

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

УТОЧНЕННЫЙ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
И КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПОНЕНТОВ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ
ПО ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

© 2025 г. Uchenna G. Azubuike^{a, b}, Howard O. Njoku^{b, c, *},
Mkpamdi N. Eke^b, Onyemaechi V. Ekechukwu^b

^aDepartment of Mechanical Engineering, Bells University of Technology, Ota, 112104 Nigeria

^bSustainable Energy Engineering Research Group, Department of Mechanical Engineering,
University of Nigeria, Nsukka, 410001 Nigeria

^cDepartment of Mechanical Engineering Science, University of Johannesburg, Auckland Park, Johannesburg, 2092 South Africa

*e-mail: howard.njoku@unn.edu.ng

Поступила в редакцию 23.03.2023 г.

После доработки 06.05.2023 г.

Принята к публикации 02.06.2023 г.

Поскольку при выполнении традиционного эксергетического анализа невозможно определить интенсивность потерь эксергии в элементах оборудования теплового цикла, связанных с их неэффективной взаимосвязанной работой, результаты этого анализа не могут быть использованы в целях улучшения эксплуатационных характеристик оборудования. Проведено исследование энергетической парогазовой установки (ПГУ) с помощью уточненных методов эксергетического анализа, в которых недостатки традиционного метода устранены путем оценки потерь эксергии, вызванных внутренними и внешними факторами и являющихся неизбежными, но устранимыми. Было установлено, что на устранимые потери эксергии в ПГУ приходится 31% суммарных потерь, что указывает на возможность улучшить технико-экономические показатели установки. Потери эксергии в большинстве единиц оборудования обусловлены в основном внутренними факторами (95.2%). Это означает, что влияние взаимодействия между элементами оборудования носит ограниченный характер. Устранимые потери эксергии, вызванные внутренними и внешними факторами, составляют соответственно 28.4 и 2.1% общих потерь эксергии в ПГУ. При классификации компонентов ПГУ по их эффективности насосы были отнесены к категории оборудования, которое в первую очередь нуждается в улучшении характеристик, тогда как при комплексном анализе работы ПГУ оказалось, что сначала необходимо улучшить показатели камер сгорания. Параметрическое исследование влияния режимных параметров камеры сгорания на эксплуатационные характеристики ПГУ показало, что рабочие температуры в ней более существенно влияют на потери эксергии, чем рабочее давление.

Ключевые слова: уточненный эксергетический анализ, устранимые и безвозвратные потери эксергии, внутренние и внешние потери эксергии, парогазовый цикл, элементы оборудования, камера сгорания, газовая турбина, котел-утилизатор, рабочие давление и температура

DOI: 10.56304/S0040363624700565

Парогазовые установки являются перспективными энергетическими устройствами благодаря повышенной тепловой эффективности и более низкому воздействию на окружающую среду по сравнению с электростанциями с газотурбинными и паротурбинными установками [1–4]. Эксергетический анализ – апробированный, широко используемый метод расчета термодинамических характеристик энергетических систем [5] путем определения источников и количественной оценки потери эксергии в конкретной энергетической системе. Этот метод может применяться для улучшения характеристик теплотехнических систем и

их компонентов. Многочисленные исследования посвящены традиционному эксергетическому анализу этих систем, включая парогазовые электростанции. В данном случае оптимизируемым параметром является эксергетический КПД. Таким образом, в традиционных эксергетических исследованиях ПГУ основное внимание уделяется совершенствованию камер сгорания, имеющих наименьший эксергетический КПД вследствие потерь, связанных с процессом горения в них [6–9].

Однако, помимо потерь эксергии в каждом элементе оборудования теплового цикла, вызван-

ных низкой эффективностью протекающих в нем процессов, возникают потери, обусловленные низкой эффективностью процессов, происходящих в других элементах оборудования [10–13]. Именно поэтому традиционный эксергетический анализ, не учитывающий влияние взаимодействия между единицами оборудования, не позволяет выявить все возможные способы улучшить характеристики компонентов теплового цикла. Поскольку эта информация очень важна для совершенствования конструкции в целом и всех режимов работы теплотехнических систем, применение результатов только традиционного эксергетического анализа может привести к ошибочным выводам [14, 15].

В усовершенствованных методах эксергетического анализа эти ограничения традиционного анализа отсутствуют. Новые методы позволяют определить все варианты оптимизации режимов работы оборудования путем использования нескольких уровней классификации потерь эксергии в нем. На первом уровне потери эксергии можно разделить на устранимые и безвозвратные. Последние невозможно ликвидировать даже с помощью самых совершенных технологий будущего [16], тогда как от устранимых потерь эксергии можно избавиться с помощью конструктивных, технических и эксплуатационных методов усовершенствования оборудования. Таким образом, устранимые потери свидетельствуют о реальной возможности модернизации оборудования для улучшения его эксплуатационных характеристик [15, 17, 18].

В другом варианте классификации потери эксергии первого уровня делятся на потери, вызванные внутренними и внешними факторами [13]. Первые обусловлены собственной низкой эффективностью единицы оборудования, а вторые – невысокой эффективностью взаимодействия между конкретной единицей оборудования и другим его элементом, подключенным к ней. Таким образом, потери эксергии, связанные с внешними факторами, характеризуют степень эксергетического взаимодействия между компонентами системы и их взаимозависимость.

Второй уровень включает в себя классификацию первого уровня для определения потерь эксергии, вызванных внутренними и внешними факторами, а также безвозвратные и устранимые потери эксергии [19–21]. Дополнительная информация, полученная с помощью уточненного эксергетического анализа, успешно используется при распределении единиц оборудования ПГУ по их эффективности. Результаты анализа работы ПГУ [22] позволили классифицировать ее оборудование по абсолютным значениям устранимых потерь эксергии. На первом месте в этой класси-

фикации, т.е. на первом месте в очереди на усовершенствование, оказалась камера сгорания (КС), за ней следуют детандер и компрессор. В аналогичных исследованиях ПГУ [23, 24] также было установлено, что КС имеет наибольшее абсолютное значение устранимых потерь эксергии и поэтому должна быть модернизирована в первую очередь, затем идут паровые турбины (ПТ). Однако в [25] лидирующее положение в такой классификации занял теплообменник. На втором месте оказалась паровая турбина, на третьем – камера сгорания.

Уровень устранимых потерь эксергии также используется в качестве критерия классификации при рассмотрении других теплотехнических систем, помимо ПГУ. При исследовании геотермальной системы теплоснабжения [26] в соответствии с этим критерием “первые места” заняли пятый, второй и третий теплообменники.

В [21] рассмотрена энергетическая установка, работающая по циклу Ренкина с органическим теплоносителем, для утилизации тепла уходящих газов двигателя внутреннего сгорания. По уровню устранимых потерь эксергии на первом месте оказался детандер, далее следовали насос, конденсатор и котел-утилизатор (КУ). Сложная промышленная установка [27], угольная топка с псевдоожженным слоем и котел-утилизатор [28] были проанализированы аналогичным образом с использованием значения устранимых потерь эксергии.

Помимо определения уровня устранимых потерь эксергии уточненный эксергетический анализ позволил получить и другие критерии для классификации оборудования теплотехнических систем по потерям эксергии. В [29] приведено распределение оборудования паротурбинной установки по абсолютному значению устранимых потерь эксергии, вызванных внутренними факторами. Котел, имеющий максимальный уровень этих потерь, оказался на первом месте, остальные места занимали турбины, конденсатор и насос.

В классификации оборудования холодильных машин, выполненной в [19], также по абсолютному значению устранимых потерь эксергии, связанных с внутренними факторами, “лидером” оказался испаритель, а за ним следовал компрессор.

В исследовании геотермальной электростанции [30] в качестве критерия применялась относительная эксергия, т.е. отношение устранимых потерь эксергии к эксергии, подведенной к элементу оборудования. В этом случае на первом месте был испаритель, а далее – конденсатные насосы.

Для классификации оборудования установки с отпуском электроэнергии, тепла и холода в [31] использовали отношение потерь эксергии в единице оборудования, вызванных внутренними

факторами, к суммарным потерям эксергии в установке. В результате лидирующее положение заняла камера сгорания, за которой следовали воздухоподогреватель и котел-утилизатор.

Различные подходы к классификации компонентов теплотехнической системы, рассмотренные в указанных исследованиях, способствуют выявлению особенностей эксплуатации элементов оборудования. В настоящей статье представлены результаты уточненного эксергетического анализа ПГУ мощностью 650 МВт, в котором потери эксергии, вызванные внутренними процессами в оборудовании, определяются методом разложения на составляющие. Проводится сравнение значений эксергетической эффективности, рассчитанных по традиционному и уточненному методам, а также критерии, основанных на значениях устранимых потерь эксергии, для сопоставления конкретных единиц оборудования и установок в целом, чтобы классифицировать компоненты установок с целью выявить их сходства и различия и определить соответствующие сценарии применения каждой единицы оборудования и установки в общем. В статье также представлены в графическом виде результаты исследования чувствительности основных единиц оборудования ПГУ к изменению различных параметров.

АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ AFAM

В настоящем исследовании рассматривается парогазовая электростанция Afam VI (АПГЭС) мощностью 650 МВт (Okoloma, Rivers State, Нигерия), работающая на природном газе и подающая электроэнергию в национальную электросеть. На электростанции (рис. 1) установлены три газотурбинных генератора Alstom 13E2 мощностью 150 МВт каждый и один паротурбинный генератор мощностью 200 МВт.

Парогазовая электростанция Afam VI работает по циклу Брайтона (ГТУ) и циклу Ренкина (паровая турбина). В первом случае воздушный компрессор ГТУ1 (ВК1) сжимает атмосферный воздух, который поступает в камеру сгорания (КС1), где смешивается с топливом (природным газом) для обеспечения его нормального сжигания. Выходящие из КС1 продукты сгорания расширяются в газовой турбине (ГТ1), которая является приводом воздушного компрессора и генератора (Г1), вырабатывающего электроэнергию. Эти же процессы протекают в ГТУ2 и ГТУ3.

