

УДК 621.438-158.2 : 621.515

А.Л. ЛЮТИКОВ¹, В.П. ПАРАФЕЙНИК², В.Н. ЧОБЕНКО¹¹ГП НПКГ «Зоря» - «Машипроект», Николаев, Украина²ОАО «Сумское НПО им. Фрунзе», Сумы, Украина

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СОГЛАСОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДНОГО ГТД И ЦК

Согласование характеристик привода и центробежного компрессора с учетом режимов их совместной работы в составе газоперекачивающего агрегата позволяет повысить эффективность агрегата и уменьшить затраты топлива на транспортировку газа. В статье представлены результаты исследования возможностей согласования характеристик газотурбинного привода и центробежного компрессора. Показана возможность согласования характеристик центробежного компрессора и газотурбинного привода на основе их энергетического и механического балансов за счет совмещения наиболее эффективных режимов работы привода и компрессора по величине их КПД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, центробежный компрессор, газоперекачивающий агрегат, характеристика, коэффициент полезного действия.

Введение

Рост цен на энергоносители и ужесточение требований по экологической безопасности определяют актуальность задачи повышения эффективности работы газотранспортной системы и снижения затрат топлива на транспортировку газа.

На сегодняшний день в нормативных документах отсутствует понятие коэффициента полезного действия (КПД) газоперекачивающего агрегата (ГПА). Эффективность ГПА обычно определяют по КПД газотурбинного привода (ГТП) или расходу топливного газа. При таком подходе к оценке эффективности газоперекачивающего агрегата вопрос о влиянии особенностей характеристик газотурбинного двигателя (ГТД), центробежного компрессора (ЦК) и режимов их совместной работы на эффективность агрегата по расходу топливного газа из анализа выпадает.

ГПА компрессорной станции (КС) магистрального газопровода представляет собой энергетическую систему, в которой осуществляется двойное преобразование энергии: химической энергии топлива в механическую энергию газотурбинного привода и механической энергии в потенциальную энергию давления газа в компрессоре агрегата, следовательно, изменение эффективности ГПА в соответствующем диапазоне режимов его работы зависит от уровня и характера изменения КПД как привода, так и компрессора.

Необходимость повышения эффективности ГПА определяет актуальность исследования особенностей согласования характеристик ГТД и ЦК с

учетом требований к режимам работы агрегата с целью выбора наиболее эффективных конструктивных параметров турбомашин, работающих в составе агрегата.

Расчётно-аналитическая часть

Проектирование ЦК выполняется исходя из требуемых режимов работы ГПА КС магистрального газопровода. При этом одним из важнейших требований к приводу ЦК является возможность обеспечения им наиболее целесообразных режимов эксплуатации агрегата. Это означает, что уже на начальной стадии проектных работ следует детально анализировать влияние характеристик ЦК и ГТП на эффективность агрегата в целом.

В работе [1] сформулирована идея о том, что согласование характеристик турбомашин различного типа в составе энергосистемы следует осуществлять с использованием коэффициента удельной быстроходности (коэффициента формы). При этом предполагается, что оптимальный режим работы ГПА соответствует оптимальному режиму работы системы «силовая турбина – центробежный компрессор» (СТ-ЦК). КПД системы СТ-ЦК, как критерий эффективности ГПА, определяется по зависимости: $\eta^{СТ-ЦК} = \eta_u^* \cdot \eta_n^{ЦК}$, где η_u^* - окружной (мощностной) КПД СТ по заторможенным параметрам, $\eta_n^{ЦК}$ - поллитропный КПД ЦК.

