

УДК 629.7.063.7

Н.А. БОРИСОВ, О.Г. ГОЛУБКОВ, В.П. ПАРАФЕЙНИК, О.Н. ЩЕРБАКОВ*ПАО «Сумское НПО», Украина*

МАСЛОСИСТЕМА ГАЗОТУРБИННОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА КАК ИСТОЧНИК УТИЛИЗИРУЕМОЙ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ

Рассмотрены конструктивные особенности маслосистемы газоперекачивающего агрегата с газотурбинным приводом с применением кожухотрубчатого газомасляного теплообменника в составе маслосистемы привода агрегата. Предложена конструкция кожухотрубчатого газомасляного теплообменника на базе биметаллических ребристых труб с безопасным каналом, обеспечивающего охлаждение масла системы смазки газотурбинного двигателя и подогрев топливного газа перед дозатором топлива двигателя. Приведены результаты испытаний опытного образца кожухотрубчатого газомасляного теплообменника, позволившие уточнить математическую модель процесса теплопередачи в теплообменнике. Показано, что применение газомасляного теплообменника в маслосистеме газоперекачивающего агрегата приведет к экономии материальных и энергетических ресурсов, при этом ожидаемый годовой экономический эффект составит около 540 тыс. грн.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, маслосистема, кожухотрубный газомасляный теплообменник, биметаллическая ребристая труба, безопасный канал, термическое сопротивление, приведенные затраты, экономический эффект.

Введение

В составе газотранспортной системы (ГТС) Украины газотурбинные компрессорные агрегаты, применяемые для транспорта природного газа по магистральным газопроводам (МГ) и его закачки в подземные хранилища, составляют около 80% от общего количества эксплуатируемых агрегатов. Агрегаты оснащены двигателями различного типа с эффективным коэффициентом полезного действия (КПД) 24...34%.

Газотурбинный привод (ГТП) газоперекачивающих агрегатов (ГПА) создается, преимущественно, на основе газотурбинных двигателей (ГТД) простого рабочего цикла судового или авиационного типа. При мощности силовой турбины (СТ) 6,3 ... 32,0 МВт современный двигатель имеет КПД 31...39%, соответственно (ISO 2314). Таким образом, только (31...39)% теплоты, производимой в его газогенераторе, превращается в механическую энергию для привода центробежного компрессора (ЦК) в составе ГПА. Остальная доля теплоты, образующейся при сгорании топливного газа (ТГ), с выхлопными газами и подогреваемым вентиляционным воздухом силового блока ГПА рассеивается в окружающей среде.

ГПА является сложной энергопреобразующей системой, работа которой сопровождается не только значительными потерями теплоты в ГТД

из-за несовершенства его рабочего процесса, но и ее дополнительной «выработкой» при сжатии транспортируемого газа в ЦК и при нагреве масла в маслосистеме (МС) агрегата, обеспечивающей работоспособность опорно-упорных узлов роторов ЦК и ГТД. В связи с этим актуальной задачей для разработчиков ГПА является обеспечение теплового (мощностного) баланса агрегата с минимальными дополнительными энергозатратами, а также выявление возможностей их экономии во всей энергопреобразующей цепи «ТГ на входе в агрегат – технологический газ, подаваемый в МГ».

В условиях экономии материальных и энергетических ресурсов при проектировании и эксплуатации ГПА особое внимание уделяется утилизации теплоты, которая выделяется при их работе. Последнее, в частности, относится к МС ЦК и ГТД.

В настоящей работе представлено решение одной из этих задач – повышение эффективности ГПА за счет использования утилизационного кожухотрубчатого газомасляного теплообменника (ГМТ), предназначенного для подогрева ТГ системы топливопитания ГТД теплотой масла, циркулирующего через МС и ГМТ.

Целью работы является исследование возможности повышения энергоэффективности ГПА при использовании в составе маслосистемы ГТД утилизационного ГМТ.