В цикле Ренкина тепло выхлопных газов трех газовых турбин (ГТ1, ГТ2 и ГТ3) используется для выработки 200 МВт электроэнергии в паротурбинной установке [32]. Выхлопные газы направляются в котлы-утилизаторы (КУ1, КУ2 и КУ3)

для получения пара высокого давления при высокой температуре. Затем пар расширяется в паровой турбине, совершая работу для привода генератора (Г4), применяемого для дополнительной выработки электроэнергии. Насыщенный пар направляется из ПТ в конденсатор для охлаждения. На электростанции установлены три конденсатных насоса (КН1, КН2 и КН3) для возврата конденсата в КУ. Аэродинамическое сопротивление газовоздушных трактов и гидравлические сопротивления в конденсаторе не учитываются. На рис. 1 для каждого элемента оборудования АПГЭС показаны все подводимые и отводимые потоки.

Уточненный эксергетический анализ

Первый уровень классификации потерь эксергии. Потери эксергии на первом уровне в k -м компоненте системы ($\dot{\Xi}_{D,k}$) можно представить в виде суммы безвозвратных ($\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$) и устранимых ($\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$) потерь:

$$\dot{\Xi}_{D,k} = \dot{\Xi}_{D,k}^{UN} + \dot{\Xi}_{D,k}^{AV}. \quad (1)$$

Составляющая $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ может быть устранена путем оптимизации технических характеристик, конструкции и режимов эксплуатации рассматриваемого элемента оборудования, если для этого имеются соответствующие возможности. От компонента $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ избавиться нельзя, даже с помощью более совершенных технологий, которые могут появиться в ближайшем будущем [16]. Параметр $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ можно представить в виде

$$\dot{\Xi}_{D,k}^{UN} = \dot{\Xi}_{P,k} \left(\frac{\dot{\Xi}_D}{\dot{\Xi}_P} \right)_k^{UN}, \quad (2)$$

где $\dot{\Xi}_{P,k}$ — конечная эксергия изделия, т.е. требуемый результат, который должна обеспечить единица оборудования, Вт; $(\dot{\Xi}_D / \dot{\Xi}_P)_k^{UN}$ — удельные безвозвратные потери эксергии [16].

Оценка $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ основана на предположении о значениях параметров, отвечающих за безвозвратные потери эксергии в отдельных элементах оборудования, представленных в табл. 1. Для расчета $(\dot{\Xi}_D / \dot{\Xi}_P)_k^{UN}$ требуются следующие данные: механический η_{mech} и изоэнтропический η_{is} КПД воздушных компрессоров, насосов, газовых и паровой турбин, потери давления Δp_{CC} в камерах сгорания, а также минимальные Δt_{min} и максимальные Δt_{max} температурные напоры в котлах-утилизаторах и конденсаторе.

Характеристики оборудования электростанции, приведенные в табл. 1, были получены для

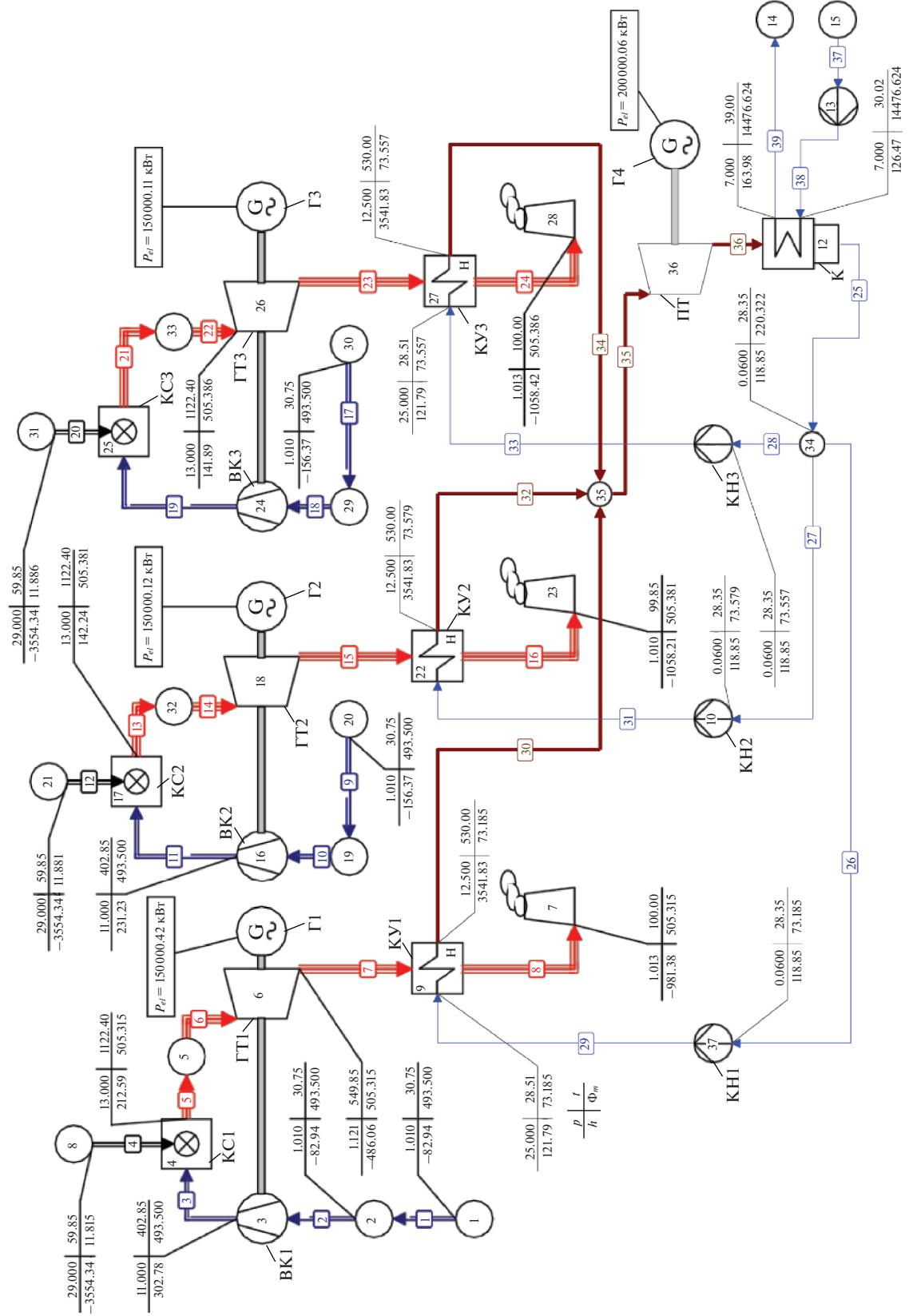


Рис. 1. Технологическая схема парогазовой электростанции Afam (Нигерия).

КУ – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; Г – генератор (обозначен символом Г); КН – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; ВК – воздушный компрессор; КС – воздушный компрессор; ВК – паровая турбина; Г – газовая турбина; $^{\circ}\text{C}$; h – температура, MPa ; t – давление, MPa ; $P \times 10^{-1}$ – расход, $\text{kg}/\text{с}$; P_{el} – электрическая мощность, вырабатываемая генератором, kW ; К – конденсатный насос; Н – теплообменник, kW ; Н – теплообменник (не в прямоугольниках) обозначено процесс оборудования: 1, 20, 30 – источник воздуха; 2, 19, 29 – воздушные фильтры; 5, 32, 33 – охладитель, 7, 23, 28 – дымовая труба; 8, 21, 32 – источник природного газа; 13 – насос; 14 – сточная труба; 15 – источник воды; 34 – разветвитель; 35 – смеситель

Таблица 1. Характеристики элементов электростанции для оценки безвозвратных потерь эксергии

| Оборудование | Параметр | Фактическое значение | Значение для расчета безвозвратных потерь эксергии |
|-----------------------|------------------|----------------------|--|
| Воздушные компрессоры | η_{mech} | 95% | 99% |
| Камеры сгорания | Δp_{CC} | 0.2 МПа | 0.1 МПа |
| Газовые турбины | η_{mech} | 95% | 99% |
| | η_{is} | 92.21% | 95% |
| Конденсатные насосы | η_{mech} | 95% | 99% |
| | η_{is} | 85% | 95% |
| Паровая турбина | η_{mech} | 95% | 98% |
| | η_{is} | 82.91% | 95% |
| Котлы-утилизаторы | Δt_{min} | 71.49°C | 3°C |
| | Δt_{max} | 19.85°C | 2°C |
| Конденсатор | Δt_{max} | 2.84°C | 1.5°C |

фактических условий эксплуатации (см. рис. 1), а показатели для идеальных условий были определены путем оценки удельных безвозвратных потерь эксергии [16]. Данные в табл. 1 для оценки безвозвратных потерь представляют собой технические характеристики, обеспечивающие максимальный достижимый эксергетический КПД.

Тот факт, что безвозвратные потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ невозможно устраниТЬ, учитывается в модифицированном эксергетическом КПД ϵ_k^{AV} путем исключения составляющей $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ из эксергии топлива, которая задается как внешний входной параметр единицы оборудования [11, 16, 33]:

$$\epsilon_k^{AV} = \frac{\dot{\Xi}_{F,k}}{\dot{\Xi}_{F,k} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN}} = 1 - \frac{\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}}{\dot{\Xi}_{F,k} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN}}, \quad (3)$$

где $\dot{\Xi}_{F,k}$ – эксергия топлива k -го элемента контура, который учитывает не только реально используемое топливо (т.е. уголь, природный газ и т.д.), но и другие ресурсы, потребляемые для получения требуемых характеристик рабочей жидкости в этом элементе оборудования [16], Вт.

В другом варианте классификации потерь эксергии в k -м элементе контура электростанции предусмотрено разделение общих потерь эксергии на внутренние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ и внешние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EX}$ [34]:

$$\dot{\Xi}_{D,k} = \dot{\Xi}_{D,k}^{EN} + \dot{\Xi}_{D,k}^{EX}. \quad (4)$$

В данной статье внутренние потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ в элементах контура электростанции рассчи-

тывались с помощью метода разложения [35], в рамках которого уравнения баланса эксергии, допущения и характеристики элемента контура электростанции используются для определения его потерь $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$. При этом для рассматриваемого элемента необходимо задать фактические условия применения, а для всех других элементов – идеальные условия эксплуатации. Уравнения баланса эксергии, характеристики и допущения представлены далее.