В работах [2, 3] на примере анализа эффективности системы СТ-ЦК агрегата ГПА-Ц-16/76-1,44 с двигателем НК-16СТ и агрегатов другого типа с промышленными ГТД номенклатуры АО «УТМЗ» и

АО «Невский завод» обоснована возможность достижения оптимального режима работы ГПА с использованием условия

$$K_n^{\tilde{n}0-\tilde{\omega}\tilde{e}} = K_n^{\tilde{n}0} = K_n^{\tilde{\omega}\tilde{e}}, \quad (1)$$

где $K_n^{CT-ЦК}$, $K_n^{ЦК}$, K_n^{CT} – коэффициенты удельной быстроходности системы СТ–ЦК, ЦК, СТ соответственно.

Коэффициенты $K_n^{ЦК}$ и K_n^{CT} определяются следующим образом [1 – 3]:

– коэффициент удельной быстроходности (безразмерной частоты вращения) СТ:

$$K_n^{CT} = \frac{\Phi_0^{0,5}}{\mu^{0,75}} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} \cdot n_{CT} \cdot \frac{V_0^{0,5}}{H_u^{0,75}}, \quad (2)$$

где Φ_0 – условный коэффициент расхода газа по параметрам на входе в ступень;

V_0 – объемный расход газа на входе в сопловой аппарат ступени СТ, м³/с;

$\mu = H_u/u_{cp}^2$ – коэффициент нагрузки ступени;

H_u – удельная работа расширения, Дж/кг;

u_{cp} – окружная скорость рабочего колеса, м/с;

n_{CT} – частота вращения вала СТ, об/мин.

– коэффициент удельной быстроходности ЦК:

$$K_n^{ЦК} = \frac{\Phi_0^{0,5}}{\psi^{0,75}} = \frac{\sqrt{\pi}}{30} \cdot n_{ЦК} \cdot \frac{V_1^{0,5}}{H_d^{0,75}}, \quad (3)$$

где Φ_0 – условный коэффициент расхода газа по параметрам на входе в компрессор;

V_1 – объемный расход газа на входе в компрессор, м³/с;

$\psi = H_d/u_2^2$ – коэффициент напора ступени;

H_d – внутренний напор компрессора, Дж/кг;

u_2 – окружная скорость рабочего колеса, м/с;

$n_{ЦК}$ – частота вращения ЦК, об/мин.

В соответствии с [2, 3] соблюдение условия (1) при создании ГПА должно обеспечиваться путем выбора геометрии проточной части (ПЧ) и кинематических параметров СТ и ЦК.

Анализ зависимости (2) показывает, что коэффициент удельной быстроходности СТ зависит только от частоты вращения, т.к. соотношение $V_0^{0,5}/H_u^{0,75}$ определяется параметрами на выходе из газогенератора, напрямую зависящими от параметров цикла ГТД: объемного расхода газа на входе в турбину (V_0) и удельной работой (H_u). Частота вращения СТ, в свою очередь, однозначно определяется частотой вращения ЦК. Таким образом, значение коэффициента удельной быстроходности СТ ГТД при заданной частоте ее вращения не может быть существенно изменено путем изменения ее геометрических характеристик. Необходимо также отметить, что оценка эффективности ГПА по показателю КПД системы СТ–ЦК не совсем корректна, т.к. при этом

не учитывается КПД привода в целом, который в конечном итоге и определяет затраты топлива на транспортировку газа.

При проектировании установки ГТУ-16Р в ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» было уделено внимание вопросу повышения эффективности нового ГПА за счет согласования характеристик СТ и ЦК. Эффективность агрегата при этом определялась по его интегральному КПД:

$$\eta^{ГПА} = \eta^{ГТУ} \cdot \eta_n^{ЦК},$$

где $\eta^{ГТУ}$ – эффективный КПД ГТУ [4].

Совместно с ОАО «СМПО им. М.В. Фрунзе» были рассмотрены варианты использования ЦК с расчетной частотой вращения 5100 и 6500 об/мин. Применение ЦК с повышенной частотой вращения (6500 об/мин) позволяет при сохранении значения политропного КПД уменьшить габариты компрессора и его металлоемкость, а следовательно, и стоимость.

