

### 3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ



Науковий вісник НЛТУ України  
Scientific Bulletin of UNFU

<http://nv.nltu.edu.ua>

<https://doi.org/10.15421/40290316>

Article received 08.04.2019 p.

Article accepted 25.04.2019 p.

УДК 621.036.7



ISSN 1994-7836 (print)  
ISSN 2519-2477 (online)

@ ✉ Correspondence author

R. A. Navrodska

navrodska-ittf@ukr.net

*Н. М. Фіалко, А. І. Степанова, Р. А. Навродская, С. І. Шевчук, Г. А. Гнедаш*

*Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев, Украина*

#### ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Одной из причин снижения эффективности теплоутилизационных систем и их отдельных элементов являются потери эксергетической мощности. Такие потери связаны с гидродинамическим сопротивлением при движении теплоносителей, с необратимыми процессами при теплообмене между теплоносителями, с процессами теплопроводности. Снижение потерь эксергетической мощности дает возможность повысить эффективность теплоутилизационных систем. Это определяет актуальность работ, посвященных решению указанной проблемы. Для расчета потерь эксергетической мощности в теплоутилизационных системах и их отдельных элементах разработана комплексная методика, сочетающая эксергетические методы с методами, построенными на расчете диссипаторов эксергии. Разработанная методика позволяет разделить потери эксергетической мощности по причинам и областям их локализации и выявить условия, при которых эти потери будут минимальными. Основные этапы методики включают разработку математической модели исследуемых процессов на основе уравнения эксергии, уравнений балансов энтропии и эксергии, уравнения неразрывности, уравнения для внутренней энергии. В рамках разработанной математической модели получены дифференциальные уравнения энтропии и эксергии и формулы для расчета диссипаторов эксергии, характеризующих гидродинамические потери и потери эксергетической мощности вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями. Определены значения диссипаторов эксергии для пластинчатого воздухонагревателя теплоутилизационной системы котельной установки при различных режимах работы котла. Установлен вклад каждого вида потерь в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе и определена область максимальных потерь этой мощности.

**Ключевые слова:** теплоутилизационные системы; потери эксергетической мощности; диссипаторы эксергии.

**Введение.** Неотъемлемой частью общей проблемы энергосбережения в Украине является разработка технологий утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок. Внедрение таких технологий позволяет повышать коэффициент использования теплоты топлива установок при удовлетворении потребности жилищной и коммунальной сфер в тепловой энергии. Создание указанных технологий должно базироваться на использовании современных комплексных подходов к анализу эффективности и оптимизации теплоутилизационного оборудования. Одной из причин снижения эффективности теплоутилизационного оборудования являются потери эксергетической мощности. Такие по-

тери связаны с гидродинамическим сопротивлением при движении теплоносителей в энергетических установках, с необратимыми процессами при теплообмене между теплоносителями, с процессами теплопроводности. Комплексный подход к анализу эффективности теплоутилизационного оборудования на основе эксергетических методов и методов термодинамики необратимых процессов позволяет разделить потери эксергетической мощности по причинам и областям их локализации и выявить условия, при которых эти потери будут минимальными. В связи с вышеизложенным исследованием, посвященным данному вопросу, являются актуальными.

#### Інформація про авторів:

**Фіалко Наталія Михайлівна**, д-р техн. наук, професор, член-кореспондент НАН України, завідувач відділу теплофізики ефективних теплотехнологій. Email: nmfialko@ukr.net; <https://orcid.org/0000-0003-0116-7673>

**Степанова Алла Ісаївна**, канд. техн. наук, пров. наук. співробітник, відділ теплофізики ефективних теплотехнологій. Email: navrodska-ittf@ukr.net; <https://orcid.org/0000-0002-1711-7948>

**Навродська Раїса Олександрівна**, канд. техн. наук, ст. наук. співробітник, відділ теплофізики ефективних теплотехнологій. Email: navrodska-ittf@ukr.net; <https://orcid.org/0000-0001-7476-2962>

**Шевчук Світлана Іванівна**, канд. техн. наук, ст. наук. співробітник, відділ теплофізики ефективних теплотехнологій. Email: s.i.shevchuk@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-8046-0039>

**Гнедаш Георгій Олександрович**, канд. техн. наук, ст. наук. співробітник, відділ теплофізики ефективних теплотехнологій. Email: navrodska-ittf@ukr.net; <https://orcid.org/0000-0003-0395-9615>

**Цитування за ДСТУ:** Фіалко Н. М., Степанова А. І., Навродская Р. А., Шевчук С. І., Гнедаш Г. А. Эксергетические потери в воздухонагревателе теплоутилизационной системы котельной установки. Науковий вісник НЛТУ України. 2019, т. 29, № 3. С. 76–80.

