

**И. Н. Тертышный**  
**С. А. Прилипко**  
**Е. А. Мирошниченко**  
**В. П. Парафейник,**  
 д-р техн. наук

ПАО  
 «Сумское НПО»,  
 г. Сумы, e-mail:  
 tkm@frunze.com.ua

УДК 621.515

## **ВОПРОСЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДОЖИМНЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ. ЧАСТЬ I**

*Наведені основи методики аналізу ефективності робочого процесу газоперекачувальних агрегатів (ГПА) природного газу, оснащених відцентровими компресорами (ВК) з одно- і двокаскадним стисненням. Методика розроблена на основі ексергетичного методу з використанням ексергетичного коефіцієнта корисної дії як показника рівня термодинамічної досконалості ГПА і його елементів. Оцінка величини втрат виконана з використанням понять ексергія «палива» і «продукт». Аналіз робочого процесу агрегата розглянуто стосовно ГПА типу ТКА-Ц-6,3А потужністю 6,3МВт, що створюються на основі двигунів типу Д-336 конструкції ЗМКБ «Івченко-Прогрес» і ВК конструкції ПАТ «Сумське НВО».*

**Ключові слова:** дотискувальний газоперекачувальний агрегат, відцентровий компресор, втрати, ексергія, деструкція.

### **Введение**

Наибольшее распространение в составе компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов (МГ) получили газотурбинные ГПА природного газа (п.г.) с односекционными (однокорпусными) центробежными компрессорами (ЦК) мощностью 6,3 (8); 10 (12,5); 16; 25 МВт. На такую же мощность создаются дожимные турбокомпрессорные агрегаты (ТКА)<sup>1</sup> головных КС истощающихся месторождений п. г., а также агрегаты для компримирования нефтяного газа (н. г.).

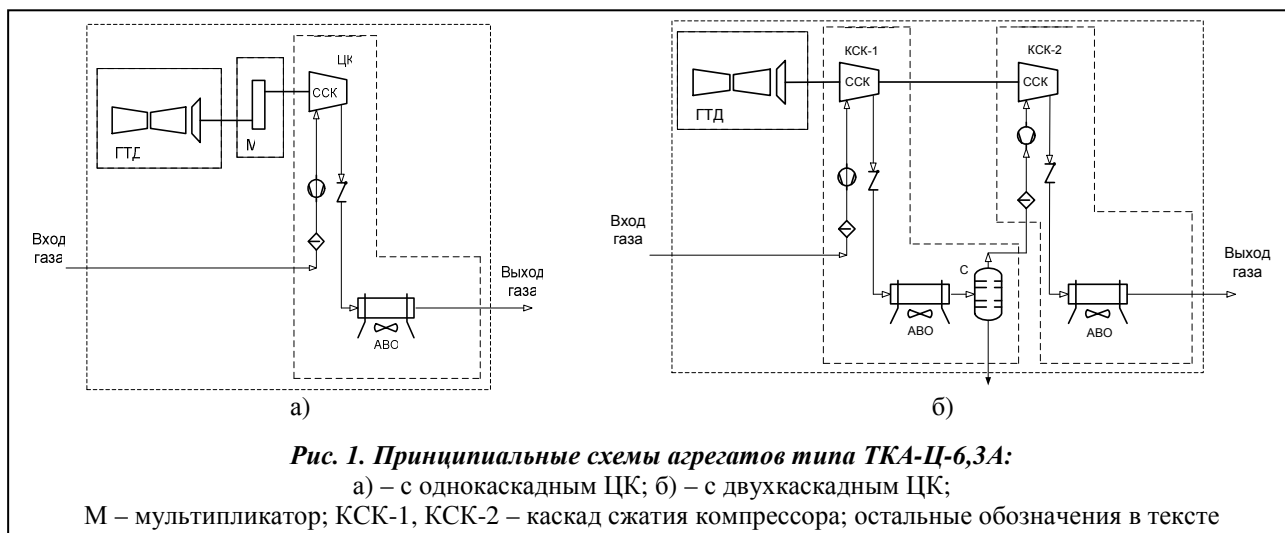
Для оценки эффективности рабочего процесса агрегата в действующей нормативной документации используются два показателя: эффективный КПД двигателя и политропный КПД компрессора. Интегральный показатель эффективности ГПА как сложной энерготехнологической системы (ЭТС), имеющей в своем составе различные системы, отсутствует [1]. В качестве интегрального показателя эффективности ГПА при их эксплуатации может применяться показатель расхода топливного газа (т.г.). Однако на предпроектной стадии работ, когда требуется, например, осуществлять сравнительный анализ эффективности энерготехнологических схем ТКА с различными газотурбинными двигателями (ГТД) в составе привода, такой показатель эффективности не всегда удобный, а для согласования характеристик двигателя и ЦК он вообще малопригоден. Таким образом, требуется проведение исследований с целью создания инженерной методики анализа эффективности рабочего процесса газотурбинных ГПА, оснащенных ЦК природного газа с многосекционным сжатием, а также оценка их эффективности на различных режимах работы.