С использованием подходов, изложенных в [2, 3] выполнено сравнение вариантов ГПА с применением ГТУ-16Р и ЦК с указанными выше частотами вращения. Полученные зависимости

$$\eta_n^{ЦК} = f(K_n^{ЦК}), \quad \eta^{ГТУ}(\eta_e^{CT}) = f(K_n^{CT})$$

для рассматриваемых вариантов ГПА представлены на рис. 1.

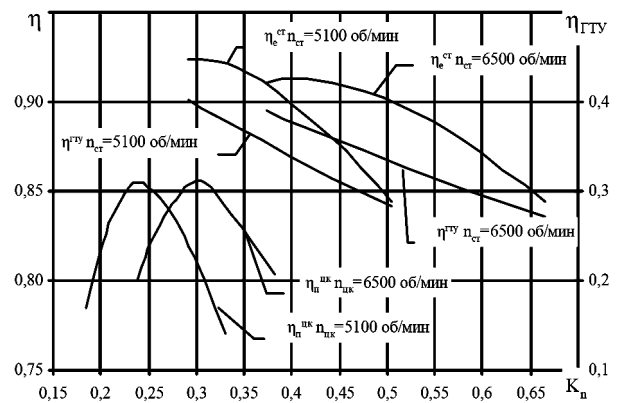


Рис. 1. Зависимость КПД ГТУ ($\eta^{ГТУ}$), СТ (η_e^{CT}) и ЦК ($\eta_n^{ЦК}$) от коэффициента удельной быстроходности (K_n)

Зависимости построены при условии механического баланса агрегата: $n_{CT} = n_{ЦК} = \text{const}$. Крайние левые точки на линиях КПД СТ и ГТУ соответствуют расчетному режиму работы при $N_{ном} = 16$ МВт и $K_n^{CT} = 0,29$ (для СТ с частотой вращения 5100 об/мин), и $K_n^{CT} = 0,37$ (для СТ с частотой вращения 6500 об/мин). Режимы работы ГТУ, соответственно, с $K_n^{CT} < 0,29$ и $K_n^{CT} < 0,37$ (левые ветви зависимости $\eta_e^{CT} = f(K_n)$) не могут быть реализованы, т.к. мощность установки и температуры рабочего тела

по проточной части турбины ГТУ на этих режимах превышают их номинальные значения. Точки $(\eta_{п})_{\max}$ для ЦК также соответствуют номинальному режиму. Однако характеристики $\eta_{п}^{\text{ук}} = f(K_n)$ для ЦК условно представлены во всем диапазоне значений K_n для данных ПЧ без учета наличия помпажных режимов ЦК, что ограничивает, как известно, работу компрессора на левой ветви характеристики.

Как видно из рис. 1, значения коэффициентов удельной быстроходности при которых обеспечивается максимальное значение КПД для указанных ЦК составляют 0,24 и 0,30, а для ГТУ - соответственно 0,3 и 0,4.

Анализ характеристик и конструктивных параметров ЦК и СТ показывает, что смещение зависимостей $\eta_{п}^{\text{ук}} = f(K_n)$ и $\eta_{е}^{\text{СТ}} = f(K_n)$ для обеспечения максимальных значений КПД при равных значениях коэффициента удельной быстроходности невозможно.

Результаты расчета основных параметров исследованных вариантов установки ГТУ-16Р на номинальном режиме работы представлены в табл. 1:

вариант 1 – ГПА с серийным компрессором НЦ-16/76-1,44;

вариант 2 - ГПА с новым ЦК (номинальная частота вращения 6500 об/мин);

вариант 3 – ГПА с новым ЦК, обеспечивающим за счет использования новой высокоэффективной проточной части КПД 87 %.

Таблица 1

Варианты ГПА на базе ГТУ-16Р с различными ЦК

Вариант	1	2	3
Мощность ГТД, кВт	16000		
Частота вращения СТ, об/мин	5200	6500	5200
КПД ГТД, %	40,3	39,1	40,3
КПД* СТ, %	92,3	91,1	92,3
КПД компрессора, %	84	85,05	87
КПД агрегата, %	33,85	33,25	35,06

Примечание: * - эффективный КПД СТ по полным параметрам.