**Citation APA:** Fialko, N. N., Stepanova, A. I., Navrodska, R. A., Shevchuk, S. I., & Gnedash, G. A. (2019). Exergetic losses in the air heater of the heat-recover system of the boiler plant. *Scientific Bulletin of UNFU*, 29(3), 76–80. <https://doi.org/10.15421/40290316>

**Анализ литературных данных и постановка проблемы.** Основные эксергетические характеристики энергетических установок достаточно чувствительны к изменению их конструктивных и режимных параметров и для исследования термодинамической эффективности этих установок (Sahin, 2014; Tsatsaronis & Morosuk, 2012; Morosuk & Tsatsaronis, 2008; Fialko et al., 2018) используются методы эксергетического анализа.

В существующих литературных источниках, например (Sahin, 2014), отмечается, что при разработке энерготехнологий целесообразно с помощью методов эксергетического анализа определять те стадии технологического процесса, на которых возможны технические улучшения. В работе (Tsatsaronis & Morosuk, 2012) указано, что отсутствие соответствующей формальной процедуры использования результатов эксергетического анализа значительно ограничивает широту его применения.

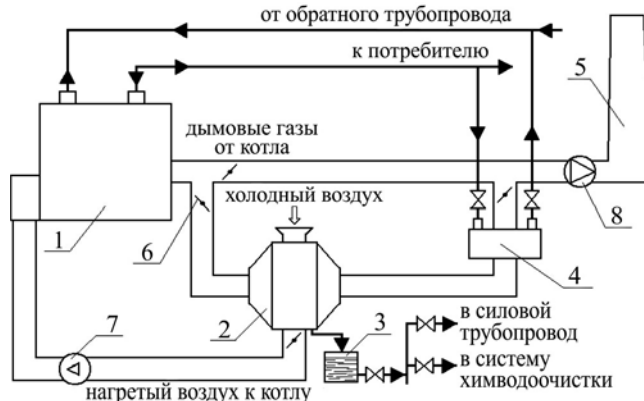
Однако использование для анализа эффективности энергетических установок только методов эксергетического анализа без применения комплексных подходов не позволяет исследовать работу данных установок в технологическом, теплофизическом, экономическом и других аспектах, что ограничивает полноту выполняемого анализа. Примерами исследований, базирующихся на использовании комплексных подходов, могут служить работы (Morosuk & Tsatsaronis, 2008; Fialko et al., 2018).

Так, в работе (Morosuk & Tsatsaronis, 2008) комплексный эксергоэкономический подход использован для исследования технологического процесса в электростанции с комбинированным циклом. Анализируется уровень устраняемых эксергетических потерь, что обеспечивает оценку потенциала для повышения термодинамической эффективности компонентов системы. В работе (Fialko et al., 2018) для исследования потерь эксергетической мощности в утилизаторе теплоутилизационной системы котельной установки использована методика расчета, полученная на основе комплексного подхода с применением методов эксергетического анализа.

Выполненный обзор литературных источников свидетельствует о том, что для анализа эффективности и оптимизации энергетических установок необходимо использование комплексных подходов и разработанных на их основе методик с применением методов эксергетического анализа. Однако, рассмотренные комплексные подходы не позволяют разделить потери эксергетической мощности в установке по причинам и областям их локализации. Целесообразно разработать комплексную методику, с помощью которой можно разделять эксергетические потери с целью установления областей их максимальных значений посредством изменения теплофизических, режимных и конструкционных параметров теплоутилизационной установки.

**Цель работы** – разработать методику расчета потерь эксергетической мощности в теплоутилизационных системах на основе комплексного подхода, включающего методы эксергетического анализа и метод, построенный на расчете диссипаторов эксергии. Установить вклад диссипаторов эксергии, связанных с гидродинамическими потерями, теплоотдачей и теплопроводностью, в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе теплоутилизационной системы для котла ВК-21-М2 (КСВа-2,0Г).