Объект исследования

Важными системами в составе ГТД агрегата являются системы топливопитания и МС, от которых в значительной мере зависит надежная работа ГТД при различных температурных режимах окружающей среды. При пониженных температурах в системе топливопитания предусматривается подогрев ТГ до температуры не менее 293...303 К, что требует дополнительных затрат энергоресурсов, т.к. подогрев ТГ выхлопными газами в шахте ГПА не допускается.

В настоящее время подогрев ТГ в ГТД осуществляется в специальных подогревателях огневого типа с промежуточным теплоносителем, на работу которого дополнительно затрачивается определенное количество природного газа. Применение утилизационного GMT позволяет частично или полностью исключить применение подогревателя ТГ и, как следствие, сэкономить природный газ.

В МС ГТД, обеспечивающей смазку и охлаждение высокотемпературных опорных узлов двигателя, вырабатываются значительные тепловые потоки, для отвода которых в окружающую среду в МС агрегата предусматриваются специальные теплообменные секции в составе аппаратов воздушного охлаждения (АВО) блока охлаждения турбинного масла типа ТП-22С.

На рис. 1 представлена функциональная схема МС ЦК, а на рис. 2 - функциональная схема МС ГТД в составе блочно-комплектного агрегата типа ГПА-Ц конструкции ПАО «Сумское НПО» в двух вариантах: традиционной конструкции (а) и с применением утилизационного GMT для подогрева ТГ в системе топливопитания приводного ГТД (б).

В схеме МС ЦК источниками теплоты являются: ОП, УП и концевые УПЛ (рис. 1). Выделенная в них теплота отводится в окружающую среду в блоке МО с использованием АВО.

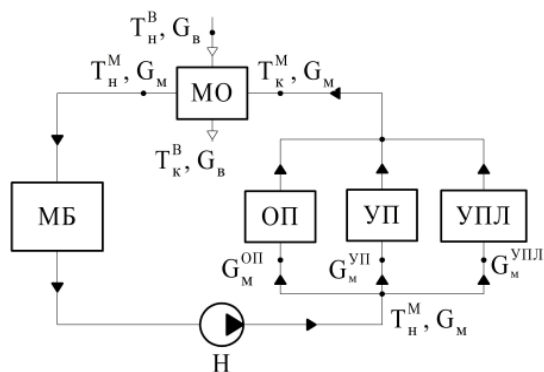


Рис. 1. Функциональная схема МС центробежного компрессора:

МО – маслоохладитель; МБ – маслобак; Н – насос; ОП – опорные подшипники; УП – упорный подшипник; УПЛ – концевые уплотнения ротора ЦК

В конструкции МС двигателя (рис. 2, б) кожухотрубчатый GMT играет роль утилизатора теплоты масла, выделяемой в опорных узлах ГТД. Участие в процессе теплообмена в утилизаторе таких сред, как ТГ и турбинное масло, предъявляет повышенные требования к безопасной работе GMT: исключение утечек и смешивания рабочих сред, быстрое реагирование системы автоматизированного управления и защиты ГПА в случае возникновения аварийной ситуации. Быстрое реагирование обеспечивается применением специальной конструкции теплообменника, который соединен с системой аварийного останова агрегата.

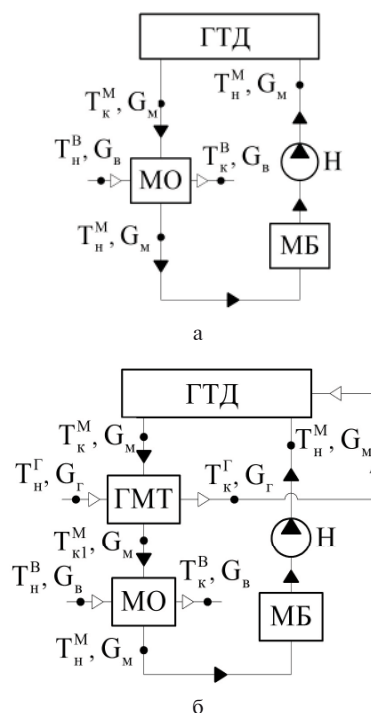


Рис. 2. Функциональная схема маслосистемы ГТД (обозначения см.рис.1):