Анализ данных, представленных в табл. 1 показывает, что вариант 2 с частотой вращения СТ 6500 об/мин имеет наименьшее значение КПД ГТД и КПД агрегата. Эффективный КПД турбины по полным параметрам в этом варианте меньше на 1,2 % (абс.), а уменьшение КПД ГТД составляет 3 % (отн.). Уменьшение КПД СТ и ГТД вызвано увеличением скорости потока на выходе из быстроходной

турбины примерно в 1,7 раза по сравнению с турбиной с номинальной частотой вращения 5200 об/мин, что приводит к увеличению потерь с выходной скоростью и в газоотводе ГТД. Специальное проектирование выхлопного патрубка турбины позволит уменьшить эти потери, но приведет к удлинению затурбинного диффузора и, соответственно, удлинению ресоры, что, возможно, потребует дополнительных конструктивных мероприятий по обеспечению работоспособности такой конструкции. При блочно-контейнерной компоновке ГПА такое решение повлечет за собой увеличение массогабаритных характеристик агрегата. Вариант 3 является наиболее предпочтительным, т.к. позволяет использовать ГТД с максимальной эффективностью. При этом повышение общей эффективности ГПА по сравнению с вариантом 1 составляет около 3,5 % (отн.) на режиме номинальной мощности.

Результаты расчетных исследований согласованности параметров ГТУ и ЦК представлены на рис. 2 и 3.

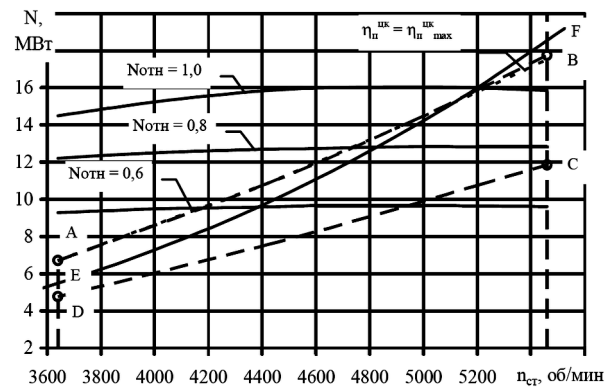


Рис. 2. Зависимость мощности (N) ГТУ-16Р от частоты вращения силовой турбины ($n_{ст}$) при различных относительных режимах работы ($N_{отн}$)

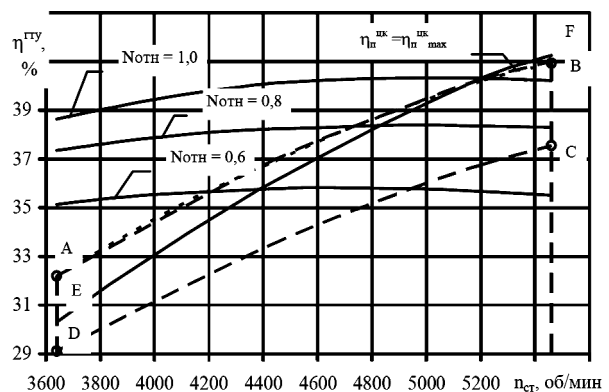


Рис. 3. Зависимость КПД ($\eta^{ГТУ}$) ГТУ-16Р от частоты вращения силовой турбины ($n_{ст}$) при различных относительных режимах работы ($N_{отн}$)

На внешней характеристике ГТУ показана зона совместных режимов (ABCD) работы ЦК и СТ. Линия EF отображает точки оптимального режима работы ГТУ с максимальным КПД. Режимы работы ЦК с максимальным $\eta_{п}^{цк}$ приближаются к границе АВ. Характеристика ГТУ по мощности и КПД в зоне совместных режимов работы двигателя и компрессора достаточно пологая, а их оптимальные режимы работы близки. При приближении рабочей точки ЦК к линии CD КПД компрессора снижается, но на этих режимах ГТД работает вблизи оптимума и обеспечивает максимально возможный КПД.