**Методы исследований.** Исследовался пластинчатый воздухогрейный теплоутилизатор (воздухонагреватель) с противоточным движением теплоносителей, который входит в систему теплоутилизации отопительного котла ВК-21-М2 (КСВа-2,0Г), предназначенную для подогрева дутьевого воздуха (рис. 1).



**Рис. 1.** Принципиальная схема котельной установки с системой теплоутилизации отходящих газов котла: 1) отопительный котел; 2) воздухонагреватель; 3) конденсатосборник; 4) газоподогреватель; 5) дымовая труба; 6) шибер; 7) вентилятор; 8) дымосос

Проведение исследований потерь эксергетической мощности в данном воздухонагревателе основывалось на разработанной методике расчета диссипаторов эксергии, связанных с гидродинамическими потерями и потерями вследствие неравновесного теплообмена. Данная методика базировалась на применении комплексного подхода, сочетающего эксергетические методы с методами термодинамики необратимых процессов.

### Результаты исследований

**Разработка комплексной методики расчета и получение выражений для диссипаторов эксергии.** Для определения потерь эксергетической мощности в воздухогрейном пластинчатом теплоутилизаторе использована комплексная методика, сочетающая эксергетические методы и метод, построенный на расчете диссипаторов эксергии. Методика позволяет разделить потери эксергетической мощности по причинам и областям их локализации и выявить условия, при которых эти потери будут минимальными.

Основные этапы методики следующие:

- разработать математическую модель исследуемых процессов, которая включает уравнения балансов эксергии и энтропии, уравнение неразрывности, уравнение для внутренней энергии;
- получить дифференциальные уравнения балансов энтропии и эксергии, которые могут быть использованы для расчета эксергетических потерь в теплоутилизационных системах;
- получить формулы для расчета диссипаторов эксергии:
  - диссипаторов, характеризующих потери эксергетической мощности вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями;
  - диссипаторов, связанных с необратимыми потерями эксергетической мощности теплоносителей вследствие их вязкости (гидродинамическими потерями);
- рассчитать суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе, характеризующие гидродинамические потери и потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями, и определить относительный вклад каждого из диссипаторов эксергии в суммарные потери;
- рассчитать общие потери эксергетической мощности в воздухонагревателе с помощью балансовых методов эксерге-

тического анализа и сравнить их с суммарными потерями, связанными с гидродинамическими потерями и потерями вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями.

Для разработки указанной методики использовались следующие определяющие соотношения:

$$\begin{aligned} de &= di - T_0 ds, \quad di = du + d(pv), \\ du &= T ds - p dv, \quad ds = ds^e + ds^i, \\ de &= di - T_0 ds^e - T_0 ds^i = de^e - T_0 ds^i = de^e - de^i, \end{aligned} \quad (1)$$

где:  $de^e$  – изменение эксергии, связанное с процессом обратимого теплообмена между теплоносителями;  $de^i$  – изменение эксергии вследствие необратимых внутренних процессов в системе.

На основании уравнений (1), уравнения неразрывности и уравнения для внутренней энергии получено дифференциальное уравнение энтропии:

$$\rho \frac{ds}{dt} = \frac{-1}{T} \left( \text{div} q - P_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\text{div} \left( \frac{q}{T} \right) + q \cdot \text{grad} T^{-1} + \frac{1}{T} P_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (2)$$

Здесь:  $\rho ds/dt = \partial(\rho s)/\partial t + \text{div}(\rho s u)$ ,

$$P_{ij} = \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \text{div} u \right) + \zeta \delta_{ij} \text{div} u.$$

Из формул (1), (2) следует дифференциальное уравнение для эксергии:

$$\rho \frac{de}{dt} = -\text{div}(\tau q) + P_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( 1 + \frac{T_0}{T} \right) - T_0 q \cdot \text{grad} \frac{1}{T} + \frac{dp}{dt}, \quad (3)$$

где выражение:

$$P_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \text{div} u \right)^2 + \zeta (\text{div} u)^2$$

имеет смысл удельной диссипации кинетической энергии.