а – традиционной конструкции; б – с применением GMT

В качестве GMT предложена конструкция кожухотрубчатого теплообменника (рис. 3), созданного на основе биметаллических ребристых труб (БРТ) с безопасным каналом (БК). БК представляет собой спиральную канавку, заполненную воздухом, выполненную с помощью проточки на наружной поверхности внутренней трубы. Поперечное сечение образованной канавки БК имеет форму полуокружности (3, рис. 4).



Рис. 3. Общий вид GMT на базе биметаллических ребристых труб с БК

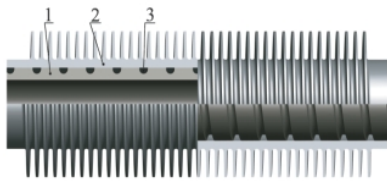


Рис. 4. Биметаллическая ребристая труба с БК:
1 – внутренняя труба; 2 – наружная ребристая труба;
3 – спиральный БК

Опытный образец ГМТ разработан в Специальном конструкторском бюро ПАО «Сумское НПО» для подогрева ТГ в системе топливопитания агрегата типа ГПА-Ц-16Сс ГТД ДГ90Л2.1 [1, 2]. Основные конструктивные характеристики ГМТ и БРТ с БК представлены на рис. 3 и рис.4, соответственно. Расчетные тепловые и конструктивные характеристики ГМТ, полученные для экстремального режима работы ГТД, представлены в табл.1.

Таблица 1
Характеристики ГМТ на базе БРТ с БК

Наименование параметра	Величина (наименование)
<i>Тепловые характеристики</i>	
Холодный теплоноситель	природный газ
Расход газа, кг/с	0,857
Температура газа на входе, К	287,5
Температура газа на выходе, К	353
Давление газа, МПа	3,1
Горячий теплоноситель	смазочное масло ТП-22С
Расход смазочного масла, кг/с	3,06
Температура масла на входе, К	380,4*
Температура масла на выходе, К	360*
Давление масла, МПа	0,6
Тепловая мощность, кВт	136
<i>Геометрические характеристики</i>	
Габаритные размеры ГМТ (диаметр × длина), мм	420×3520
Материал внутренней трубы	сталь 12Х18Н10Т
Материал наружной ребристой трубы	алюминиевый сплав АД1
Коэффициент оребрения	9
Параметры внутренней трубы (диаметр × толщина), мм	18×3
Наружный диаметр ребристой трубы, мм	36
Ширина безопасного канала, мм	2,2
Глубина безопасного канала, мм	1,5
Шаг безопасного канала, мм	7
Компоновка труб	шахматная
Шаг труб (поперечный × продольный), мм	86,6×25
Эффективная длина труб, мм	2500
Количество труб	44
Число ходов по трубам	2

* Выбраны для экстремального режима работы ГМТ.

В связи с отсутствием данных по величине термического сопротивления воздуха в БК тепловой расчет опытного образца ГМТ для экстремального режима работы ГТД выполнен с допущением, что величина термического сопротивления контакта БРТ с БК определяется по зависимости, изложенной в [3] для БРТ без БК.

Применение ГМТ на базе БРТ с БК позволяет обеспечить одновременно охлаждение масла системы смазки ГТД и подогрев ТГ перед дозатором ГТД [2], что позволяет улучшить конструктивные характеристики блока МО.

Методические основы расчетного анализа

Для МС компрессора можно записать следующие уравнения материального и теплового балансов (1)-(2):

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{УП} + G_M^{ОП} + G_M^{УПЛ}; \quad (1)$$

$$Q^{MO} = Q^{УП} + Q^{ОП} + Q^{УПЛ}, \quad (2)$$

где G_M , G_M^{MO} , $G_M^{УП}$, $G_M^{ОП}$, $G_M^{УПЛ}$ – расходы масла через МС, кг/с;

Q^{MO} – отводимое в МО количество теплоты, Вт;

$Q^{УП}$, $Q^{ОП}$, $Q^{УПЛ}$ – теплота, выделяемая в узлах ЦК (МО, УП, ОП, УПЛ – см. рис. 1), Вт.