Таким образом, с точки зрения повышения эффективности системы СТ-ЦК за счет подбора СТ с более оптимальной характеристикой резервы практически отсутствуют, но увеличение КПД ЦК позволит повысить эффективность системы и снизить расход топливного газа при эксплуатации агрегата.

С целью проверки согласованности параметров СТ и ЦК в различных ГПА выполнен анализ показателей удельной быстроходности для агрегатов типа ГПА-Ц-16С, оснащенных компрессором НЦ-16/76-1,44 и различными ГТД (рис. 4).

Значения коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК для расчетного режима работы представлены в табл. 2.

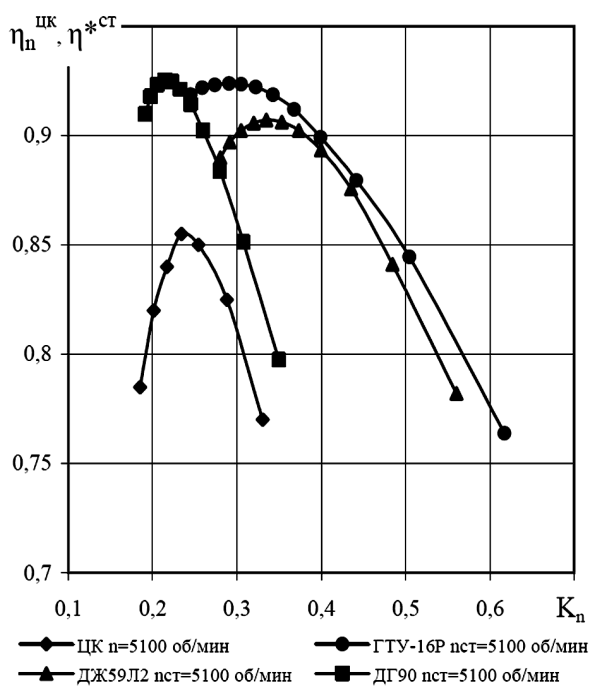


Рис. 4. Зависимость КПД СТ ($\eta^{*ст}$) и ЦК ($\eta_{п}^{цк}$) от коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК (K_n)

Таблица 2

Значения коэффициентов удельной быстроходности СТ и ЦК в составе различных агрегатов для расчетного режима работы

Тип агрегата	ГПУ-16	ГПА-Ц-16С	ГПА-Ц-16СР
Тип ГТД	ДЖ59	ДГ90	ГТУ-16Р
Мощность, кВт	16000	16000	16000
КПД ГТД, %	30,0	33,5	40,3
Частота вращения СТ, об/мин	5100	5100	5100
КПД СТ, %	92,0	92,5	92,3
$K_{п}^{ст}$	0,327	0,210	0,293
$K_{п}^{цк}$	0,235	0,235	0,235
$\eta_{п}^{цк}, \%$	85,5	85,5	85,5

В каждом из рассматриваемых ГПА силовые турбины ГТД спроектированы на параметры близкие к оптимальному значению характеристического коэффициента $x = u_{ср}/C_{ад}$ с учетом обеспечения приемлемых напряжений в лопатках СТ. Силовые турбины рассматриваемых ГТД имеют достаточно высокий уровень КПД ($\eta_e^{ст} = 0,92 \div 0,925$), что не позволяет обеспечить их существенное улучшение. Как видно из табл. 2 рассматриваемые ГПА имеют близкие значения КПД системы СТ-ЦК, но существенно отличающиеся показатели КПД системы ГТД-ЦК, на основании которого и должен определяться максимально эффективный агрегат. У ГПА-Ц-16С наблюдается достаточно хорошее согласование системы СТ-ЦК по коэффициентам удельной быстроходности, но, тем не менее, по показателю общей эффективности он будет хуже ГПА-Ц-16СР.