1. Воздушный компрессор 1 (ВК1)

Для идеального процесса формулу для определения внутренних потерь эксергии в ВК1 $\dot{\Xi}_{D,AC1}^{EN}$ можно записать в виде

$$\dot{\Xi}_{D,AC1}^{EN} = \dot{W}_{AC1}^{EN} - (\dot{\Xi}_3^{Id} - \dot{\Xi}_2), \quad (5)$$

где \dot{W}_{AC1}^{EN} – внутренняя работа, затрачиваемая на привод воздушного компрессора, Вт; $\dot{\Xi}_3^{Id}$ – эксергия в точке 3 при идеальных условиях, Вт; $\dot{\Xi}_2$ – эксергия в точке 2, Вт (здесь и далее нижний числовой индекс означает номер точки на рис. 1).

В дополнение к уравнению (5) предполагается, что для взаимодействующих элементов массовый расход в точке 7 $\dot{\Phi}_{m7}$, рабочая мощность генератора 1 \dot{W}_{GE1} и эксергетический КПД воздушного компрессора 1 ϵ_{AC1} постоянны, эксергетический КПД газовой турбины 1 $\epsilon_{GT1} = 1$, а значения давления в точках 4 и 3 при идеальных условиях совпадают ($p_4^{Id} = p_3^{Id}$).

2. Воздушный компрессор 2 (BK2)

Для идеального процесса $\dot{\Xi}_{D,AC2}^{EN}$ можно записать как

$$\dot{\Xi}_{D,AC2}^{EN} = \dot{W}_{AC2}^{EN} - (\dot{\Xi}_{18}^{Id} - \dot{\Xi}_{17}^{Id}), \quad (6)$$

причем для взаимодействующих элементов принимается, что $\dot{\Phi}_{m17}, \dot{\Phi}_{m19}, \dot{W}_{GE2}$ и $\dot{\Xi}_{AC2}$ являются постоянными, $\epsilon_{GT2} = 1$, $p_{20}^{Id} = p_{18}^{Id}$.

3. Воздушный компрессор 3 (BK3)

Внутренние потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,AC3}^{EN}$ для идеального процесса можно определить следующим образом:

$$\dot{\Xi}_{D,AC3}^{EN} = \dot{W}_{AC3}^{EN} - (\dot{\Xi}_{26}^{Id} - \dot{\Xi}_{25}^{Id}). \quad (7)$$

При этом предполагается, что для взаимодействующих элементов $\dot{\Phi}_{m25}, \dot{\Phi}_{m27}, \dot{W}_{GE3}$ и $\dot{\Xi}_{AC3}$ – постоянные параметры, $\epsilon_{GT3} = 1$, $p_{28}^{Id} = p_{26}^{Id}$.

Уравнения для внутренних потерь эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ для всех других элементов схемы электростанции и допущения, принятые для взаимодействующих с ними элементов, представлены в табл. 2.

Второй уровень классификации потерь эксергии. На втором уровне классификации безвозвратные и устранимые потери эксергии в k -м элементе подразделяются на внутренние и внешние: безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$ и устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ внутренние потери, безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX}$ и устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}$ внешние потери. Общие потери эксергии можно записать как

$$\dot{\Xi}_{D,k} = \dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN} + \dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN} + \dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX} + \dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}. \quad (8)$$

Эти составляющие потерь второго уровня можно определить по следующим уравнениям, приведенным в [20, 34]:

$$\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN} = \dot{\Xi}_{P,k}^{EN} \left(\frac{\dot{\Xi}_D}{\dot{\Xi}_P} \right)_k^{UN}; \quad (9a)$$

$$\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN} = \dot{\Xi}_{D,k}^{EN} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}; \quad (9b)$$

$$\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX} = \dot{\Xi}_{P,k}^{UN} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}; \quad (9c)$$

$$\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX} = \dot{\Xi}_{D,k}^{AV} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX}. \quad (9d)$$

Если внешние потери существенно превышают внутренние, то это свидетельствует о сильной взаимозависимости между элементами технологического контура, а при обратном соотношении потерь – о слабой взаимозависимости. Таким образом, при выявлении сильной взаимозависимо-

сти основное внимание должно быть уделено совершенствованию других элементов контура для повышения эффективности работы электростанции в целом [20].

Модифицированный эксергетический КПД единицы оборудования можно дополнительно преобразовать путем исключения не только безвозвратных потерь эксергии ϵ_k^{UN} из эксергии топлива, применяемого в данном элементе оборудования, но и устранимых внешних потерь эксергии $\epsilon_k^{AV EX}$. Этот метод, основанный на использовании $\epsilon_k^{AV EN}$, предложен в [11, 20]:

$$\begin{aligned} \epsilon_k^{AV EX} &= \frac{\dot{\Xi}_{P,k}}{\dot{\Xi}_{F,k} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN} - \dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}} = \\ &= 1 - \frac{\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}}{\dot{\Xi}_{F,k} - \dot{\Xi}_{D,k}^{UN} - \dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}}. \end{aligned} \quad (10)$$

Хотя $\epsilon_k^{AV EN}$ обеспечивает более корректную оценку возможностей для улучшения термодинамических характеристик единицы оборудования по сравнению с ϵ_k^{AV} [11], в настоящем исследовании применяются оба параметра $\epsilon_k^{AV EN}$ и ϵ_k^{AV} , так как совместно они обеспечивают более обоснованную оценку термодинамических характеристик системы, по сравнению с оценкой, получаемой с помощью традиционного эксергетического КПД.

Определение приоритетных направлений работ по улучшению технико-экономических показателей на уровне компонентов оборудования и электростанции в целом

Для формирования очередности работ по совершенствованию эксплуатационных характеристик оборудования электростанции применяли два метода оценки путем ранжирования приоритетности компонентов установки в целях повышения ее производительности: на уровне элементов оборудования и на уровне электростанции. Оба подхода основаны на использовании устранимых потерь эксергии в качестве критерия. Приоритетность на уровне оборудования определяется по отношению устранимых потерь эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ к суммарным потерям эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}$:

$$R_{comp} = \frac{\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}}{\dot{\Xi}_{D,k}}. \quad (11)$$

Параметр R_{comp} представляет собой долю устранимых потерь эксергии в суммарных потерях эксергии. Используя его, можно сравнивать элементы оборудования установки, так как пара-

Таблица 2. Формулы для расчета внутренних потерь эксергии $\dot{\Xi}_D^{EN}$ в элементах оборудования парогазовой электростанции с помощью метода разложения [35]

| Элемент оборудования | Баланс эксергии для идеального процесса | Характеристики и допущения |
|----------------------|---|--|
| KC1 | $\dot{\Xi}_{D,CC1}^{EN} = \dot{\Xi}_{F,CC1}^{EN} - \dot{\Xi}_4^{Id}$ | $\dot{\Phi}_{m2}, \dot{\Phi}_{m7}, \epsilon_{CC1} = \text{const}, \epsilon_{GT1} = 1, t_4^{Id} = f(\epsilon_{CC1})$ |
| KC2 | $\dot{\Xi}_{D,CC2}^{EN} = \dot{\Xi}_{F,CC2}^{EN} - \dot{\Xi}_{20}^{Id}$ | $\dot{\Phi}_{m17}, \dot{\Phi}_{m19}, \epsilon_{CC2} = \text{const}, \epsilon_{GT2} = 1, t_{20}^{Id} = f(\epsilon_{CC2})$ |
| KC3 | $\dot{\Xi}_{D,CC3}^{EN} = \dot{\Xi}_{F,CC3}^{EN} - \dot{\Xi}_{28}^{Id}$ | $\dot{\Phi}_{m25}, \dot{\Phi}_{m27}, \epsilon_{CC3} = \text{const}, \epsilon_{GT3} = 1, t_{28}^{Id} = f(\epsilon_{CC3})$ |
| ГТ1 | $\dot{\Xi}_{D,GT1}^{EN} = (\dot{\Xi}_8^{Id} - \dot{\Xi}_5^{Id}) - \dot{W}_{GT1}^{EN}$ | $\dot{\Phi}_{m2}, \dot{\Phi}_{m7}, \epsilon_{GT1} = \text{const}, \epsilon_{AC1} = 1, p_4^{Id} = p_3^{Id}$ |
| ГТ2 | $\dot{\Xi}_{D,GT2}^{EN} = (\dot{\Xi}_6^{Id} - \dot{\Xi}_{32}^{Id}) - \dot{W}_{GT2}^{EN}$ | $\dot{\Phi}_{m17}, \dot{\Phi}_{m19}, \epsilon_{GT2} = \text{const}, \epsilon_{AC2} = 1, p_{20}^{Id} = p_{18}^{Id}$ |
| ГТ3 | $\dot{\Xi}_{D,GT3}^{EN} = (\dot{\Xi}_{29}^{Id} - \dot{\Xi}_{33}^{Id}) - \dot{W}_{GT3}^{EN}$ | $\dot{\Phi}_{m25}, \dot{\Phi}_{m27}, \epsilon_{GT3} = \text{const}, \epsilon_{AC3} = 1, p_{28}^{Id} = p_{26}^{Id}$ |
| KУ1 | $\dot{\Xi}_{D,HRS1}^{EN} = (\dot{\Xi}_8^{Id} - \dot{\Xi}_9^{Id}) - (\dot{\Xi}_{36}^{Id} - \dot{\Xi}_{34}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1} = \text{const}, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,2,3} = 1$ |
| KУ2 | $\dot{\Xi}_{D,HRS2}^{EN} = (\dot{\Xi}_6^{Id} - \dot{\Xi}_{21}^{Id}) - (\dot{\Xi}_{35}^{Id} - \dot{\Xi}_{38}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,3} = 1, \epsilon_{HRS2} = \text{const}, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,2,3} = 1$ |
| KУ3 | $\dot{\Xi}_{D,HRS3}^{EN} = (\dot{\Xi}_{29}^{Id} - \dot{\Xi}_{23}^{Id}) - (\dot{\Xi}_{31}^{Id} - \dot{\Xi}_{39}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2} = 1, \epsilon_{HRS3} = \text{const}, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,2,3} = 1$ |
| ПТ | $\dot{\Xi}_{D,ST}^{EN} = (\dot{\Xi}_{37}^{Id} - \dot{\Xi}_{10}^{Id}) - \dot{W}_{ST}^{EN}$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{ST} = \text{const}, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,2,3} = 1$ |
| К | $\dot{\Xi}_{D,CON}^{EN} = (\dot{\Xi}_{10}^{Id} - \dot{\Xi}_{11}^{Id}) - (\dot{\Xi}_{15}^{Id} - \dot{\Xi}_{14}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = \text{const}, \epsilon_{PM1,2,3} = 1, \dot{\Phi}_{m14} = \text{const}$ |
| KН1 | $\dot{\Xi}_{D,PM1}^{EN} = \dot{W}_{PM1}^{EN} - (\dot{\Xi}_{34}^{Id} - \dot{\Xi}_{22}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM2,3} = 1, \epsilon_{PM1} = \text{const}$ |
| KН2 | $\dot{\Xi}_{D,PM2}^{EN} = \dot{W}_{PM2}^{EN} - (\dot{\Xi}_{38}^{Id} - \dot{\Xi}_{30}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,3} = 1, \epsilon_{PM2} = \text{const}$ |
| KН3 | $\dot{\Xi}_{D,PM3}^{EN} = \dot{W}_{PM3}^{EN} - (\dot{\Xi}_{39}^{Id} - \dot{\Xi}_{12}^{Id})$ | $\epsilon_{GT1,2,3} = 1, \epsilon_{HRS1,2,3} = 1, \epsilon_{ST} = 1, \dot{W}_{GE4} = \text{const}, \epsilon_{CON} = 1, \epsilon_{PM1,2} = 1, \epsilon_{PM3} = \text{const}$ |