В свою очередь [4]:

$$Q^{MO} = G_M C_p^{MO} (T_k^M - T_n^M); \quad (3)$$

$$Q^{УП} = G_M^{УП} C_p^{УП} (T^{УП} - T_n^M); \quad (4)$$

$$Q^{ОП} = G_M^{ОП} C_p^{ОП} (T^{ОП} - T_n^M); \quad (5)$$

$$Q^{УПЛ} = G_M^{УПЛ} C_p^{УПЛ} (T^{УПЛ} - T_n^M), \quad (6)$$

где C_p^{MO} , $C_p^{УП}$, $C_p^{ОП}$, $C_p^{УПЛ}$ – теплоемкость масла при средней температуре в МО, УП, ОП и УПЛ, Дж/(кг·К);

T_k^M , T_n^M – начальная и конечная температуры масла в МО, К;

$T^{УП}$, $T^{ОП}$, $T^{УПЛ}$ – температуры масла на выходе из соответствующих подшипников и уплотнений, К.

Система уравнений (1)-(2) является обобщенной и применимой в случае использования опор скольжения и уплотнений роторов

компрессоров, работающих на масле. В случае применения в конструкции ЦК других элементов (магнитный подвес ротора, торцевые газодинамические уплотнения и др.) соответствующие составляющие из уравнений (1)-(2) должны быть исключены.

Для традиционной конструкции маслосистемы ГТД уравнения материального и теплового балансов будут иметь вид:

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{ГТД}; \quad (7)$$

$$Q^{MO} = Q^{ГТД}, \quad (8)$$

где $G_M^{ГТД}$ – расход масла через опорные элементы ГТД, кг/с;

$Q^{ГТД}$ – теплота, отводимая из опорных элементов ГТД, Вт.

В случае применения утилизационного ГМТ уравнения теплового и материального балансов для маслосистемы ГТД можно представить в виде:

$$G_M = G_M^{MO} = G_M^{ГМТ} = G_M^{ГТД}; \quad (9)$$

$$Q^{ГТД} = Q^{MO} + Q^{ГМТ}, \quad (10)$$

где $Q^{ГМТ}$ – теплота, отводимая в ГМТ, Вт.

В свою очередь:

$$Q^{MO} = G_M C_p^{MO} (T_{к1}^M - T_n^M); \quad (11)$$

$$Q^{ГМТ} = G_M C_p^{ГМТ} (T_k^M - T_{к1}^M); \quad (12)$$

$$Q^{ГМТ} = G_\Gamma C_p^\Gamma (T_k^\Gamma - T_n^\Gamma), \quad (13)$$

где C_p^{MO} , $C_p^{ГМТ}$ – теплоемкость масла при средней температуре в МО и ГМТ, Дж/(кг·К);

C_p^Γ – теплоемкость ТГ при средней его температуре в ГМТ, Дж/(кг·К);

G_Γ – расход ТГ, кг/с;

T_n^Γ , T_k^Γ – начальная и конечная температуры ТГ в ГМТ, К.

Для более полного описания процесса передачи теплоты в ГМТ систему уравнений (2)-(13) целесообразно дополнить зависимостями (14)-(16) [3]:

$$Q^{ГМТ} = kF\Delta T_{лог}; \quad (14)$$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{мпр}} + \frac{d_o \phi_p}{2\lambda_{al}} \ln \left(\frac{d_o}{d_n} \right) + R_k \frac{d_o \phi_p}{d_k} + \frac{d_o \phi_p}{2\lambda_{st}} \ln \left(\frac{d_n}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_\Gamma} \frac{d_o \phi_p}{d_{вн}} \right)^{-1}; \quad (15)$$

$$R_k = R_{к1} + R_{\delta k}; \quad (16)$$

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta p_i, \quad (17)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F – поверхность теплообмена, м²;