### **Состояние вопроса**

ГПА – сложная ЭТС, особенностями работы которой являются процессы: превращения химической энергии топливного газа (т.г.) в теплоту; трансформации теплоты в механическую энергию в газогенераторе и силовой турбине ГТД; превращения механической энергии силовой турбины в потенциальную энергию сжатого газа в ЦК.

При термодинамическом анализе рабочего процесса сложных ЭТС могут применяться, как известно, энтропийный, энтропийно-статистический и эксергетический методы [2–6 и др.]. Эксергетический метод анализа обладает тем преимуществом, что в отличие от энтропийного и энтропийно-статистического методов позволяет осуществлять не только термодинамический, но и термоэкономический анализ [6].

<sup>1</sup> В практике работы СКБ ПАО «Сумское НПО» (далее СКБ ПАО) термин «ТКА» закрепился за агрегатами н.г. и дожимными агрегатами, создаваемыми на основе многосекционных ЦК. В то же время такой термин в газотранспортном машиностроении является наиболее общим.



Одни из первых исследований, посвященные эксергетическому анализу эффективности энергоустановки с ГТД, представлены в работах [5, 6]. Однако в указанных работах осуществляется анализ газотурбинных установок, применяемых в качестве привода электрогенераторов.

Оценка эффективности ЦК с использованием эксергетического метода выполнена в работах [7, 8]. Однако в них компримируемая рабочая среда рассматривается как идеальный газ, что не соответствует практике создания компрессорного оборудования для углеводородных газов.

Анализу эффективности агрегатов и турбокомпрессорных установок (ТКУ) на основе ЦК углеводородных газов, оптимизации режимов их работы посвящены работы [9, 10]. В работе [11] представлены результаты анализа эффективности многокаскадных ЦК н.г. и ТКА н.г. на их основе. Однако в указанной работе не учитывались конструктивные особенности систем и узлов ЦК и его ГТП (системы смазки, уплотнений, топливопитания, очистки циклового воздуха и другие) и не анализировалось их влияние на эффективность ГПА (ТКА). Не оценивался также уровень потерь эксергии в отдельных элементах ЭТС.

### Цель исследования

Целью данного исследования является разработка методических основ термодинамического анализа эффективности рабочего процесса газотурбинных ГПА п.г. с одно- и двухкаскадным ЦК с различными проточными частями (ПЧ), имеющими различное конструктивное исполнение роторных систем (бессмазочные, со смазкой, комбинированные)<sup>2</sup>, на основе эксергетического метода.

### Объекты исследования

Объектами исследования являются энерготехнологические схемы дожимных компрессорных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А, оснащаемые ЦК различного типа мощностью 6,3 МВт и создаваемые на основе газотурбинных двигателей Д-336-2/1 конструкции ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» (г.Запорожье).

Разработка методических основ анализа эффективности ГПА осуществляется с использованием экспериментальных данных по ГТД и другим системам, полученных в процессе натурных испытаний агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 [12].

Как было отмечено ранее, ГПА являются сложными ЭТС, укомплектованные ГТП, ЦК, системой охлаждения, а также технологическим контуром и рядом вспомогательных систем. Применяемые ЦК могут быть выполнены в однокаскадном или двухкаскадном вариантах конструкции (рис.1). Каскад сжатия состоит из секции сжатия (ССК), аппарата воздушного охлаждения (АВО) и сепаратора (С). Следует отметить, что конструктивно ССК могут размещаться как в одном, так и в отдельных корпусах сжатия компрессора. Корпуса сжатия могут быть спроектированы в масляном, комбиниро-

<sup>2</sup> В комбинированной роторной системе ЦК применяются масляные опорный и опорно-упорный подшипники скольжения и торцевые газодинамические уплотнения (ТГДУ) ротора (концевые).

ванном или бессмазочном исполнении, а для обеспечения их работы применяются различные вспомогательные системы [13].