Примечание. КС – камера сгорания (в формулах индекс *CC*); ГТ – газовая турбина (индекс *GT*); КУ – котел-утилизатор (индекс *HRSG*); ПТ – паровая турбина (индекс *ST*); К – конденсатор (индекс *CON*); КН – конденсатный насос (индекс *PM*); $\dot{\Xi}_F^{EN}$ – внутренние потери эксергии топлива; \dot{W}^{EN} – работа, затрачиваемая на привод компрессора; ϵ – эксергетический КПД; t^{Id} – температура в соответствующей точке (номер точки указан в индексе) при идеальных условиях.

метр R_{comp} позволяет рассчитать, насколько можно уменьшить потери эксергии. Ввиду того что данный метод распределения работ по приоритетности не зависит от особенностей каждой единицы оборудования, его можно применять для выявления возможностей улучшить характеристики отдельных элементов оборудования. Этот метод также может быть использован в экономических исследованиях, чтобы обозначить приоритетность затрат для усовершенствования характеристик каждой единицы оборудования в отдельности.

Для определения приоритетности на уровне электростанции применяется отношение устранимых потерь эксергии для элемента оборудования $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ к суммарным устранимым потерям эксергии $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$ для электростанции в целом:

$$R_{plant} = \frac{\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}}{\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}}. \quad (12)$$

С помощью параметра R_{plant} можно сравнить различные элементы оборудования по доле устра-

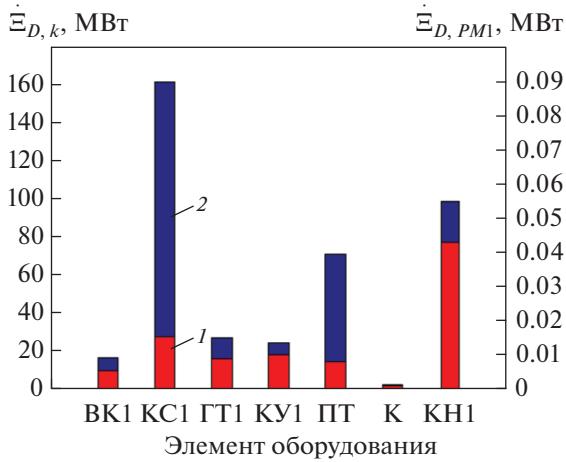


Рис. 2. Устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ (1) и безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ (2) потери эксергии в оборудовании АПГЭС (k – определенная единица оборудования)

нимых потерь эксергии каждого из них относительно суммарных потерь электростанции.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Эксергия топлива и рабочей жидкости, а также потери эксергии в отдельных элементах оборудования электростанции рассчитывались с помощью программного пакета Cycle-Tempo [36].

Распределение потерь эксергии в АПГЭС на первом уровне

Разделение потерь эксергии на $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ и $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ в единицах оборудования электростанции показано на рис. 2. Значение $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$ существенно превышало $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ в камерах сгорания и паровой турбине. Для каждой КС $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN} = 133.5$ МВт, или 82.7% общих потерь эксергии в КС, а для ПТ $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN} = 56.4$ МВт, или 79.3% общих потерь эксергии в ПТ. В других элементах оборудования значение $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ было больше $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN}$: в насосах на $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ приходилось 77.9% общих потерь эксергии, а в котле-утилизаторе, конденсаторе, воздушном компрессоре и газовой турбине этот показатель составлял 73.8, 67.3, 59.5 и 58.6% соответственно.

Доля суммарных безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN}$ и суммарных устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$ потерь эксергии относительно потерь эксергии для электростанции в целом показана на рис. 3. Несмотря на более высокое значение $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ в большинстве единиц оборудования

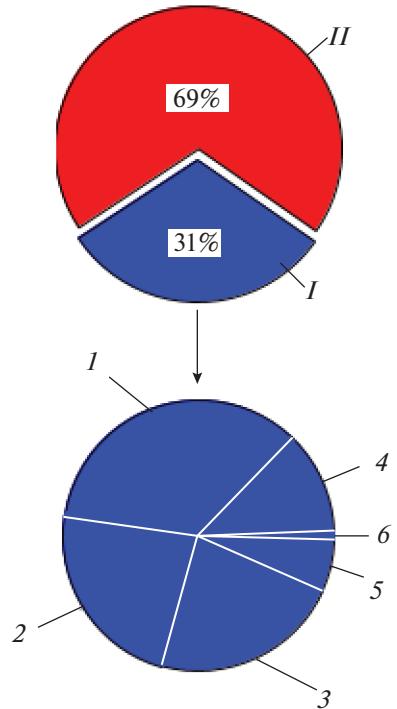


Рис. 3. Распределение суммарных устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$ (I) и безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN}$ (II) потерь эксергии в АПГЭС по оборудованию тепловой схемы.
1 – камера сгорания (34.6%); 2 – газовая турбина (23.1%); 3 – котел-утилизатор (22.7%); 4 – воздушный компрессор (12.7%); 5 – паровая турбина (6.1%); 6 – прочее оборудование (0.8%)

ния, значение потерь $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN}$ для всей электростанции (которые составили 69% суммарных потерь эксергии) все еще превышало $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$. В аналогичном исследовании [22] было выявлено, что для парогазовой электростанции $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN} = 69.4\%$. На рис. 3 также указана доля $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ для единиц оборудования электростанции в суммарных устранимых потерях эксергии $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$ для электростанции. Очевидно, что наибольший вклад в $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV}$ вносят камеры сгорания – 34.6%, на газовые турбины приходится 23.1%, а насосы и конденсатор имеют наименьшую долю – 0.8%.

Другой вариант разделения потерь эксергии в единицах оборудования на внутренние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ и внешние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EX}$ потери представлен на рис. 4. Так как большая часть потерь эксергии в оборудовании электростанции относится к внутренним потерям, процессы, протекающие в элементах оборудования, являются основной причиной этих потерь. Практически полная необратимость про-

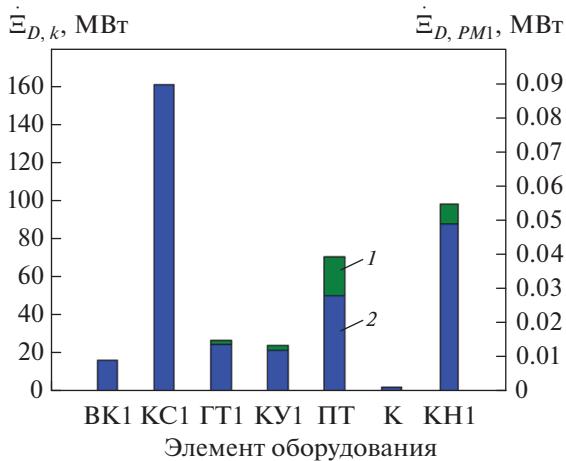


Рис. 4. Внутренние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ (1) и внешние $\dot{\Xi}_{D,k}^{EX}$ (2) потери эксергии в оборудовании АПГЭС

цессов горения в КС обуславливает большие внутренние потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$, составляющие 161.2 МВт для каждой КС, что соответствует 99.9% внутренних потерь эксергии в КС. Следующее по уровню $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ оборудование – паровая турбина, для которой $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN} = 50.5$ МВт, или 71.1% суммарных потерь эксергии в ПТ. Потом идут газовые турбины, для каждой из которых $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN} = 25.1$ МВт (75.3 МВт для трех ГТ суммарно), или 92% суммарных потерь эксергии в газовых турбинах. Для каждого КУ значение $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ достигает 21.7 МВт, или 88%. Наименьшие потери эксергии имели насосы – 0.49 МВт для одного насоса, или 89.3% суммарных потерь. Таким образом, уменьшение потерь эксергии в элементе оборудования будет в большей степени зависеть от оптимизации процессов внутри рассматриваемого компонента оборудования, а не от улучшения работы взаимосвязанных единиц оборудования.

Распределение суммарных потерь эксергии в тепловой схеме электростанции между внутренними $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$ и внешними $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EX}$ потерями представлено на рис. 5. Большие значения $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$, полученные для единиц оборудования электростанции, относятся к внутренним потерям $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$, на которые приходится подавляющая часть суммарных потерь эксергии на электростанции (95.2%). В аналогичных исследованиях [37] и [25] значение $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$ равно соответственно 70.3 и 83.0% суммарных потерь эксергии в рассмотренных парогазовых установках.

