3, 4 представлено на рис. 8.

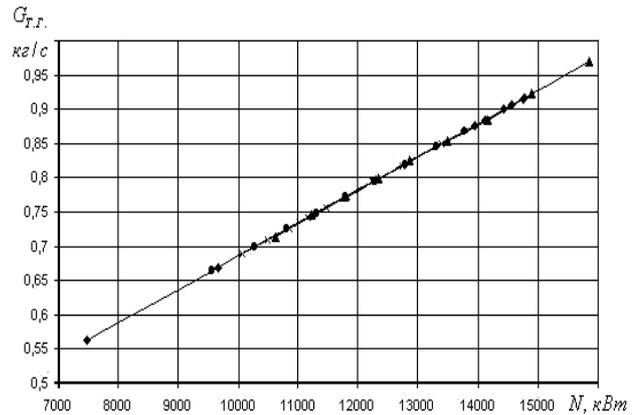


Рис. 8. Расход топливного газа в ГТД при работе ГПА с ЦК различного типа ($n=4680$ об/мин):
 —◆— ЦК-1; —●— ЦК-2; —▲— ЦК-3, —×— ЦК-4

Как видно из рисунка, расход топливного газа в двигателе ДГ90Л2 на режиме по частоте вращения $n = 4680$ об/мин при использовании ЦК различного типа изменяется в диапазоне $0,56\div 0,94$ кг/с, что соответствует техническим условиям на поставку двигателей [7].

Представляют интерес данные о соотношении затрат топлива и количества транспортируемого газа, который можно рассматривать, как более общий показатель эффективности ГПА при его эксплуатации. В связи с этим на рис. 9 приведены данные об изменении относительного расхода топлива $\bar{G}_{\text{Т.Г.}} = \frac{G_{\text{Т.Г.}}}{G_{\Gamma}}$ ($G_{\text{Т.Г.}}$ – массовый расход топливного газа, кг/с; G_{Γ} – массовая производительность ГПА (ЦК), кг/с) при использовании ЦК различного типа в составе агрегата ГПА-Ц-16С/120-1,6.

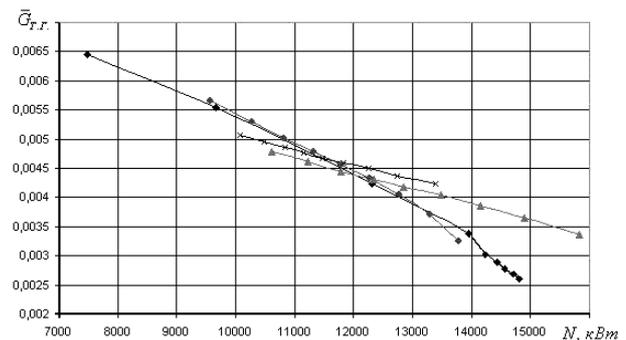


Рис. 9. Изменение относительного расхода топлива ($\bar{G}_{\text{Т.Г.}}$) на транспорт газа при использовании ЦК различного типа ($n=4680$ об/мин):
 —◆— ЦК-1; —●— ЦК-2; —▲— ЦК-3, —×— ЦК-4

Как видно, из рисунка, характер изменения величины $\bar{G}_{\text{Т.Г.}}$ соответствует характеру изменения $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$ (рис. 4) и особенностям изменения зависи-

мостей $\eta_{\Pi} = f(N)$ для анализируемых режимов работы ЦК (рис. 3).

Наиболее универсальным показателем энергетической эффективности газотурбинных ГПА, по-видимому, может быть соотношение затрат энергии, полезно использованной при их эксплуатации, к суммарной энергии скомпримированного газа. Такой показатель позволяет учесть не только конструктивное совершенство ГПА, но и энергетические характеристики газообразного топлива и компримируемых углеводородов.

При анализе характеристик ТКА следует также учитывать энергетические характеристики конденсата, производимого в процессе компримирования нефтяного газа.

Выводы

Выполненная работа позволяет сделать следующие выводы:

1. Энергетическая эффективность газотурбинного агрегата определяется уровнем эффективности ГТД и ЦК, на основе которых создается турбоблок ГПА.

2. Обобщенным показателем энергетической эффективности ГПА является его КПД ($\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$), который в зависимости от решаемой задачи, особенностей рабочего процесса и энерготехнологической схемы агрегата может быть получен с использованием Первого и Второго законов термодинамики. В случае создания ГПА на основе ГТД простого и регенеративного циклов, без учета затрат электроэнергии, а также при отсутствии утилизации теплоты выхлопных газов в качестве КПД агрегата может быть использована известная зависимость, представляющая собой произведение эффективного КПД газотурбинного привода на политропный КПД ЦК.

3. Уровень энергетической эффективности ГПА, предопределяющий величину затрат топлива на компримирование газа, зависит от эффективности привода. Характер изменения величины $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = f(N_{\text{СТ,ЦК}})$ определяется характером изменения зависимости $\eta_{\Pi}^{\text{ЦК}} = f(N_{\text{ЦК}})$. При этом тип проточной части ЦК и ее геометрические характеристики оказывают существенное влияние на изменение эффективности ГПА как на расчетных так и на нерасчетных режимах.

4. При изменении политропного КПД ЦК агрегата ГПА-Ц-16С /120-1,6, создаваемых на основе ПЧ различного типа, при значении $\eta_{\Pi} = 0,78 \div 0,86$ эффективность ГПА изменяется в диапазоне

$\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = 0,26 \div 0,29$ (при $\eta_e = 0,283 \div 0,335$ для всего диапазона мощности ГТД).