На основе выбранной схемы (рис. 1, а) может быть разработан агрегат для линейной КС, например ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 [12], или для дожимной КС типа ТКА-Ц-6,3А мощностью 6,3 МВт. С учетом конструкции компрессора дожимной агрегат может быть выполнен с однокаскадным (рис. 1, а) или двухкаскадным ЦК (рис. 1, б)<sup>3</sup>. В составе одного из агрегатов, созданного в СКБ ПАО для ДКС, применен привод с мультипликатором и однокорпусным шестиступенчатым ЦК (рис. 1, а), обеспечивающим:  $P_k = 7,68$  МПа при частоте вращения  $n = 13000$  об/мин; отношение давлений  $\pi_k = 4,37$ ; массовую производительность 13,9 кг/с и политропный КПД 67%. В составе ГПА применяется АВО газа с трубчаторебристыми теплообменниками; ГТД авиационного типа Д-336-2, имеющего на расчетном режиме  $\eta_e = 31\%$  (ISO 2314). Модификация дожимного ГПА с двухкаскадным ЦК на те же параметры может быть создана без мультипликатора ( $n = 8200$  об/мин, рис. 1, б). При этом в составе первого каскада (КСК-1) используются секции сжатия с пятиступенчатой проточной частью (ПЧ) на  $\pi_k = 2,45$ , с политропным КПД 73,3%, АВО и С; в КСК-2 – пятиступенчатая ПЧ на  $\pi_k = 1,84$  с политропным КПД 65,2%, концевым АВО газа (рис. 1, б).

Следует отметить принципиально различные подходы к разработке анализируемых схем ГПА. Первый вариант (рис. 1, а) исходит из требований эксплуатации: односекционный компрессор, повышение давления в ЦК с 1,76 МПа до уровня, предусматриваемого технологией создания КС при  $\pi_k = 4,37$ , обеспечение температуры газа на выходе из АВО 313 К. Второй вариант схемы агрегата предполагает выполнение тех же технологических требований с выполнением элементов оптимизации термодинамических параметров ЭТС. В данном случае на стадии выбора параметров ССК и АВО необходимо дополнительно решать задачу анализа влияния параметров ССК-1 и промежуточного АВО системы охлаждения на эффективность рабочего процесса ГПА. В связи с этим требуется определить не только интегральный показатель эффективности схемы ГПА ( $\eta_{ex}^{ГПА}$ ) и ее элементов, но и суммарные энергозатраты при сравнительном анализе схем ГПА, а также установить потери эксергии в отдельных элементах ГПА и экономию «топлива». Учитывая ограниченность объема данной публикации, анализ эффективности схем ГПА выполняется для расчетных режимов работы.

### Методические основы термодинамического анализа

Анализ эффективности рабочего процесса агрегатов осуществляется со следующими допущениями и условиями:

- температура циклового воздуха на входе в ГТД и технологического газа на входе в ЦК принимается равной 288 К;
- потери эксергии, вызванные тепловым взаимодействием между корпусами сжатия ЦК и окружающей средой, не учитываются;
- изменениями температуры, вызванными массообменными процессами в сепараторах КСК, пренебрегаем;
- не учитываются потоки барьерного газа и разделительного воздуха в ТГДУ комбинированного или бессмазочного исполнения;
- потери эксергии (механической мощности) в мультипликаторе учитываются при определении мощности сжатия в ЦК;
- потери эксергии в технологическом контуре агрегата и отборы сжатого воздуха от осевого компрессора газогенератора ГТД на нужды КС не учитываются;
- теплофикационный цикл в агрегатах на основе утилизаторов теплоты выхлопных газов (в. г.) не осуществляется, что характерно для большинства эксплуатируемых агрегатов;
- в составе турбоблоков агрегатов применение электрогенератора собственных нужд не предусматривается;
- подача т. г. для работы ГТД обеспечивается автономным источником;

<sup>3</sup> Расчет газодинамических характеристик проточной части (ПЧ) однокорпусного ЦК выполнен специалистами СКБ ПАО под руководством В. В. Зимогляда. Проектирование ПЧ двухкорпусного ЦК выполнено авторами работы при участии А. А. Мирошниченко.