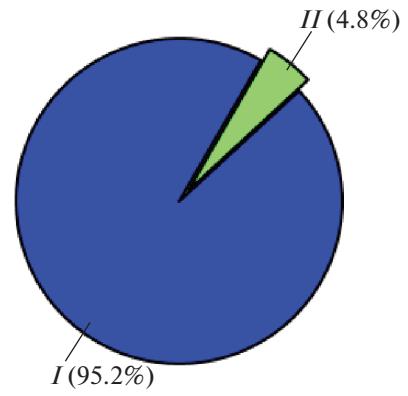


Рис. 5. Доля внутренних $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$ (I) и внешних $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EX}$ (II) потерь эксергии относительно суммарных потерь эксергии в АПГЭС

Распределение потерь эксергии в оборудовании электростанции на втором уровне

На втором уровне потери эксергии в оборудовании электростанции подразделяются на безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$ и устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ внутренние и безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX}$ и устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}$ внешние потери [определяются по уравнениям (8), (9)]. Их графики представлены на рис. 6. Указанные составляющие потерь эксергии для трех газовых турбин показаны на рис. 6, а, для остального оборудования электростанции (паротурбинного цикла) – на рис. 6, б.

Согласно рис. 6, а, большая часть потерь эксергии в трех воздушных компрессорах, трех камерах сгорания и трех газовых турбинах приходится на безвозвратные внутренние потери $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$, причем суммарное значение этих потерь в камерах сгорания составляет 400.29 МВт. Следующие по уровню – устранимые потери в оборудовании $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$, наибольшее значение они также принимали в КС – 83.4 МВт. Потери $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX}$ были наименьшими в газотурбинном цикле электростанции. Согласно рис. 6, а, для потерь $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$ более высокое значение зафиксировано только в КС, а $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ имели наибольшие показатели в ВК и ГТ. Так, на КС приходится подавляющая часть потерь эксергии в газотурбинном цикле, так как в камерах сгорания максимума достигают $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$, $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EX}$ и $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$.

На рис. 6, б показаны суммарные составляющие потерь эксергии для трех котлов-utiлизаторов и трех конденсатных насосов. Параметр $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ был наибольшим в котлах-utiлизаторах –

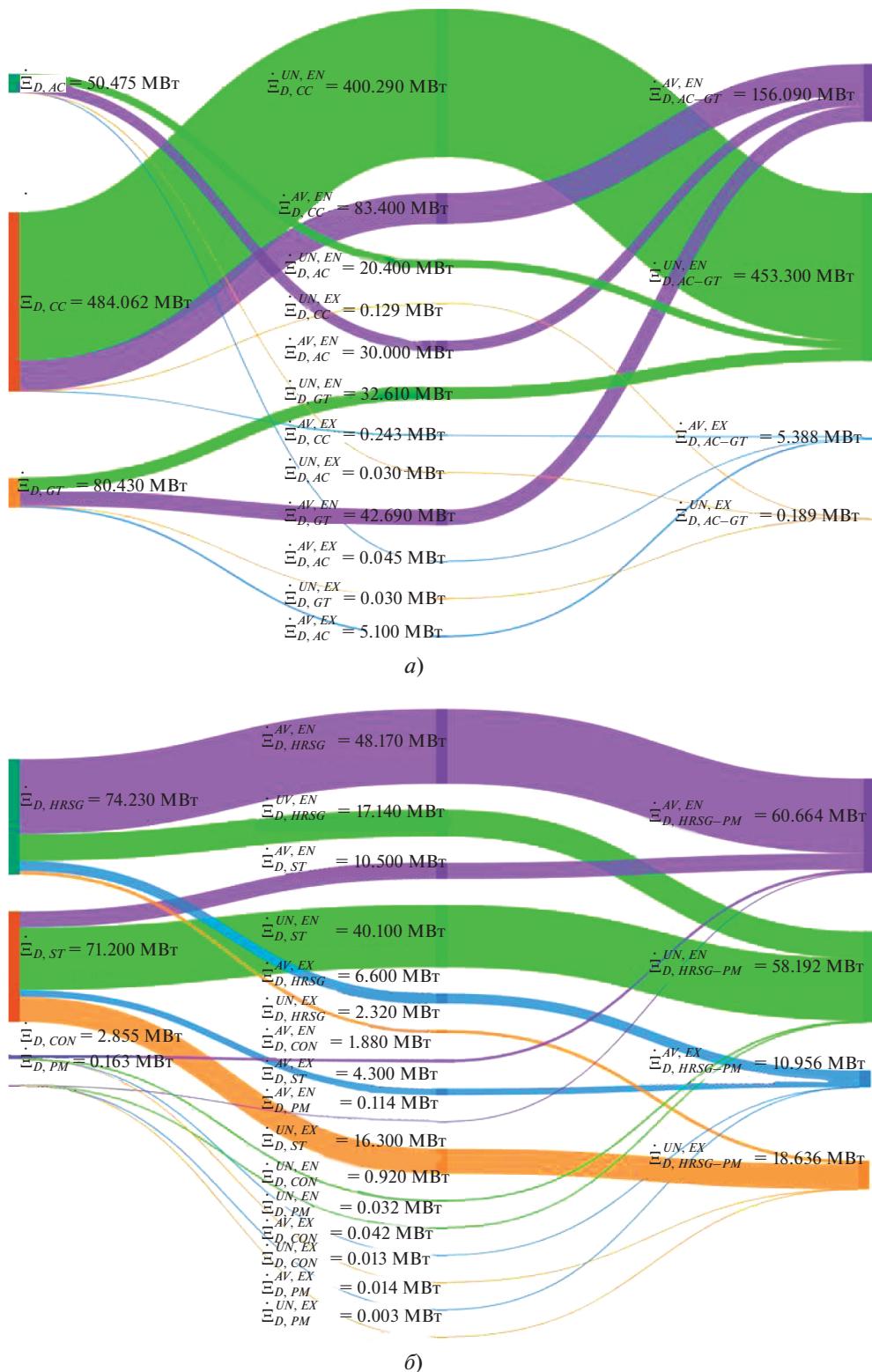


Рис. 6. Устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV, EN}$ и безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN, EN}$ внутренние и устранимые $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV, EX}$ и безвозвратные $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN, EX}$ внешние потери эксергии в оборудовании АПГЭС.
Суммарные потери эксергии: *а* – в воздушных компрессорах (индекс *AC*), камерах сгорания (индекс *CC*) и газовых турбинах (индекс *GT*); *б* – в котлах-утилизаторах (индекс *HRSG*), паровой турбине (индекс *ST*), конденсаторе (индекс *CON*) и конденсатных насосах (индекс *PM*)

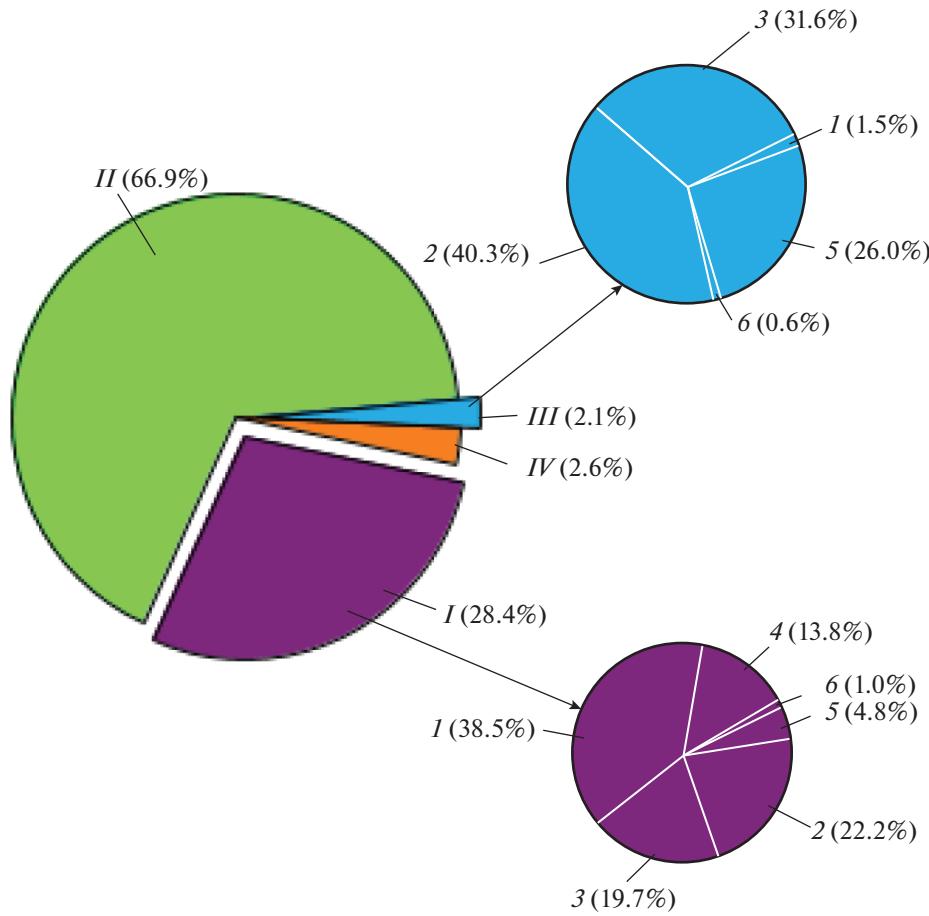


Рис. 7. Доля суммарных устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV EN}$ (I) и безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EN}$ (II) внутренних и устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV EX}$ (III) и безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EX}$ (IV) внешних потерь эксергии в оборудовании АПГЭС.
 1 – камера сгорания; 2 – котел-утилизатор; 3 – газовая турбина; 4 – воздушный компрессор; 5 – паровая турбина; 6 – прочее оборудование

48.17 МВт, или 64.9% суммарных потерь эксергии. Компонент $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ принимал самые высокие значения в конденсаторе (1.9 МВт, или 65.8% суммарных потерь эксергии) и КН (0.114 МВт, или 69.5%). Составляющая $\dot{\Xi}_{D,k}^{UN EN}$ была подавляющей для паровой турбины – 40.1 МВт, или 56.4% суммарных потерь эксергии. В паротурбинном цикле в целом параметр $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$, равный 60.7 МВт, был определяющим. Таким образом, данный результат свидетельствует о широких возможностях для устранения потерь эксергии путем оптимизации процессов, протекающих в оборудовании цикла. Предполагается, что существует значительный потенциал для устранения потерь в секции путем улучшения процессов внутри компонентов. Котлы-утилизаторы и паровые турбины имеют наибольшие перспективы в решении этой задачи.