$\Delta T_{лог}$ – среднелогарифмический температурный напор, К;

α_Γ – коэффициент теплоотдачи ТГ, протекающего внутри труб, Вт/(м²·К);

$\alpha_{мпр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи от масла, Вт/(м²·К);

ϕ_p – коэффициент оребрения;

d_o – диаметр наружной ребристой трубы у основания ребра, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр внутренней трубы, м;

d_n – наружный диаметр внутренней трубы, м;

d_k – диаметр контакта поверхностей биметаллической трубы, м;

λ_{st} , λ_{al} – теплопроводность внутренней и наружной ребристой трубы Вт/(м·К);

R_k – термическое сопротивление контакта БРТ с БК (м²·К)/Вт;

$R_{к1}$ – термическое сопротивление контакта БРТ без БК (м²·К)/Вт;

$R_{\delta k}$ – термическое сопротивление воздуха в БК, полученное по результатам испытаний ГМТ (м²·К)/Вт;

ΔP – суммарные потери давления при протекании теплоносителей в элементах ГМТ, МПа;

Δp_i – потери давления теплоносителей в i -том элементе конструкции ГМТ, МПа.

Величины α_v , $R_{к1}$, $\alpha_{мпр}$, $\Delta T_{лог}$ определяются по зависимостям, изложенным в [3-6], соответственно.

Система уравнений (1)-(16) представляет собой алгоритм математической модели (ММ), описывающий теплофизические процессы в ГМТ.

Некоторые особенности методики экспериментальных исследований и результаты испытаний ГМТ

Опытно-экспериментальный образец ГМТ на основе БРТ с БК был изготовлен и прошел испытания на стенде научно-испытательного комплекса

ПАО «Сумское НПО». При испытаниях в качестве горячего теплоносителя использовалось трансформаторное масло (Т-1500, ГОСТ 982-80), а потребителем теплоты являлся атмосферный воздух, который поступал от специальной компрессорной установки 4ВМ2,5-25/8. Полость БК была заполнена атмосферным воздухом. ГМТ при испытаниях был теплоизолирован с применением матов на основе стекловолна. При этом допускалось, что потери теплоты в окружающую среду отсутствуют. Параметры горячего и «холодного» теплоносителей выбраны с учетом тепловых режимов работы топливной и масляной систем агрегата типа ГПА-Ц-16С, созданного на основе двигателя ДГ90Л2.1. Испытания ГМТ на стенде проводились с соблюдением диапазона критериев подобия Рейнольдса и Прандтля по каждому из модельных теплоносителей (воздух, трансформаторное масло), которые при проектировании теплообменника определялись с учетом реальных условий работы ГМТ (природный газ, турбинное масло ТП-22С).

Задача теплотехнических испытаний заключалась в определении термического сопротивления БК из-за отсутствия в научно-информационных источниках данных по величине требуемого параметра.

По результатам испытаний ГМТ на основе БРТ с БК получены следующие зависимости: тепловых потоков (горячего и холодного теплоносителя) от среднелогарифмического температурного напора, потерь давления в ГМТ от расходов теплоносителей, а также величины термического сопротивления воздуха в БК от среднелогарифмического температурного напора. По каждой из указанных зависимостей получено 9 экспериментальных точек. Диапазон тепловых потоков в ГМТ составил: трансформаторное масло - 5,889...20,773 кВт; воздух - 5,563...19,965 кВт. Величина среднего логарифмического температурного напора находилась в пределах 285,3...310,7 К. Температуры горячего и «холодного» теплоносителей на входе в ГМТ составляли: по трансформаторному маслу - 310,6...354,1 К; по воздуху - 283,4...288,8 К. Температуры горячего и «холодного» теплоносителей на выходе из ГМТ составляли: 309,6...352,7 К (трансформаторное масло); 304,5...336,1 К (воздух).