Результаты расчетных исследований влияния параметров ГТД на коэффициент удельной быстроходности СТ подтверждают, что для конкретного двигателя соотношение $V_0^{0,5}/N_u^{0,75}$ не зависит от частоты вращения СТ и определяется параметрами газогенератора: объемным расходом газа на входе в турбину и удельной работой. Значение $K_{п}^{ст}$ для конкретного типа ГТД пропорционально частоте вращения СТ, которая в свою очередь определяется частотой вращения ЦК (рис. 5).

Анализ влияния параметров цикла на значение коэффициента удельной быстроходности СТ выполнен в предположении равенства расходов газа на входе в СТ и воздуха на входе в ГТД. В этом случае

удельная мощность ГТД, определяемая параметрами цикла, может быть принята равной удельной работе расширения газа в СТ. Результаты расчетного исследования представлены на рис. 6 в виде зависимости $K_n^{CT} = f(N_{e_{уд}})$.

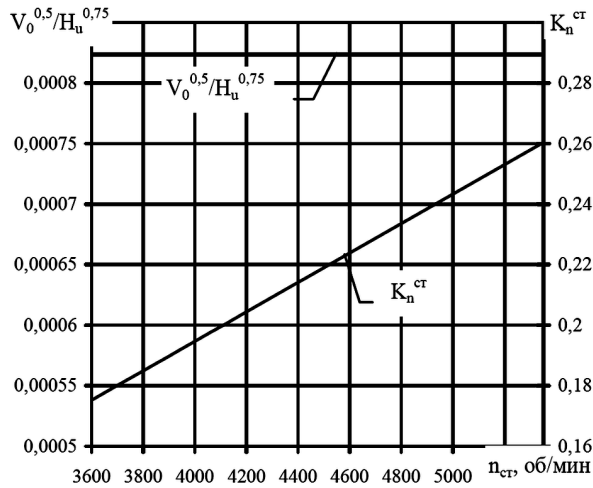


Рис. 5. Зависимость отношения $V_0^{0.5}/H_u^{0.75}$ и коэффициента удельной быстроходности СТ (K_n^{CT}) от частоты вращения СТ (n_{CT}), при условии $N_{CT} = \text{const}$.

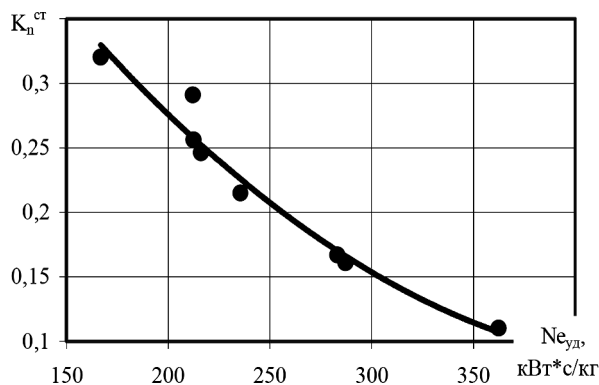


Рис. 6. Зависимость коэффициента удельной быстроходности СТ (K_n^{CT}) от удельной мощности двигателя ($N_{e_{уд}}$)

Полученная зависимость показывает, что значение K_n^{CT} имеет близкую к линейной зависимость от $N_{e_{уд}}$ и уменьшается с увеличением удельной мощности ГТД.

Результаты исследования влияния параметров ГТД на значение коэффициента удельной быстроходности показывают, что обеспечение заданных показателей коэффициента удельной быстроходности, мощности и частоты вращения СТ возможно только путем создания нового двигателя, обеспечивающего требуемое значение удельной мощности.

Выводы

Результаты, полученные в настоящей работе, позволяют сделать следующие выводы:

1. Создание эффективных ГПА должно базироваться на тщательном согласовании характеристик ГТД и ЦК.