На рис. 7 показано соотношение устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV EN}$ и безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EN}$ внутренних и устранимых $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AV EX}$ и безвозвратных $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EX}$ внешних потерь эксергии для электростанции в целом. Большая часть потерь приходится на безвозвратные внутренние потери $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EN}$, которые составляют 66.9% суммарных потерь эксергии, т.е. большая часть потерь – безвозвратные. Аналогичные исследования [38] и [22] показали, что $\dot{\Xi}_{D,ov}^{UN EN}$ для рассмотренных парогазовых электростанций соответствуют 58.3 и 52.1% суммарных потерь эксергии.

Тем не менее, приведенные данные свидетельствуют о возможности устранения значительной части потерь: $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ – 28.4%, $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EX}$ – 2.1%. Вклад потерь $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV EN}$ отдельных единиц оборудования в

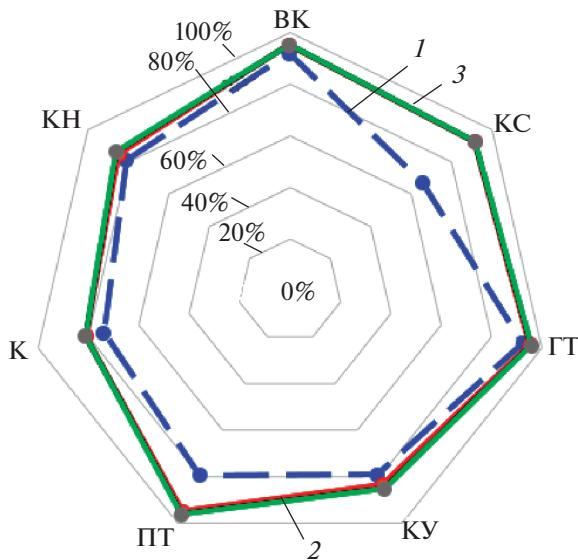


Рис. 8. Значения эксергетического КПД, рассчитанные традиционным методом (1), а также с учетом устранимых (2) и устранимых внутренних (3) потерь эксергии для оборудования АПГЭС

общие потери $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AVEN}$ также показан на рис. 7. Максимальная доля потерь в $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AVEN}$ приходится на КС (38.5%) и КУ (22.2%). Наименьший вклад вносят КН и конденсатор – всего 1%. Доля $\dot{\Xi}_{D,k}^{AVEX}$ для элементов оборудования от $\dot{\Xi}_{D,ov}^{AVEN}$ также представлена на рис. 7. Наибольший вклад вносят КУ (40.3%) и ГТ (31.6%), наименьший – воздушные компрессоры, конденсатор и конденсатные насосы, на которые в сумме приходится 0.6%.

Сравнение классификаций оборудования на основе различных критерииев

Значения эксергетического КПД оборудования электростанции, рассчитанные традиционным и уточненным методами [по соотношениям (3) и (10)], представлены на рис. 8. Значения ϵ_k^{AV} , полученные для оборудования газотурбинного цикла (т.е. ВК, КС и ГТ), были сопоставимы с показателями ϵ_k^{AVEN} , так как устранимые потери эксергии в этом оборудовании были практически полностью внутренними (см. рис. 6, а). Однако значения ϵ_k^{AV} для компонентов секции паровой турбины оказались несколько ниже соответствующих им ϵ_k^{AVEN} , поскольку как $\dot{\Xi}_{D,k}^{AVEX}$, так и $\dot{\Xi}_{D,k}^{AVEN}$ имеют большие значения. Для всех элементов оборудования ϵ_k^{AV} и ϵ_k^{AVEN} превышали обычный эксергетический КПД ϵ_k , рассчитан-

ный традиционным методом. Таким образом, ϵ_k^{AV} и ϵ_k^{AVEN} обеспечили более высокие оценки технико-экономических показателей эксплуатации оборудования. Эти оценки ближе к реальности, так как безвозвратные потери эксергии, которые практически невозможно устранить, были исключены. Например, если значения эксергетического КПД каждой КС и ПТ, вычисленные традиционным способом, составляли 66.3 и 79.7%, то соответствующие им значения, определенные с помощью модифицированного метода, равнялись 91.9 и 96.4%.

В табл. 3 приведена классификация оборудования на основе результатов традиционного эксергетического анализа и в зависимости от значений устранимых потерь эксергии на уровне оборудования R_{comp} и электростанции R_{plant} [см. формулы (11) и (12)]. Традиционная классификация базируется на сопоставлении отношений потерь эксергии в единице оборудования к общестанционным потерям ($\dot{\Xi}_{D,k}/\dot{\Xi}_{D,ov}$). Здесь лидирующее положение занимает камера сгорания, имеющая наибольшее значение $\dot{\Xi}_{D,k}$ (483.8 МВт), что составляет 62.6% общестанционных потерь $\dot{\Xi}_{D,ov}$. Далее следует газовая турбина (11.59%), а в конце списка располагается конденсатный насос (0.05%).

Классификации в зависимости от относительных показателей R_{comp} и R_{plant} также представлены в табл. 3. У конденсатного насоса имеются самые широкие возможности для улучшения эксплуатационных характеристик, если судить по значению $R_{comp} = 77.88\%$. На следующем месте находится котел-утилизатор ($R_{comp} = 73.78\%$), а камера сгорания занимает последнее место ($R_{comp} = 17.30\%$), обладая минимальными возможностями для совершенствования параметров. В общей классификации всего оборудования электростанции “лидером” оказалась КС ($R_{plant} = 35.92\%$). Исключение устранимых потерь эксергии в камере сгорания приведет к максимальному улучшению эксплуатационных характеристик электростанции в целом. Котел-утилизатор занимает второе место в этой классификации ($R_{plant} = 23.49\%$), а на последней строке табл. 3 располагается КН ($R_{plant} = 0.05\%$).

Влияние параметров камеры сгорания

Так как камера сгорания оказывает наибольшее влияние на эксергетические характеристики электростанции в целом, рабочие давление и температура в КС варьировались для выявления их воздействия на составляющие потерь эксергии, полученные на первом и втором уровнях распределения потерь, для электростанции в целом и трех

Таблица 3. Классификация оборудования АПГЭС на основе традиционного и уточненных методов

| Место | Традиционный анализ | | Классификация на основе критериев, рассчитанных по соотношениям (11) и (12) | | | |
|-------|---------------------|--|---|----------------|-----|-----------------|
| | k | $\dot{\Xi}_{D,k}/\dot{\Xi}_{D,ov}$, % | K | R_{comp} , % | k | R_{plant} , % |
| 1 | КС | 62.55 | КН | 77.88 | КС | 35.92 |
| 2 | ГТ | 11.59 | КУ | 73.78 | КУ | 23.49 |
| 3 | КУ | 9.63 | К | 67.29 | ГТ | 20.54 |
| 4 | ПТ | 9.20 | ВК | 59.40 | ВК | 12.85 |
| 5 | ВК | 6.61 | ГТ | 58.57 | ПТ | 6.32 |
| 6 | К | 0.37 | ПТ | 20.72 | К | 0.83 |
| 7 | КН | 0.05 | КС | 17.30 | КН | 0.05 |

Примечание. k – элемент оборудования; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; ВК – воздушный компрессор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос.

наиболее важных элементов оборудования. Рабочее давление в КС изменялось от 1.0 до 1.6 МПа, а рабочая температура – от 1000 до 1300°С.

Влияние этих параметров на суммарные потери эксергии в камере сгорания, газовой турбине, котле-утилизаторе и на электростанции в целом показано на рис. 9. Суммарные потери в ГТ становятся больше, а в КС уменьшаются при росте рабочего давления в КС. Однако давление в КС не влияет на потери эксергии в КУ; несмотря на увеличение потерь эксергии в ГТ и КС при повышении давления в КС, суммарные потери эксергии на электростанции в целом изменяются незначительно. Наоборот, повышение рабочей температуры в КС (см. рис. 9, б) приводит к снижению потерь эксергии в ГТ и существенному росту потерь в КС, КУ и на электростанции в целом.

Влияние рабочих давления и температуры в КС на расширенные эксергетические характеристики оборудования и электростанции показано на рис. 10–12. На рис. 10 наглядно продемон-

стрировано воздействие этих параметров на устранимые потери эксергии в КС, ГТ, КУ и на электростанции в целом. При повышении рабочего давления в КС (см. рис. 10, а) устранимые потери эксергии в КС и на электростанции уменьшаются пропорционально. Однако в ГТ и КУ заметные изменения устранимых потерь эксергии не наблюдаются. Влияние рабочей температуры в КС на устранимые потери эксергии в ГТ и КУ несущественно. Увеличение температуры в КС приводило к значительному росту этих потерь в КС и на электростанции в целом (см. рис. 10, б).

На рис. 11 показано, как от рабочих давления и температуры в КС зависят внутренние потери эксергии на электростанции ($\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$) и в наиболее важных компонентах оборудования ($\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$). Влияние давления на $\dot{\Xi}_{D}^{EN}$ (см. рис. 11, а) существенно отличается от результатов, полученных для потерь эксергии $\dot{\Xi}_D$ (см. рис. 10, а): повышение дав-

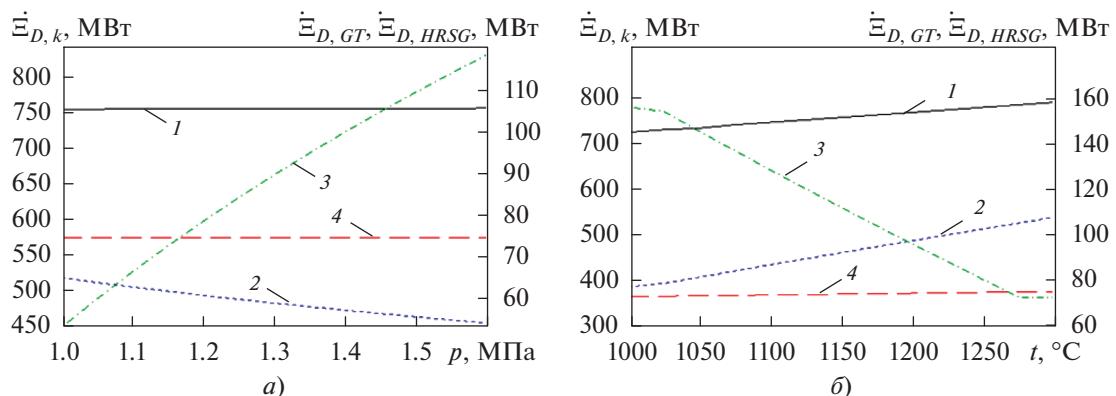


Рис. 9. Влияние рабочих давления p (а) и температуры t (б) в камере сгорания на потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}$ на электростанции в целом (суммарные потери) (1) и отдельно в камере сгорания (2), газовой турбине (3) и котле-утилизаторе (4)