5. Конструкция проточной части ЦК, в частности, тип применяемых диффузоров оказывает существенное влияние на уровень КПД ЦК как на расчетных так и на нерасчетных режимах. В связи с этим на расчетном режиме КПД ГПА по сравнению с КПД ГТД на муфте двигателя изменяется пропорционально изменению политропного КПД ЦК. На нерасчетных режимах работы ЦК следует учитывать изменение КПД ГПА в соответствии с изменением характеристики компрессора по величине политропного КПД вплоть до границы помпажа.

6. Кроме уровня политропного КПД ЦК существенное влияние на характер изменения КПД ГПА оказывает ширина зоны экономичной работы (крутизна характеристики по КПД) ЦК. Для проточной части компрессоров типа ЦК-1, имеющей весьма пологую характеристику (показатель зоны экономичной работы составляет 2,14), обеспечивается совпадение проектного режима работы компрессора по мощности (при максимальном η_{Π}) и оптимального значения КПД ГПА когда $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$ достигает максимального значения. Для проточной части компрессора типа ЦК-3 со ступенями сжатия, имеющими ЛД и показатель зоны экономичной работы 1,65, наблюдается существенное расхождение мощности ГПА на проектном и оптимальном режимах, достигающее для ЦК-1 свыше 10%.

7. Для достижения оптимального режима работы ГПА, т.е. режима $(\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$, в зависимости от геометрии проточной части ЦК требуется определенный запас мощности приводного ГТП.

8. Максимальная энергетическая эффективность ГПА может быть достигнута при тщательном согласовании характеристик ЦК и ГТП. В связи с этим на предпроектной стадии работ по созданию ГПА, при разработке ТЗ на ГТД и ЦК необходимо стремиться не только к максимальному повышению эффективности каждого из этих элементов, но и выбору наиболее целесообразного режима их совместной работы в составе агрегата.

Литература

1. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам / СТО Газпром 2-3.5-138-2007 // ООО «ВНИИГаз». ОАО «Газпром». – М., 2007. – 63 с.
2. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях / В.А. Динков, А.И. Гриценко, Ю.Н. Васильев, П.М. Мужиливский. – М.: Недра, 1981. – 296 с.

3. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.16 / В.П. Парафейник. – Х.: ИПМаш им. А.Н. Подгорного, 2009. – 41 с.

4. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности. дисс... канд. техн. наук: 05.04.06 / С.Г. Соколов. – М.: МИХМ, 1984. – 130 с.

5. Согласование характеристик системы ГТД-ЦК и анализ эффективности газоперекачивающего

агрегата / В.В. Романов, Ю.С. Бухолдин, В.П. Парафейник, В.Е. Спицын, В.Н. Чобенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3 (45). – С. 15-20.

6. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

7. Двигатели газотурбинные ДГ90. Технические условия (ТУ У19.1 – 31821381-018:2009). – Николаев: «Зоря»-«Машпроект», 2009. – 43 с.

Поступила в редакцию 17.05.2010

Рецензент: канд. техн. наук, с.н.с. доцент кафедры аэрокосмической теплотехники И.И. Петухов, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ» им. Н.Е. Жуковского, Харьков.

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГПА З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ СУДНОВОГО ТИПУ

В.П. Парафійник, О.М. Нефьодов, І.М. Тертишний, В.М. Чобенко, О.Л. Лютиков

Наведені результати аналізу ефективності газоперекачувального агрегату типу ГПА-Ц-16С потужністю 16 МВт кінцевим тиском 12,0 МПа, який комплектується відцентровими компресорами різного типу. Позначено, що в випадку використання приводу з простим робочим циклом ефективність агрегату може визначитися як добуток ефективного ККД приводу на політропний ККД компресора. Одержані кількісні дані про вплив ККД компресора на величину ККД агрегату і витрати паливного газу при різних режимах експлуатації, а також про можливість виявлення режимів його роботи з максимальним значенням ККД (оптимальний режим) для деяких типів проточних частин компресора.

Ключові слова: газоперекачувальний агрегат; відцентровий компресор; газотурбінний привод; ефективність; режим роботи.

EFFECT OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR CHARACTERISTICS ON EFFICIENCY OF GPA WITH GAS TURBINE DRIVE OF MARINE TYPE

V.P. Parafejnik, A.N. Nefedov, I.N. Tertysnyy, V.N. Chobenko, A.L. Lyutikov

The results of analyses of efficiency of turbo-compressor package GPA –C-16S with power 16 MW and outlet pressure 12,0 MPa which is completed with centrifugal compressors of different types are given. It is marked, that in case of using simple working cycle the package efficiency can be obtained as product of effective efficiency of turbine drive by compressor polytropic efficiency. Quantitative data on effect of compressor efficiency on package efficiency value and fuel gas flow at different operation conditions, as well as possibility of determination of operation conditions with maximum value of efficiency (optimal condition) for some types of compressor rotor bundles are obtained.

Key words: turbo-compressor package, centrifugal compressor, gas turbine drive, efficiency, operation condition.

Парафейник Владимир Петрович – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник СКБ турбокомпрессорных машин ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Нефедов Александр Николаевич – старший научный сотрудник СКБ турбокомпрессорных машин ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Тертишний Игорь Николаевич – магистрант кафедры технической теплофизики Сумского государственного университета, Сумы, Украина.

Чобенко Владимир Николаевич – начальник отдела расчётно-экспериментальных характеристик и регулирования ГТУ ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Лютиков Александр Леонидович – инженер-конструктор отдела расчётно-экспериментальных характеристик и регулирования ГТУ ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.