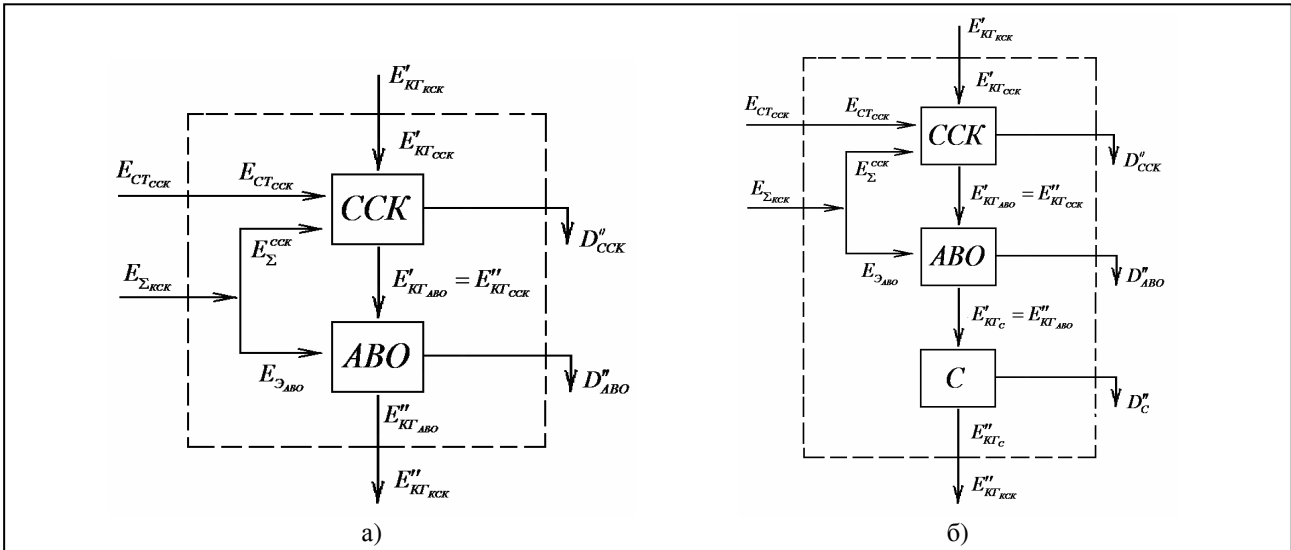


Рис.2. Схема эксергетического баланса КСК при:

а) – односекционном сжатии; б) – двухсекционном сжатии;  $E'_{KTKCK}$ ,  $E'_{KTCCK}$ ,  $E'_{KTA BO}$ ,  $E'_{KTC}$ ,  $E''_{KTKCK}$ ,  $E''_{KTCCK}$ ,  $E''_{KTA BO}$ ,  $E''_{KTC}$  – потоки эксергии компримируемого газа на входе и выходе КСК, ССК, АВО и С соответственно;  $E_{CTCCK}$  – мощность, потребляемая ССК;  $D''_{CCK}$ ,  $D''_{ABO}$ ,  $D''$  – диссипативные потери (деструкция) эксергии в ССК, АВО и С.

– в двухкаскадном дожимном ЦК мощность, потребляемая вспомогательными системами каждого КСК, распределяется равномерно между каскадами сжатия.

Методика термодинамического анализа разрабатывается с использованием I и II законов термодинамики и с соблюдением массового, мощностного и эксергетического балансов при анализе схем ГПА.

Выполнение эксергетического анализа, учитывая ограниченные возможности настоящей публикации, рассмотрим на примере эксергетического баланса первых КСК анализируемых модификаций ГПА (рис. 2, а, б).

При этом на входе в КСК поток эксергии ( $E_{\Sigma KCK}$ ) будет выражен в виде суммы  $E_{\Sigma}^{CCK}$  и  $E_{\Delta}^{ABO}$  – соответственно потоки термомеханической эксергии и эксергии электропотребителей, расходуемые при работе элементов в составе КСК. Такой подход позволяет получить уточненную зависимость КПД секции сжатия и коэффициента преобразования потока эксергии в АВО ( $\sigma_{ex}^{ABO}$ ), а также интегральное выражение для эксергетического КПД каскада сжатия, учитывающее работу вспомогательных систем [10].

При формировании аналитической зависимости для определения интегрального эксергетического КПД агрегата, а также его элементов используется известный подход [4, 9], на основе которого

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=n}^n E_i^{BIX} - \sum_{i=n}^n E_{tr_i}}{\sum_{i=n}^n E_i^{BX} - \sum_{i=n}^n E_{tr_i}}, \quad (1)$$

где  $\sum_{i=n}^n E_i^{BX}$ ,  $\sum_{i=n}^n E_i^{BIX}$  – сумма потоков эксергии на входе и выходе соответственно;  $\sum_{i=n}^n E_{tr_i}$  – поток транзитной эксергии.

На основе выражения (1) эксергетический КПД секции сжатия ЦК с различным конструктивным исполнением роторной системы (бессмазочная, со смазкой, с комбинированной системой) будет иметь вид

$$\eta_{ex}^{CCK} = \frac{E_{КГ}^{ВЫХ} - E_{КГ}^{ВХ}}{N_{\Pi} + E_{\Sigma}^{CCK}}, \quad (2)$$

где  $E_{КГ}^{ВХ}$ ,  $E_{КГ}^{ВЫХ}$  – потоки эксергии газа на входе и выходе ССК соответственно;  $N_{\Pi}$  – мощность, потребляемая ССК для компримирования рабочей среды;  $E_{\Sigma}^{CCK}$  – сумма механических и электрических потоков эксергии, расходуемых при работе ССК (привод маслососов и вентиляторов).