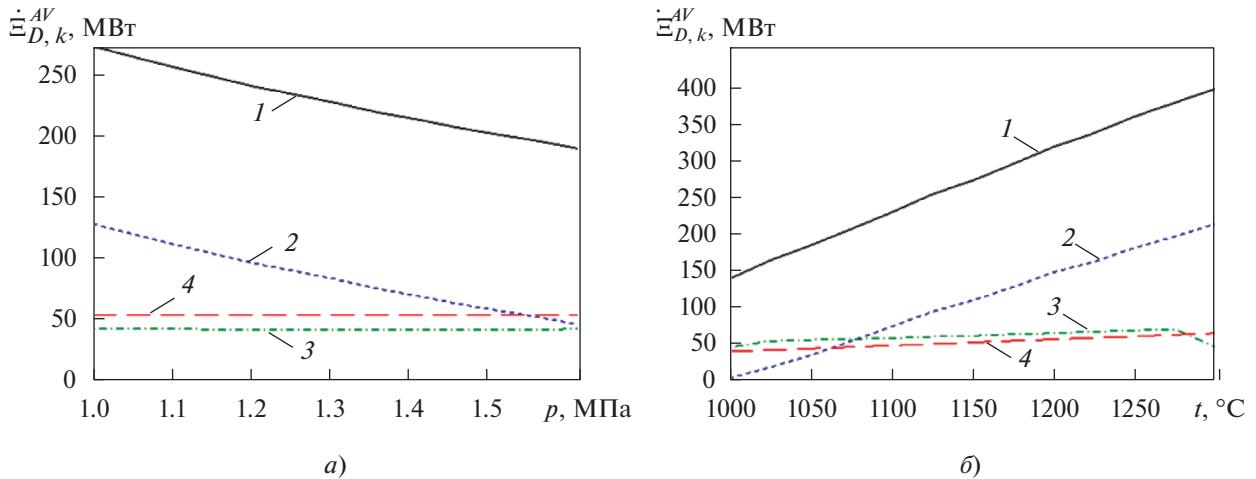


Рис. 10. Влияние рабочих давления p (а) и температуры t (б) в камере сгорания на устранимые потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{AV}$ на электростанции в целом и в отдельных элементах ее оборудования.
Обозначения см. рис. 9

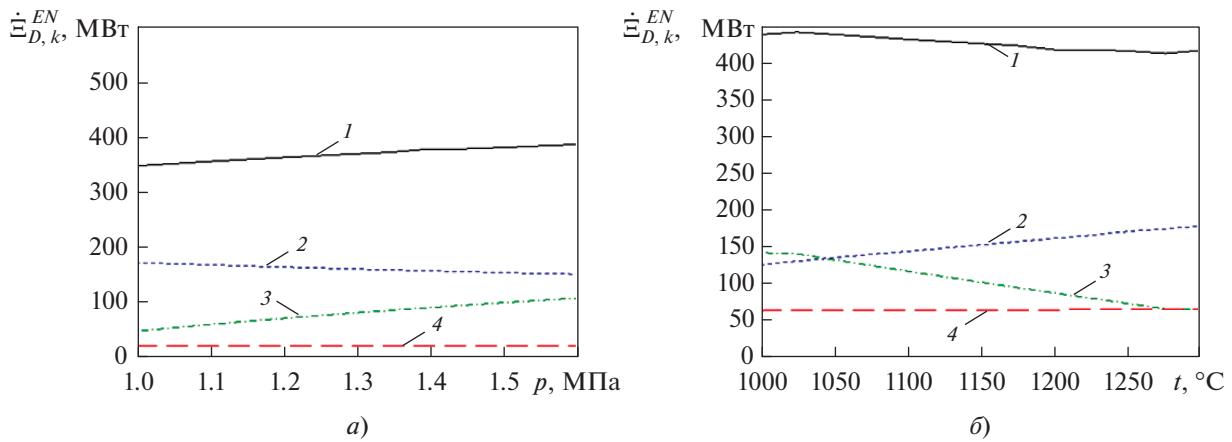


Рис. 11. Влияние рабочих давления p (а) и температуры t (б) в камере сгорания на внутренние потери эксергии $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ на электростанции в целом и в отдельных элементах ее оборудования.
Обозначения см. рис. 9

ления способствует росту $\dot{\Xi}_{D,GT}^{EN}$ и $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$, уменьшению $\dot{\Xi}_{D,CC}^{EN}$, при этом значение $\dot{\Xi}_{D,HRSG}^{EN}$ остается практически постоянным.

Воздействие рабочей температуры в КС на $\dot{\Xi}_{D,k}^{EN}$ и $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$ (см. рис. 11, б) резко отличается от воздействия рабочего давления: $\dot{\Xi}_{D,GT}^{EN}$ и $\dot{\Xi}_{D,ov}^{EN}$ снижаются при росте рабочей температуры в КС, тогда как $\dot{\Xi}_{D,CC}^{EN}$ и $\dot{\Xi}_{D,HRSG}^{EN}$ возрастают, однако $\dot{\Xi}_{D,HRSG}^{EN}$ увеличивается в меньшей степени.

Наконец, на рис. 12 показано влияние рабочих давления и температуры в КС на устранимые

внутренние потери эксергии на электростанции в целом и в наиболее важных элементах оборудования. Зависимости, представленные на рис. 12, аналогичны зависимостям на рис. 11. Это означает, что рабочие давление и температура в КС не влияют на долю устранимых потерь эксергии в суммарных потерях. Если провести сравнение с зависимостями на рис. 9, будет видно, что, хотя увеличение температуры в КС и приведет к росту потерь эксергии как в КС, так и на электростанции в целом, доли этих потерь, которые, в принципе, могут быть устранены, одновременно уменьшаются. Эти доли практически не зависят от давления в КС.

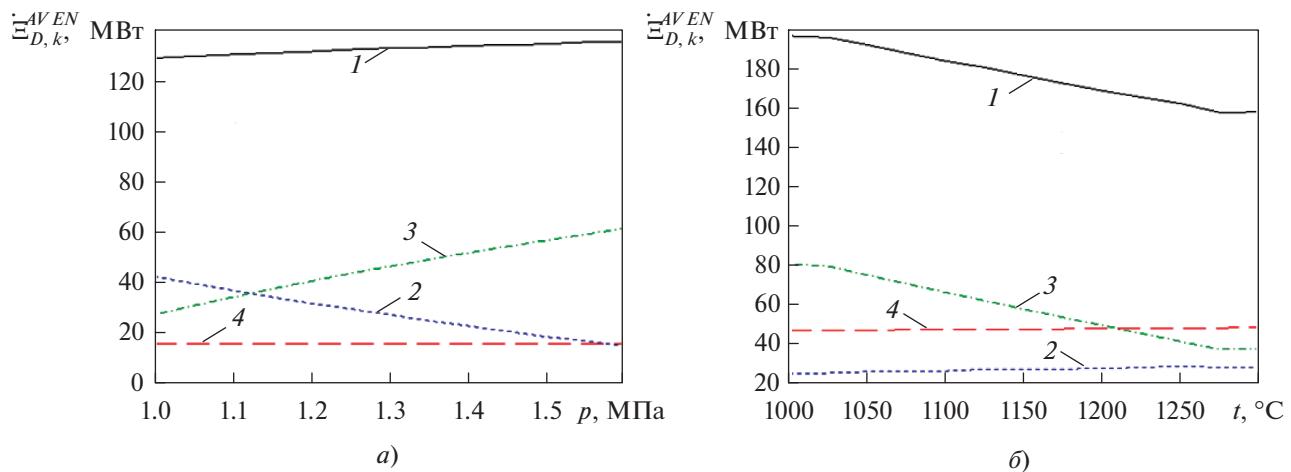


Рис. 12. Влияние рабочих давления p (а) и температуры t (б) в камере сгорания на устранимые внутренние потери эксергии $\dot{\Sigma}_{D,k}^{AVEN}$ на электростанции в целом и в отдельных элементах ее оборудования.

Обозначения см. рис. 9

ВЫВОДЫ

1. Уточненный эксергетический анализ парогазовой электростанции выполнен с использованием метода разделения для оценки внутренних потерь эксергии в отдельных единицах оборудования электростанции.

2. Безвозвратные потери эксергии в камерах сгорания и паровой турбине значительно превышают устранимые потери в отличие от безвозвратных потерь в других единицах оборудования. В суммарных потерях эксергии для электростанции в целом преобладают безвозвратные потери, так как на $\dot{\Sigma}_{D,ov}^{AV}$ приходится 69% $\dot{\Sigma}_{D,ov}$.

3. Потери эксергии в большинстве элементов оборудования также в значительной степени являются внутренними, это касается и электростанции в целом, для которой $\dot{\Sigma}_{D,ov}^{EN}$ соответствует 95% $\dot{\Sigma}_{D,ov}$.

4. Наибольший вклад в устранимые внутренние потери эксергии вносят камеры сгорания (83.4 МВт), за которыми следуют котлы-утилизаторы (48.17 МВт). В свою очередь, газовые турбины вносят наибольший вклад в устранимые внешние потери эксергии (5.1 МВт).

5. На электростанции 66.9% суммарных потерь – безвозвратные внутренние потери, а на устранимые внутренние, безвозвратные внешние и устранимые внешние потери приходится 28.4, 2.6 и 2.1% общих потерь эксергии соответственно.

6. Классификация оборудования по уровню относительных потерь эксергии показала, что в первую очередь необходимо модернизировать на-

сосы, чтобы уменьшить в них потери эксергии. Что касается разделения на уровни потерь эксергии всей электростанции, то приоритетным оборудованием для усовершенствования являются камеры сгорания.