Потери давления воздуха в ГМТ составили 13,8...35,1 кПа при расходе воздуха 0,33...0,396 кг/с, а потери давления трансформаторного масла 0,502...2,724 кПа при расходе масла 2,451...7,389 кг/с. Величина термического сопротивления воздуха в БК для данной конструкции БРТ с БК находилась в диапазоне

0,00608...0,00708 м²·К/Вт (рис. 5). Таким образом, согласно данным испытаний среднеквадратическая погрешность определения термического сопротивления воздуха в БК не превысила 15%.

Для уточнения величины теплосъема в опытном образце ГМТ для экстремального режима работы двигателя типа ДГ90Л2.1 был выполнен пересчет, в котором за определяющее значение величины термического сопротивления воздуха в БК принято среднеарифметическое значение термического сопротивления воздуха в БК равное 0,00652 м²·К/Вт и которое не выходит за пределы погрешности определения данной величины.

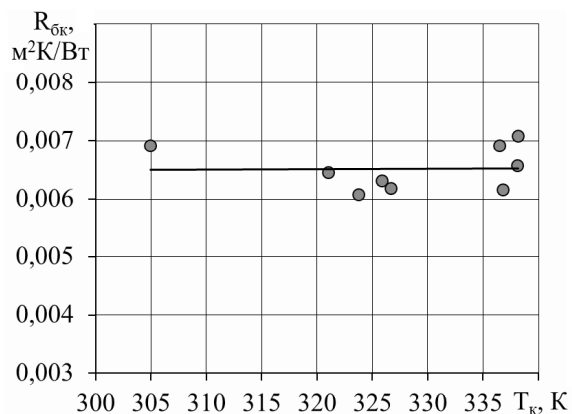


Рис. 5. График зависимости термического сопротивления воздуха в БК от температуры в зоне контакта цилиндрических поверхностей БРТ

По результатам пересчета ГМТ на условия работы двигателя ДГ90Л2.1 на экстремальном режиме в составе МС агрегата типа ГПА-Ц-16С, ГМТ на основе БРТ с БК обеспечивает следующие параметры: тепловая мощность - 54 кВт; температура природного газа на выходе из теплообменника - 313,9 К; температура масла на выходе теплообменника - 372,5 К. Согласно техническим условиям на двигатель ДГ90Л2.1 минимально допустимая температура топливного газа на входе ГТД составляет 293 К. Следовательно, ГМТ на основе БРТ с БК справляется со своей задачей - подогревом ТГ.

Экономическая эффективность применения ГМТ

Для оценки эффективности применения кожухотрубного ГМТ в маслосистеме ГПА использован экономический критерий - приведенные затраты З, которые являются нормативным критерием эффективности при оценке новой техники и учитывают как сферу производства, так и сферу эксплуатации объекта [7]:

$$Z = C + E_n K, \quad (18)$$

где Z – приведенные затраты, грн/год;

C – эксплуатационные расходы, грн/год;

$E_n = 1/T$ – нормативный коэффициент окупаемости капитальных затрат;

K – капитальные затраты, грн;

T – срок окупаемости капитальных затрат, лет.

На основе разработанной ММ создано соответствующее алгоритмическое и программное обеспечение, с использованием которого проведены расчеты по выбору наилучшего варианта системы подогрева топлива в конструкции ГТД для агрегата типа ГПА-Ц-16С для КС «Ананьев» (УМГ «Прикарпаттрансгаз»).

При расчетах экономической эффективности выбор наилучшего варианта проводился относительно сформулированного экономического критерия эффективности – приведенных затрат Z . За годовой экономической эффект (Φ) принята разница между приведенными затратами по базовому варианту конструкции МС и системы топливопитания ГТД и варианту с применением ГМТ, обеспечивающему минимальную величину $Z_{ГМТ}$ [8]:

$$\Phi = Z_{БАЗ} - Z_{ГМТ}, \quad \text{грн/год} \quad (19)$$

На рис.6 представлены зависимости Z , K и C от температуры ТГ на входе в ГТД.