Суммарный поток эксергии, потребляемый вспомогательными системами ССК различного исполнения, определяется с учетом конструктивных особенностей бессмазочных, масляных и комбинированных роторных систем ЦК. В этом случае имеем уточненную формулу (2), в которой величина  $E_{\Sigma}^{CCK}$  определяется с учетом конструктивных особенностей [13].

Зависимость для определения эксергетического КПД КСК в составе компрессора п.г. по аналогии с ЦК н. г. имеет вид [11]

$$\eta_{ex}^{KCK} = \sigma_{ex}^C \cdot \sigma_{ex}^{ABO} \cdot (\eta_{ex}^{CCK} \cdot \lambda_{CCK} + \lambda_{ABO}), \quad (3)$$

где  $\sigma_{ex}^C$ ,  $\sigma_{ex}^{ABO}$  – коэффициенты преобразования эксергии в сепараторе и АВО [10, 11];  $\eta_{ex}^{CCK}$  – эксергетический КПД секции сжатия;  $\lambda_{CCK}$ ,  $\lambda_{ABO}$  – доли затрат эксергии в ССК и АВО по отношению к располагаемой эксергии на входе в КСК [10, 11].

Зависимость для определения эксергетического КПД двухкаскадного ЦК запишем как

$$\eta_{ex}^{ЦК} = \eta_{ex}^{KCK_1} \cdot \lambda_{KCK_1} + \eta_{ex}^{KCK_2} \cdot \lambda_{KCK_2} = \sum_{i=1}^2 \eta_{ex}^{KCK_i} \cdot \lambda_{KCK_i}, \quad (4)$$

где  $\eta_{ex}^{KCK_1}$ ,  $\eta_{ex}^{KCK_2}$  – эксергетические КПД каскадов сжатия компрессора;  $\lambda_{KCK_1}$ ,  $\lambda_{KCK_2}$  – доли затрат эксергии в каждом КСК по отношению к располагаемой эксергии на входе в ЦК.

Эксергетический КПД ГТП в общем случае при наличии в его составе утилизатора теплоты выхлопных газов (УТВГ) имеет следующий вид [14]:

$$\eta_{ex}^{ГТП} = \frac{N_{СТ} + K_{УТ} \left[ G_{ЦВ} \left( 1 - \frac{e_{ЦВ}}{e_{ВГ}} \right) + G_{ТГ} \right] \cdot e_{ВГ}}{G_{ТГ} \cdot e_X^{ТГ} \left( 1 + \frac{e_T^{ТГ}}{e_X^{ТГ}} \right)}, \quad (5)$$

где  $N_{СТ}$  – мощность силовой турбины ГТД;  $K_{УТ}$  – коэффициент утилизации теплоты, отводимой от ГТД с в. г.;  $G_{ЦВ}$ ,  $G_{ТГ}$  – массовые расходы ц. в. и т. г. соответственно;  $e_{ЦВ}$ ,  $e_{ВГ}$  – удельная эксергия потоков ц. в. и в. г. соответственно;  $e_X^{ТГ}$ ,  $e_T^{ТГ}$  – удельная химическая и термомеханическая эксергия т. г. перед дозатором топлива соответственно.

Уточненная зависимость (5) имеет вид

$$\eta_{ex}^{ГТП} = \frac{N_{СТ} + K_{УТ} \left[ G_{ЦВ} \left( 1 - \frac{e_{ЦВ}}{e_{ВГ}} \right) + G_{ТГ} \right] \cdot e_{ВГ}}{G_{ТГ} \cdot e_X^{ТГ} (1 + \delta) + \sum_{i=n}^n N_{Эл}^i + E_Q}, \quad (6)$$

где  $\delta$  – величина, учитывающая соотношение химической и термомеханической эксергий т. г. на входе в дозатор т. г. ГТД;  $\sum_{i=n}^n N_{Эл}^i$  – затраты электрической мощности на функционирование системы

ГТП (УТВГ, системы ГТД), а также в специальной компрессорной установке т. г.;  $E_Q$  – затраты эксергии на подогрев т. г. в системе его подготовки.

С учетом особенностей схем дожимных агрегатов эксергетический КПД агрегата в общем виде может быть определен с использованием известного выражения [10, 11]

$$\eta_{ex}^{ГПА} = [\lambda_1^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ГТП} + (1 - \lambda_1^{ГТП})] \cdot (\lambda_{II}^{ЦК} \cdot \eta_{ex}^{ЦК} + \lambda_{II}^{УТВГ} \cdot \eta_{ex}^{УТВГ} + \lambda_{II}^{ЭГ} \cdot \eta_{ex}^{ЭГ} + \lambda_{II}^{СВ}), \quad (7)$$

где  $\eta_{ex}^{ГТП}$ ,  $\eta_{ex}^{ЦК}$ ,  $\eta_{ex}^{УТВГ}$ ,  $\eta_{ex}^{ЭГ}$  – эксергетические КПД ГТП, ЦК, УТВГ, электрогенератора соответственно;  $\lambda_1^{ГТП}$ ,  $\lambda_{II}^{ЦК}$ ,  $\lambda_{II}^{УТВГ}$ ,  $\lambda_{II}^{ЭГ}$ ,  $\lambda_{II}^{СВ}$  – доли затрат эксергии в ГТП, ЦК, УТВГ, ЭГ (в случае, если привод генератора осуществляется от СТ) и сжатого воздуха в ГТД.