7. Рабочая температура в КС оказывает более существенное влияние, нежели рабочее давление в КС, на составляющие потерь эксергии, полученные на первом и втором уровнях разделения потерь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Energy and exergy analyses for a combined cycle power plant in Jordan** / O.R. Altarawneh, A.A. Alsarayreh, A.M. Al-Falahat, M.J. Al-Kheetan, S.S. Alrashed // Case Stud. Therm. Eng. 2022. V. 31. P. 101852. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101852>
2. **Zohuri B.** Gas turbine working principles // Combined cycle driven efficiency for next generation nuclear power plants. Cham: Springer, 2018. P. 147–171. https://doi.org/10.1007/978-3-319-15560-9_7
3. **Almutairi A., Pilidis P., Al-Mutawa N.** Energetic and exergetic analysis of combined cycle power plant: Part 1 – Operation and performance // Energies. 2015. V. 8. Is. 12. P. 14118–14135. <https://doi.org/10.3390/en81212418>
4. **Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis** / T.K. Ibrahim, F. Basrawi, O.I. Awad, A.N. Abdullah, G. Najafi, R. Mamat, F.Y. Hagos // Appl. Therm. Eng. 2017. V. 115. P. 977–985. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.032>
5. **Hepbasli A.** A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future // Renewable Sustainable Energy Rev. 2008. V. 12. Is. 3. P. 593–661. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.001>

6. **The exergy** and energy level analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition / Q. Chen, W. Han, J.-i. Zheng, J. Sui, H.-g. Jin // *Appl. Therm. Eng.* 2014. V. 66. Is. 1–2. P. 590–602. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.066>
7. **Reddy B.V., Mohamed K.** Exergy analysis of a natural gas fired combined cycle power generation unit // *Int. J. Exergy (IJEX)*. 2007. V. 4. No. 2. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2007.012065>
8. **Baghernejad A., Yaghoubi M.** Exergoeconomic analysis and optimization of an integrated solar combined cycle system (ISCCS) using genetic algorithm // *Energy Convers. Manage.* 2011. V. 52. Is. 5. P. 2193–2203. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.019>
9. **Cihan A., Hacihaftoglu O., Kahveci K.** Energy–exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant // *Int. J. Energy Res.* 2006. V. 30. Is. 2. P. 115–126. <https://doi.org/10.1002/er.1133>
10. **Petrakopoulou F., Tsatsaronis G., Morosuk T.** Advanced exergoeconomic analysis applied to a complex energy conversion system // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 2012. V. 134. P. 031801. <https://doi.org/10.1115/1.4005115>
11. **Kelly S.** Energy systems improvement based on endogenous and exogenous exergy destruction: PhD thesis. Berlin: Technische Universit'at, 2008. <https://doi.org/10.14279/depositonce-1827>
12. **Tsatsaronis G.** Strengths and limitations of exergy analysis // *Thermodynamic optimization of complex energy systems* / Ed. by A. Bejan, E. Mamut. NATO Science Series. Dordrecht: Springer, 1999. V. 69. P. 93–100. https://doi.org/10.1007/978-94-011-4685-2_6
13. **Splitting** the total exergy destruction into endogenous and exogenous parts of the thermal processes in a real industrial plant / G. Vučković, M. Vukić, M. Stojiljković, M. Simonović // *Facta Universitatis. Ser.: Mech. Eng.* 2016. V. 14. No. 2. P. 199–208. <https://doi.org/10.22190/fume1602199v>
14. **Advanced** thermodynamic analysis and evaluation of a supercritical power plant / L. Wang, Y. Yang, T. Morosuk, G. Tsatsaronis // *Energies*. 2012. V. 5. Is. 6. P. 1850–1863. <https://doi.org/10.3390/en5061850>
15. **Morosuk T., Tsatsaronis G.** Advanced exergy analysis for chemically reacting systems – application to a simple open gas-turbine system // *Int. J. Thermodyn.* 2009. V. 12. No. 3. P. 105–111.
16. **Tsatsaronis G., Park M.-H.** On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems // *Energy Convers. Manage.* 2002. V. 43. Is. 9–12. P. 1259–1270. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00012-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00012-2)
17. **Vatani A., Mehrpooya M., Palizdar A.** Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes // *Energy Convers. Manage.* 2014. V. 78. P. 720–737. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.050>
18. **Koroglu T., Sogut O.** Advanced exergy analysis of an organic Rankine cycle waste heat recovery system of a marine power plant // *J. Therm. Eng.* 2017. V. 3. Is. 2. P. 1136–1148. <https://doi.org/10.18186/thermal.298614>
19. **Morosuk T., Tsatsaronis G.** Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids // *Energy*. 2009. V. 34. Is. 12. P. 2248–2258. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.01.006>
20. **Tsatsaronis G., Morosuk T.** Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems // *Energy*. 2019. V. 169. P. 238–246. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.123>
21. **Advanced** exergy analysis for a bottoming organic Rankine cycle coupled to an internal combustion engine / S. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, L. Royo-Pascual // *Energy Convers. Manage.* 2016. V. 126. P. 217–227. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.080>
22. **Conventional** and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant / F. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, A. Carassai // *Energy*. 2012. V. 41. Is. 1. P. 146–152. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.05.028>
23. **Advanced** thermodynamic analysis applied to an integrated solar combined cycle system / S. Wang, Z. Fu, G. Zhang, T. Zhang // *Energies*. 2018. V. 11. Is. 6. P. 1574. <https://doi.org/10.3390/en11061574>
24. **Açikkalp E., Aras H., Hepbasli A.** Advanced exergy analysis of an electricity-generating facility using natural gas // *Energy Convers. Manage.* 2014. V. 82. P. 146–153. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.006>
25. **Advanced** exergy analysis applied to an externally-fired combined-cycle power plant integrated with a biomass gasification unit / S. Soltani, M. Yari, S.M.S. Mahmoudi, T. Morosuk, M.A. Rosen // *Energy*. 2013. V. 59. P. 775–780. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.07.038>
26. **Hepbasli A., Keçebaş A.** A comparative study on conventional and advanced exergetic analyses of geothermal district heating systems based on actual operational data // *Energy Build.* 2013. V. 61. P. 193–201. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.019>
27. **Vučković G.D., Stojiljković M.M., Vukić M.V.** First and second level of exergy destruction splitting in advanced exergy analysis of an existing boiler // *Energy Convers. Manage.* 2015. V. 104. P. 8–16. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.001>
28. **Callak M., Balkan F., Hepbasli M.** Avoidable and unavoidable exergy destructions of a fluidized bed coal combustor and a heat recovery steam generator // *Energy Convers. Manage.* 2015. V. 98. P. 54–58. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.039>
29. **Koroglu T., Sogut O.S.** Conventional and advanced exergy analyses of a marine steam power plant // *Energy*. 2018. V. 163. P. 392–402. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.119>
30. **Gökgedik H., Yürüşoy M., Keçebaş A.** Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis // *Energy*. 2016. V. 112. P. 254–263. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.079>
31. **Anvari S., Saray R.K., Bahlouli K.** Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power

- production // Energy. 2015. V. 91. P. 925–939. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.108>
32. **The Afam VI** power plant & Okoloma facility. 2013. [Электрон. ресурс.] https://web.archive.org/web/20120303055312/https://www-static.shell.com/static/nga/downloads/pdfs/briefing_notes/afam.pdf
33. **Cziesla F., Tsatsaronis G., Gao Z.** Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant // Energy. 2006. V. 31. Is. 10–11. P. 1472–1489. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.08.001>
34. **Kelly S., Tsatsaronis G., Morosuk T.** Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts // Energy. 2009. V. 34. Is. 3. P. 384–391. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.12.007>
35. **Penkuhno M., Tsatsaronis G.** A decomposition method for the evaluation of component interactions in energy conversion systems for application to advanced exergy-based analyses // Energy. 2017. V. 133. P. 388–403. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.144>
36. **Cycle-Tempo.** Thermodynamic energy systems. Mass-flow calculation for power processes. Cycle-Tempo Release 5.1.6. Asimptote, 2022. <https://asimptote.com/cycle-tempo/>
37. **Açikkalp E., Aras H., Hepbasli A.** Advanced exergy analysis of an electricity-generating facility using natural gas // Energy Convers. Manage. 2014. V. 82. P. 146–153. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.006>
38. **Boyaghchi F.A., Molaie H.** Sensitivity analysis of exergy destruction in a real combined cycle power plant based on advanced exergy method // Energy Convers. Manage. 2015. V. 99. P. 374–386. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.04.048>

Advanced Exergy Analysis and Performance Ranking of Components of a Combined Cycle Power Plant

Uchenna G. Azubuike^{a, b}, Howard O. Njoku^{b, c, *}, Mkpamdi N. Eke^b, and Onyemaechi V. Ekechukwu^b

^a Department of Mechanical Engineering, Bells University of Technology, Ota, 112104 Nigeria

^b Sustainable Energy Engineering Research Group, Department of Mechanical Engineering, University of Nigeria, Nsukka, 410001 Nigeria

^c Department of Mechanical Engineering Science, University of Johannesburg, Auckland Park, Johannesburg, 2092 South Africa

*e-mail: howard.njoku@unn.edu.ng

Abstract—As conventional exergy analyses do not reveal the exergy destruction rates in a thermal system component caused by inefficiencies of interconnected components, actual potentials for improving the component performances cannot be provided by such analyses. This study analyses a combined-cycle gas turbine power plant using advanced exergy analysis methodologies, which address the shortcomings of conventional exergy analysis by evaluating the exergy destruction rates that are endogenous and exogenous, avoidable and unavoidable. Avoidable exergy destruction rates in the entire plant were found to be 31% of the total exergy destruction rates, indicating a significant potential for improving the plant. Exergy destruction rates for most of the plant components were largely endogenous (95.2%), signifying that contributions of cross-component interactions were limited. Avoidable endogenous exergy destruction rates account for 28.4% of the overall exergy destruction rates in the plant, while avoidable exogenous exergy destruction rates account for 2.1%. A component-level ranking of the plant components ranked the pumps in the plant as first for improvement whereas the highest priority was allocated to the combustion chambers (CC) by a plant-level ranking. A parametric study of the influence of CC operating conditions on the plant's performance showed that CC operating temperatures more significantly affected plant exergy destruction rates than the CC operating pressures.

Keywords: advanced exergy, avoidable and unavoidable exergy, endogenous and exogenous exergy, combined cycle, plant component, combustion chamber, gas turbine, heat recovery steam generator, operating temperature and pressure