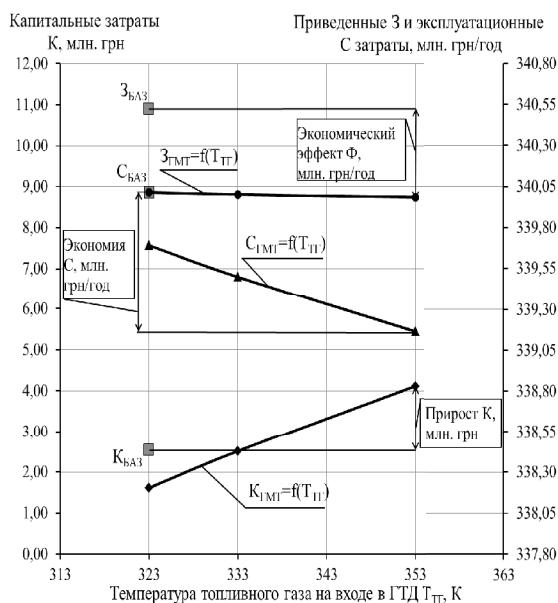


Рис. 6. График зависимости K , C , Z от температуры ТГ на входе в ГТД

Как видно из рис. 6, в диапазоне температур ТГ 323...353 К экономия эксплуатационных затрат составит от 320 тыс. до 850 тыс. грн/год,

при этом экономия расхода ТГ составит от 42000 $\text{нм}^3/\text{год}$ до 115680 $\text{нм}^3/\text{год}$. Указанная экономия C достигается за счет экономии расхода ТГ и количества потребляемой электроэнергии электродвигателями МО. С ростом температуры ТГ на входе в ГТД выше 333 К наблюдается увеличение капитальных затрат, которое связано с увеличением поверхности теплообмена ГМТ, а следовательно его массы и стоимости. При существующей цене на ТГ и тенденцией роста цен на природные ресурсы капитальные затраты, которые являются единоразовыми вложениями, окупятся за счет ежегодной экономии эксплуатационных расходов.

Таким образом, из анализа данных, представленных на рис. 6, следует, что применение ГМТ в МС ГТД для подогрева ТГ приводит к снижению приведенных и эксплуатационных расходов и росту капитальных затрат. При этом оптимальное (минимальное) значение критерия эффективности Z соответствует температуре ТГ на входе в камеру сгорания ГТД равной $T_{ТГ} = 353 \text{ К}$ при следующих конструктивных характеристиках ГМТ: внутренний диаметр кожуха – 0,8 м, длина труб – 3,5 м, параметры труб – соответствуют табл. 1, число ходов по трубам – 4. Это подтверждает правильность конструктивных решений, реализованных на стадии проектно-конструкторских разработок по созданию ГМТ.

Заключение

Исходя из системного анализа особенностей рабочего процесса газотурбинного компрессорного агрегата типа ГПА-Ц-16С конструкции ПАО «Сумское НПО», реализовано одно из конструктивных решений, позволяющее усовершенствовать конструкцию МС и системы топливопитания, с целью снижения энергозатрат при эксплуатации агрегата в составе линейной компрессорной станции.

Показано, что при утилизации низкопотенциального тепла в маслосистеме, обеспечивающей работу приводного газотурбинного двигателя ДГ90Л2.1 конструкции ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев), с использованием оригинальной конструкции ГМТ с БК для подогрева ТГ обеспечивается его экономия в объеме 115680 $\text{нм}^3/\text{год}$ при работе двигателя на экстремальном режиме.

На основе критерия приведенных затрат выполнен экономический анализ целесообразности применения ГМТ в составе систем МС и топливопитания агрегата ГПА-Ц-16С с двигателем ДГ90Л2.1. Ожидаемый экономический эффект от применения утилизационного ГМТ при работе ГПА составит около 540 000 грн/год.