2. В качестве критерия оценки эффективности ГПА целесообразно применять показатель интегрального КПД агрегата, учитывающий величину эффективного КПД ГТД и политропного КПД ЦК.

3. Согласование характеристик ЦК и приводного ГТД при разработке агрегата заданной мощности может быть обеспечено на основе его энергетического и механического баланса за счет совмещения наиболее эффективных режимов работы привода и компрессора по величине их КПД. Метод согласования характеристик СТ и ЦК с использованием коэффициентов их удельной быстроходности является неприемлемым, так как для его реализации требуется разработка нового ГТД под заданную характеристику ЦК.

4. На основе установки ГТУ-16Р мощностью 16 МВт с эффективным КПД 40,3% и ЦК с применением проточной части с безлопаточными диффузорами ступеней, политропный КПД которого будет достигать 87%, может быть создан высокоэффективный агрегат для линейных компрессорных станций магистральных газопроводов ГПА-Ц-16СР/76-1,44 с интегральным КПД агрегата 35%. Величина расхода топливного газа при такой эффективности ГПА почти на 20% меньше по сравнению с серийным агрегатом типа ГПА-Ц-16С, оснащенным ГТД типа ДГ90 [5].

Литература

1. Тарасов А.В. Разработка и исследование системы выбора расчетных параметров блока «силовая турбина – центробежный нагнетатель» турбоустановки для транспорта газа: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.12 / УГТИ–УПИ, Екатеринбург, 1999. – 26 с.

2. Тарасов А.В. Разработка и исследование системы выбора расчетных параметров блока «силовая турбина – центробежный нагнетатель» турбоустановки для транспорта газа: Дис. канд. техн. наук: 05.04.12. Турбомашини и комбинированные турбоустановки / УГТИ–УПИ, Екатеринбург, 1999. – 185 с.

3. Тарасов А.В. К вопросу оптимального согласования центробежного нагнетателя природного газа с приводящей его свободной силовой турбиной / А.В. Тарасов, Б.С. Ревзин, О.Е. Васин // Тяжелое машиностроение. – 2002. – № 2. – С. 51-52.

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

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

Поступила в редакцию 31.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук В.И. Романов, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев.

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ УЗГОДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДНОГО ГТД І ВК

О.Л. Лютиков, В.П. Парафейник, В.М. Чобенко

Узгодження характеристик приводу та відцентрового компресора з урахуванням режимів їх спільної роботи у складі газоперекачувального агрегату дозволяє підвищити ефективність агрегату та зменшити витрати палива на транспортування газу. У статті представлені результати дослідження можливостей узгодження газотурбінного приводу та відцентрового компресора. Показана можливість узгодження характеристик відцентрового компресора та газотурбінного приводу на основі їх енергетичного та механічного балансу за рахунок суміщення найбільш ефективних режимів роботи приводу та компресора за величиною їх ККД.

Ключові слова: газотурбінний двигун, відцентровий компресор, газоперекачувальний агрегат, характеристика, коефіцієнт корисної дії.

ANALYSIS OF GTE DRIVE'S AND CENTRIFUGAL COMPRESSOR'S CHARACTERISTICS MATCHING POSSIBILITIES

A.L. Lutikov, V.P. Parafeynik, V.N. Chobenko

Matching of drives and centrifugal compressor characteristics with taking into account their joint-operation modes as parts of gas-compressor unit gives ability to increase unit efficiency and decrease fuel gas consumption. The researching results of gas turbine drive's and centrifugal compressor's characteristics matching possibilities are shown in the article. Also there is shown centrifugal compressor's and GTE drive's characteristics matching possibility on the basis of their energy balance and mechanical balance due to superposition of the most effective by their efficiency value operation modes of the drive and the compressor.

Key words: gas turbine engine, centrifugal compressor, gas-compressor unit, characteristic, efficiency.

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

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

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