Индексы I и II присваиваются с учетом структуризации ЭТС на энергопроизводящие (I) и энергопотребляющие (II) подсистемы [9].

Применительно к анализируемой схеме агрегата с однокорпусным ЦК п. г. (рис. 1, а) выражение (7) будет иметь вид

$$\eta_{ex}^{ГПА} = [\lambda_1^{ГТП} \cdot \eta_{ex}^{ГТП} + (1 - \lambda_1^{ГТП})] \cdot \eta_{ex}^{ЦК}, \quad (8)$$

где  $\lambda_1^{ГТП} = \frac{E_{ТГ} + E_{Эл}^{ГТП}}{E_{ТГ} + E_{Эл}^{ГТП} + E_{\Sigma}^{ЦК}}$  – доля располагаемой эксергии на входе в ГТП в общем потоке эксергии

на входе в агрегат (с учетом ЦК);  $E_{\Sigma}^{ЦК}$  – потоки эксергии, используемые при работе ЦК.

Таким образом, с точки зрения основных положений метода потоков при эксергетическом анализе ГПА критерием, который однозначно характеризует эффективность как элементов, так и схемы дожимного агрегата в целом, является эксергетический КПД. Согласно современным воззрениям этот критерий используется для сравнения подобных элементов схемы, которые характеризуются однотипными процессами преобразования энергии в элементах, «...работающих в аналогичных условиях в пределах одной системы или в различных системах» [15]. Следует отметить, что недостатком методологии, при которой степень термодинамического совершенства анализируемой ЭТС или ее элементов оценивается только с применением эксергетического КПД является то, что он не показывает, какая доля эксергии, подведенной в виде энергоносителей к ЭТС, теряется в анализируемом элементе. Отсутствует также возможность сравнивать различные элементы ГПА по этому показателю.

Для сравнительного анализа эффективности неподобных элементов ГПА, анализа потерь эксергии, возникающих в связи с конструктивным несовершенством элементов, целесообразно использовать понятия эксергии «топлива», эксергии «продукта», а также деструкции потока эксергии [15–18].

В связи с этим с использованием некоторых методических положений вышеуказанных работ введем ряд зависимостей, позволяющих определять основные эксергетические потоки и величину потерь.

Абсолютные потери эксергии при реализации рабочего процесса ГПА будем определять согласно зависимости

$$\Delta E^i = E_f^i - E_p^i, \quad (9)$$

где  $E_f^i$  – потоки эксергии «топлива» на входе в анализируемый элемент агрегата ( $E_f^{ГТП}$ ,  $E_f^{ССК}$ ,  $E_f^{АВО}$ ,  $E_f^{КСК}$ ,  $E_f^{ЦК}$ );  $E_p^i$  – общий поток эксергии «продукта» на выходе из анализируемого элемента ( $E_p^{ГТП}$ ,  $E_p^{ССК}$ ,  $E_p^{АВО}$ ,  $E_p^{КСК}$ ,  $E_p^{ЦК}$ ).

Величина относительных потерь эксергии в элементах устанавливается с использованием выражения  $\delta E^i = \Delta E^i / E_f^i$ .

Поток эксергии «топлива» в агрегате выражается в виде потоков «топлива», приходящихся на долю основных систем агрегата (ГТП и ЦК).

Величина составляющих потоков эксергии «топлива» определяется

$$E_f^{\text{ГТП}} = E_{\text{ГТД}} + \sum E_{\text{Эл}}^{\text{ГТП}}; \quad (10)$$

$$E_f^{\text{ЦК}} = N_{\text{П}} + \sum E_{\text{Эл}}^{\text{ЦК}}, \quad (11)$$

где  $E_{\text{ГТД}}$  – поток эксергии на входе в дозатор т. г. ГТД;  $\sum E_{\text{Эл}}^{\text{ГТП}}$ ,  $\sum E_{\text{Эл}}^{\text{ЦК}}$  – сумма потоков эксергии электропотребителей в составе ГТП и ЦК;  $N_{\text{П}}$  – поток эксергии, соответствующий мощности потребляемой в ЦК на сжатие газа.