В правой части уравнения (3) третье слагаемое определяет удельные эксергетические потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями, а слагаемое, включающее тензор вязких напряжений, характеризует диссипативные потери, обусловленные внутренним трением (гидродинамические потери). Диссипатор эксергии потока, соответствующий этим двум типам необратимых потерь, можно представить в виде их суммы, что обусловлено аддитивностью эксергетических характеристик:

$$R^{cym} = R_q + R_G.$$

Учитывая, что процесс теплопередачи в воздухонагревателе теплоутилизационной системы котельной установки состоит из теплообмена между дымовыми газами и стенкой, процесса теплопроводности в стенке и теплообмена между стенкой и воздухом, общий диссипатор эксергии, характеризующий эксергетические потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями, можно представить в виде:

$$R_q = R_{\alpha_{\alpha_2}} + R_{\lambda} + R_{\alpha_{\alpha_3}}.$$

Диссипатор, характеризующий потери, обусловленные внутренним трением (гидродинамические потери):

$$R_G = R_{G_{\alpha_2}} + R_{G_{\alpha_3}}.$$

Для определения диссипатора  $R_q$  выполним интегрирование по объему выражения, входящего в уравнении (3) и определяющего удельные эксергетические потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями. В связи с тем, что перепад температур теплоносителей на входе и выходе в теплообменник гораздо меньше перепада температур между теплоносителями, будем учитывать только вклад поперечного кондуктивного теплообмена:

$$R_q = -T_0 \int_V q_y \frac{d}{dy} \left( \frac{1}{T} \right) dV = -T_0 F \langle q \rangle \int_{y_1}^{y_2} \frac{d}{dy} \left( \frac{1}{T} \right) dy, \quad (4)$$

где  $\langle q \rangle$  – усредненный по поверхности теплообмена тепловой поток.

При вычислении интеграла (4) используем уравнения для плотности теплового потока от дымовых газов к стенке и от стенки к воздуху, а также уравнение для плотности теплового потока, обусловленного теплопроводностью через стенку. Тогда выражения для диссипаторов эксергии, характеризующих эксергетические потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями  $R_{\alpha_{\alpha_2}}, R_{\lambda}, R_{\alpha_{\alpha_3}}$  имеют следующий вид:

$$R_{\alpha_{\alpha_2}} = \frac{T_0 Q^2}{\alpha_{\alpha_2} F T_{\alpha_2} T_{cm1}}, \quad R_{\lambda} = \frac{T_0 Q^2 \delta_{cm}}{\lambda_{cm} F T_{cm1} T_{cm2}}, \quad R_{\alpha_{\alpha_3}} = \frac{T_0 Q^2}{\alpha_{\alpha_3} F T_{\alpha_3} T_{cm2}}. \quad (5)$$

Из формулы (3) следует, что диссипатор эксергии  $R_G$ , связанный с необратимыми потерями эксергии теплоносителей (гидродинамическими потерями) вследствие вязкости, имеет вид:

$$\begin{aligned} R_G &= \frac{T_0}{T} \int_V P_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} dV = \\ &= \frac{T_0}{T} \int_V \left[ \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \text{div} u \right)^2 + \zeta (\text{div} u)^2 \right] dV. \end{aligned}$$

Для расчета эксергетических потерь в теплообменниках, связанных с падением давления вследствие гидродинамического сопротивления при течении теплоносителей, можно использовать также следующие формулы:

$$T_0 \Delta S = \frac{T_0 V \Delta p}{T_{cp}}, \quad \Delta p = \xi \frac{\rho u^2}{2}. \quad (6)$$

В этом случае диссипаторы эксергии, связанные с гидродинамическими потерями, будут иметь вид:

$$R_{G_{\alpha_2}} = \frac{(G_{\alpha_2})^3 \xi_{\alpha_2} T_0}{2 T_{\alpha_2} (\rho_{\alpha_2})^2 (F_{\alpha_2})^2}, \quad R_{G_{\alpha_3}} = \frac{(G_{\alpha_3})^3 \xi_{\alpha_3} T_0}{2 T_{\alpha_3} (\rho_{\alpha_3})^2 (F_{\alpha_3})^2}. \quad (7)$$

**Установление вклада каждого типа потерь в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе и определение области максимальных потерь.** Для исследуемого отопительного котла с системой теплоутилизации отходящих газов рассматривалось семь режимов работы в последовательности от его максимальной до минимальной нагрузки в течение отопительного периода. При этом учитывалось, что по регламенту, если тепловая нагрузка котлов составляет 50 % от номинальной, осуществляется перевод соответствующего числа котлов в номинальный режим при уменьшении общего количества работающих котлов.