Литература

1. Бодунов Д.П. Безопасное решение теплообмена для систем предварительного подогрева топлива на тепловых и электрических станциях [Текст] / Д.П. Бодунов – ООО «ГЕА Машинпэкс» // Газотурбинные технологии – 2013. – №6. – С. 18–19. – ISSN 2311-2646.
2. Борисов Н. А. Газомаляный утилизацыйный теплообменник в системе смазки газотурбинного двигателя [Текст] / Н.А. Борисов, В.В. Мирошниченко, В.М. Арсеньев, О.Г. Голубков // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, вип. 2. – С. 40 – 45. – ISSN 0453-8307.
3. Бессонный А. Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения [Текст]: Справочник / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш, и др.; Под. общ. ред. В. Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача [Текст]: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
5. Зинявичюс Ф. В. Теплоотдача и сопротивление оребренных труб в потоке вязкой жидкости [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05. / Зинявичюс Феликсас Вацлович. – Каунас, 1984. – 210 с.
6. Рабинович Г.Г. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки [Текст]: Справочник / Г.Г. Рабинович, П.М. Рябых, П.А. Хохрянков и др.; Под. ред. Е.Н. Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1979. – 568 с.
7. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников [Текст] / Г.Е. Каневец. – К.: Наук. думка, 1979. – 271 с.
8. Смирнов А.В. Газомаляный кожухотрубный теплообменник с безопасным каналом в маслосистеме газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата [Текст] / А.В. Смирнов, Р.Н. Серета, Н.А. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 10(1182). – С. 93–98. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.14.

Поступила в редакцию 29.05.2017 г.

М. А. Борисов, О. Г. Голубков, В. П. Парафійник, О. М. Щербаков. Маслосистема газотурбинного компрессорного агрегата як джерело утилізаційної теплоти для підвищення його ефективності

Розглянуто конструктивні особливості маслосистеми газоперекачувального агрегату з газотурбинним приводом з застосуванням кожухотрубчатого газомаляного теплообмінника в складі маслосистеми приводу агрегату. Запропонована конструкція кожухотрубчатого газомаляного теплообмінника на базі біметалевих оребрених труб з безпечним каналом, що забезпечує охолодження масла системи змащення газотурбинного двигуна і підігрів паливного газу перед дозатором палива двигуна. Наведено результати випробувань дослідного зразка кожухотрубчатого газомаляного теплообмінника, що дозволили уточнити математичну модель процесу теплопередачі в теплообміннику. Показано, що застосування газомаляного теплообмінника в маслосистемі газоперекачувального агрегату призведе до економії матеріальних і енергетичних ресурсів, при цьому очікуваний річний економічний ефект складе близько 540 тис. грн.

Ключеві слова: газоперекачувальний агрегат, маслосистема, кожухотрубний газомаляний теплообмінник, біметалева оребрена труба, безпечний канал, термічний опір, приведені витрати, економічний ефект.

N. A. Borisov, O. G. Golubkov, V. P. Parafiynyk, O. N. Shcherbakov. Oil system of a gas turbine compressor unit as a source of utilization heat to increase its effectiveness

Considered design features of the oil system of gas compressor unit with gas turbine drive with the use of gas-oil shell and tube heat exchanger in the composition of the oil system of the drive unit. The design of a shell-and-tube gas-oil heat exchanger based on bimetallic finned tubes with a safe channel is provided that provides cooling oil of the lubricating system of the gas turbine engine and preheating fuel gas in front of the engine fuel dispenser. The results of tests of a prototype of gas-oil shell-and-tube heat exchanger are given, which made it possible to clarify the mathematical model of the heat transfer process in a heat exchanger. It is shown that the use of a gas-oil heat exchanger in the oil system of a gas compressor unit will lead to the saving of material and energy resources, while the expected annual saving rate will be about 540 thousand UAH.

Key words: gas-compressor unit, oil system, gas-oil shell-and-tube heat exchanger, bimetal finned tube, safe channel, thermal resistance, reduced costs and the saving rate.