Потоки эксергии «продукта» в ГПА, т. е. ЦК в его составе, для анализируемых схем агрегатов определяются как  $E_p^{\text{ГПА}} = E_p^{\text{ЦК}} = E_{\text{КГ}}^{\text{ввых}} - E_{\text{КГ}}^{\text{вх}}$  при отсутствии, как и предполагалось, утилизации теплоты в. г. и отбора сжатого воздуха от ГТД на нужды ГПА и компрессорной станции.

В соответствии с современными воззрениями эксергетические потери можно разделить на две составляющие: деструкция эксергии (exergy destruction –  $E_d$ ) и потери эксергии, связанные с наличием теплового взаимодействия анализируемого элемента с окружающей средой (exergy losses –  $E_l$ ). Таким образом, полные потери эксергии в любом анализируемом элементе при использовании понятия деструкции можно выразить, как в [16–18]

$$\Delta E^i = E_d^i - E_l^i, \quad (12)$$

где  $E_d^i$  – деструкция эксергии, вызванная необратимостями при внешнем и внутреннем взаимодействии потоков;  $E_l^i$  – потери эксергии, обусловленные тепловым взаимодействием элемента системы с окружающей средой.

На основе уравнения (16) целесообразно анализировать потери эксергии во всех системах ГПА, в частности, в элементах каскада сжатия компрессора: ССК, АВО и С. Однако следует учитывать особенности рабочего процесса в каждом из элементов ССК, исходя из структуры его потерь ( $E_d$  и  $E_l$ ).

Уровень деструкции эксергии в ССК ( $E_d^{\text{ССК}}$ ) обусловлен совершенством ее ПЧ и при некоторых допущениях соответствует величине  $\Delta E^{\text{ССК}}$ , определяемой уравнением (12). Корпус сжатия ЦК как совокупность ССК, подшипников и уплотнений, а также других вспомогательных систем имеет три механизма теплового взаимодействия с окружающей средой:

- отвод теплоты, образующейся при сжатии газа, в АВО с использованием вентиляторов систем охлаждения;
- отвод теплоты, возникающей из-за механических потерь в подшипниках и уплотнениях при работе маслосистемы за счет охлаждения нагретого масла в блоке маслоохладителей;
- отвод теплоты, образующейся в процессе компримирования газа в ПЧ теплоизлучением, а также за счет конвективного теплообмена между корпусом и окружающей средой.

Частичный учет тепловой составляющей потерь эксергии для ЦК со смазкой осуществляется при составлении уравнения баланса эксергии с учетом мощности электропривода маслонасосов и вентиляторов блока маслоохладителей (см. уравнение 2). При создании бессмазочных ЦК поток теплоты, возникающей в электромагнитных подшипниках и газодинамических уплотнениях, практически исключается.

Анализ величины потерь эксергии в связи с наличием теплоотвода через корпус сжатия представляет значительную сложность в связи с ограниченностью экспериментальных данных по термометрированию корпусов сжатия ЦК различной конструкции при различных  $\lambda_{\text{К}}$ .

При анализе особенностей рабочего процесса сепараторов в составе КСК-1 двухкорпусной модификации ЦК (рис. 1) следует учитывать отсутствие конденсатообразования при компримировании п. г. и незначительный уровень гидравлических потерь в сепараторе. В связи с этим, исходя из допущения об изотермичности процесса сепарации п. г. в КСК дожимных ГПА, можно предположить незначительный уровень полных потерь эксергии в данном элементе. В частности, для вихревых сепараторов н.г. конструкции ПАО согласно работе [19] уровень эксергетического КПД составляет 0,99–0,999 в зависимости от режима работы ТКА.

При анализе потерь эксергии в АВО следует иметь в виду, что потери в теплообменных аппаратах (ТА), создаваемых на основе оребренных трубчатых поверхностей, имеют две составляющие, структура которых определяется уравнением (12)

$$\Delta E^{ABO} = E_d^{ABO} - E_l^{ABO}, \quad (13)$$

где  $\Delta E^{ABO}$  – полные потери эксергии, определяемые по параметрам охлаждаемого газа на входе и выходе ТА в составе АВО;  $E_d^{ABO}$  – деструкция эксергии (внутренние и внешние необратимости в АВО);  $E_l^{ABO}$  – потери, обусловленные охлаждением компримируемого газа в ТА.

При этом составляющие потерь определяются как

$$E_d^{ABO} = \Delta E^{ABO} - E_l^{ABO}; \quad (14)$$

$$E_l^{ABO} = E_{ABO_{вх}}^{cp} - E_{ABO_{вых}}^{cp}, \quad (15)$$

где  $E_{ABO_{вх}}^{cp}$ ,  $E_{ABO_{вых}}^{cp}$  – соответственно потоки эксергии на входе и выходе ТА, определяемые по известным зависимостям с использованием усредненных значений давления в аппарате и действительных значений температуры газа.