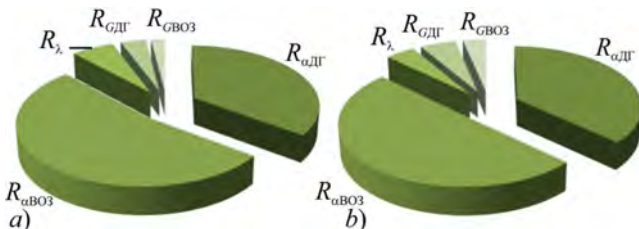
Выражение для суммарного диссипатора эксергии, характеризующего гидродинамические потери и эксергетические потери вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями, имеет вид:

$$R^{cym} = \sum_i R_i = R_{\alpha_{\alpha_2}} + R_{\lambda} + R_{\alpha_{\alpha_3}} + R_{G_{\alpha_2}} + R_{G_{\alpha_3}}. \quad (8)$$

Относительный вклад каждого из рассчитанных диссипаторов эксергии в суммарные потери эксергетической мощности определялся по формуле  $K_i = R_i 100\% / R^{cym}$  (таблица, рис. 2).

**Таблица. Результаты расчетов относительного вклада диссипаторов эксергии в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе**

РЕЖИМЫ	1	2	3	4	5	6	7
$Q$ , кВт	71,5	59,1	46,3	35,4	52,9	39,5	23,8
$K_{R_{адг}}$ , %	34,6	35,8	35,8	36,9	34,3	35,25	36,7
$K_{R_{лз}}$ , %	6,1	5,8	5,1	4,5	5,9	5,3	4,3
$K_{R_{авоз}}$ , %	53,5	53,0	54,0	53,7	50,2	49,9	50,4
$K_{R_{ГДГ}}$ , %	3,6	3,5	3,2	3,0	5,9	5,8	5,2
$K_{R_{ГВОЗ}}$ , %	2,0	1,9	1,9	1,8	3,6	3,7	3,3
$R^{сум}$ , кВт	14,3	10,6	7,5	5,0	8,3	5,3	2,5
$E_{пот}^{общ}$ , кВт	16,0	11,9	9,0	5,6	9,0	5,7	2,6



**Рис. 2.** Относительный вклад диссипаторов эксергии  $R_i$  в суммарные потери эксергетической мощности  $R^{сум}$ : а)  $Q = 71,5$  кВт (режим 1); б)  $Q = 23,8$  кВт (режим 7)

Расчет общих потерь эксергетической мощности в воздухонагревателе  $E_{пот}^{общ}$  проводился с помощью балансовых методов эксергетического анализа:

$$E_{пот}^{общ} = G_{оэ} \left[ c_{оэ} (T_{оэ}^{вх} - T_{оэ}^{вых}) - T_c \left( c_{оэ} \ln \frac{T_{оэ}^{вх}}{T_{оэ}^{вых}} - \frac{R}{\mu_{оэ}} \ln \frac{p_{оэ}^{вх}}{p_{оэ}^{вых}} \right) \right] - G_{воз} \left[ c_{воз} (T_{воз}^{вх} - T_{воз}^{вх}) - T_c \left( c_{воз} \ln \frac{T_{воз}^{вх}}{T_{воз}^{вх}} - \frac{R}{\mu_{воз}} \ln \frac{p_{воз}^{вх}}{p_{воз}^{вх}} \right) \right], \quad (9)$$

**Обсуждение результатов исследования эксергетических потерь в воздухонагревателе теплоутилизационной системы котельной установки.** Разработанная комплексная методика, включающая методы эксергетического анализа и метод, построенный на расчете диссипаторов эксергии, в отличие от альтернативных (см. (3, 4)), позволяет разделить потери эксергетической мощности по причинам и областям их локализации. Методика использована для анализа эффективности воздухонагревателя теплоутилизационной системы котельной установки ВК-21-М2 (КСВа-2,0Г). Выделены эксергетические потери, связанные с теплоотдачей, теплопроводностью и с необратимыми потерями эксергетической мощности теплоносителей вследствие их вязкости (гидродинамическими потерями). Значения диссипаторов эксергии получены в результате совместного решения дифференциального уравнения эксергии и уравнений теплоотдачи, теплопроводности и уравнений для течения теплоносителей.