Для определения деструкции эксергии в ГПА, которая является совокупностью систем и элементов, целесообразно использовать зависимость, полученную с использованием уравнений (9) и (12)

$$E_d^i = E_f^i - E_p^i - E_l^i. \quad (16)$$

Применительно к ГПА суммарная деструкция определяется как

$$E_d^{ГПА} = E_f^{ГПА} - E_p^{ГПА} - E_l^{ГПА}, \quad (17)$$

где  $E_l^{ГПА}$  – потери эксергии, обусловленные тепловым взаимодействием системы и элементов ГПА с окружающей средой, а величины  $E_f^{ГПА}$  и  $E_p^{ГПА}$  в анализируемых агрегатах определяются, соответственно, как  $E_f^{ГПА} = E_{ТГ} + \sum E_{Эл}^{ГПА}$  ( $\sum E_{Эл}^{ГПА}$  – мощность потребляемая агрегатом при работе на магистраль); величина  $E_p^{ГПА}$  определяется как разность потоков эксергии компримируемого газа на выходе и входе ГПА.

С использованием вышеизложенных методических основ термодинамического анализа эффективности агрегатов, их систем и элементов во второй части статьи будут представлены результаты эксергетического анализа схем дожимных ГПА и влияния основных технологических элементов на эффективность рабочего процесса агрегата.

### Список литературы

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. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 285 с.
3. Архаров, А. М. Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных и машинах и установках / А. М. Архаров, В. В. Сычев // Холодильная техника. – 2005. – № 12. – С. 14–23.
4. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоиздат, 1988. – 288 с.
5. Эльснер, Н. Составление эксергетического баланса газотурбинной установки / Н. Эльснер, В. Фратшер // Вопр. термодинамического анализа (эксергетический метод). – М.: Мир, 1965. – 245 с.
6. Бэр, Г. Д. Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
7. Цейтлин, Ю. А. Пневматические установки шахт / Ю. А. Цейтлин, В. А. Мурзин. – М.: Недра, 1985. – 351 с.
8. Андреев, Л. П. Определение КПД газовых механических нагнетателей / Л. П. Андреев, В. Р. Никульшин // Пром. теплотехника. – 1996. – Т. 18. №4. – С. 33–35.
9. Анализ обобщенной схемы комплексной энерготехнологической установки углеводородных газов на основе эксергетического метода / В. П. Парафейник, С. Д. Фролов, И. И. Петухов [и др.] // Пром. теплотехника. – 2002. – Т. 24, № 5. – С. 63–68.



10. *Парафейник, В. П.* Научные основы проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом / В. П. Парафейник // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: Зб. наук. пр. – Харків., 2003. – С. 36–46.
11. *Метод* оценки термодинамического совершенства рабочего процесса многокаскадного центробежного компрессора нефтяного газа / В. П. Парафейник, Ю. С. Бухолдин, И. И. Петухов и др. // Компрес. техника и пневматика в XXI веке: Тр. тринадцатой междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. –Сумы: Сумск. ун-т. – 2004. – Т. 1. – С. 201–211.
12. *Технический отчет* по результатам заводских испытаний стендового агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 с двигателем Д-336 на блоке испытательных стендов Сумского НПО им. М.В. Фрунзе. – 1991. – 150 с.
13. *Анализ* эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / И. Н. Тертышный, В. П. Парафейник, А. Н. Нефедов, С. А. Рогальский // Компрес. и энерг. машиностроение. – 2014. – № 4 (38). – С. 6–10.
14. *Парафейник, В. П.* Системный подход к анализу режима работы газотурбинного привода турбокомпрессорного агрегата / В. П. Парафейник // Пром. теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 3. – С. 54–61.
15. *Системно-структурный анализ* пароконпрессорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Ин-т пробл. машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков: 2014. – 269 с.
16. *Морозюк, Т. В.* Новый этап в развитии эксергетического анализа / Т. В. Морозюк // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 4 (150). – С. 13–14.
17. *Morosuk, T.* New approach to the exergy analysis of refrigeration machines / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. – 2008. – Vol. 33. – P. 890–907.
18. *Термоэкономический* подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов / Э. Г. Братута, В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк // Холодильная техника и технология. – 2013.– № 5 (145). – С. 39–44.
19. *Парафейник, В. П.* Термодинамическая эффективность и особенности проектирования сепараторов углеродной смеси для компрессорных установок нефтяной промышленности / В. П. Парафейник // Химич. и нефт. машиностроение. – 1996. – № 4. – С. 42–47.

*Поступила в редакцию 15.10.15*