Как видно из таблицы и рис. 2, наибольшие потери эксергетической мощности в воздухонагревателе теплоутилизационной системы и соответственно наибольший вклад в общие потери связаны с теплоотдачей от стенки к воздуху, наименьшие потери и вклад связаны с гидродинамическими потерями при движении воздуха. Относительный вклад каждого из диссипаторов эксергии в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе остается примерно постоянным при изменении теплопроизводительности  $Q$ . Сравнительный анализ суммарных потерь, связанных с процессами теплопередачи и гидродинамическими потерями  $R^{сум}$  и

рассчитанных по формуле (8), и общих потерь в воздухонагревателе  $E_{пот}^{общ}$ , рассчитанных с помощью балансовых методов эксергетического анализа в соответствии с формулой (9), позволил выделить также потери, происходящие на систему соединительных трубопроводов  $E_{тр} = E_{пот}^{общ} - R^{сум}$  (от 4 до 10 %).

Таким образом, установлена область максимальных потерь эксергетической мощности в воздухонагревателе – это потери, связанные с теплоотдачей от стенки к воздуху. Наиболее эффективным для общего снижения потерь эксергетической мощности в воздухонагревателе является снижение потерь именно в этой области. Возможности их снижения связаны с изменением теплофизических и конструктивных характеристик пластин воздухонагревателя и с регулированием режимных параметров установки. В настоящее время при изготовлении пакетов пластин теплоутилизаторов наряду с традиционно используемыми материалами, например, нержавеющей сталью, успешно применяются полимерные микро- и нанокомпозиты, обладающие широким спектром теплофизических характеристик.

Развитие данного исследования может идти в направлении определения основных теплофизических характеристик воздухонагревателя, обеспечивающие минимальный уровень потерь эксергетической мощности.

#### **Выводы:**

1. Для определения потерь эксергетической мощности в теплоутилизационных системах и их отдельных элементах разработана комплексная методика, сочетающая эксергетические методы с методами, построенными на расчете диссипаторов эксергии. Получены формулы для расчета диссипаторов эксергии, характеризующих гидродинамические потери и потери эксергетической мощности вследствие неравновесного теплообмена между теплоносителями.
2. Определены значения диссипаторов эксергии для воздухонагревателя теплоутилизационной системы котельной установки ВК-21-М2 (КСВа-2,0Г) при различных режимах работы котла.
3. Установлен вклад каждого типа потерь в суммарные потери эксергетической мощности в воздухонагревателе и определена область максимальных потерь эксергетической мощности.

#### **Обозначения:**

$c_p$  – изобарная теплоемкость, кДж/кг К;  $E$  – эксергетическая мощность, кВт;  $e$  – удельная эксергия, кДж/кг;  $F$  – площадь боковой поверхности, м<sup>2</sup>;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $i$  – удельная энтальпия, кДж/кг;  $P_{ij}$  – тензор вязких напряжений, кПа;  $p$  – давление, кПа;  $Q$  – тепловая мощность, кВт;  $q$  – тепловой поток, кДж/м<sup>2</sup> с;  $s$  – удельная энтропия, кДж/кг;  $T$  – температура, К, °С;  $T_{cm1}$  ( $T_{cm2}$ ) – температура стенки со стороны дымовых газов (воздуха), К;  $t$  – время, с;  $u$  – скорость, м/с;  $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке, кВт/м<sup>2</sup> К;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, кВт/м<sup>2</sup> К;  $\delta$  – толщина стенки, м;  $\zeta$  – коэффициент объемной вязкости, кг/м<sup>2</sup> с;  $\eta$  – коэффициент сдвиговой вязкости, кг/м<sup>2</sup> с;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, кВт/м·К;  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>. Индексы верхние: *вх*, *вых* – вход, выход; *общ* – общий. Индексы нижние: *дг* – дымовые газы; *возд* – воздух; *пот* – потери; *о* – окружающая среда.

## Перелік використаних джерел

Fialko, N., Stepanova, A., Navrodska, R., Meranova, N., & Sherenkovskii, J. (2018). Efficiency of the air heater in a heat recovery system at different thermophysical parameters and operational modes of the boiler. *East European Advanced Technology Journal*, 6/8(96), 43–48.

Morosuk, T., & Tsatsaronis, G. (2008). A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*, 33(6), 890–907. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.012>.

Sahin, A. Z. (2014). *Importance of Exergy Analysis in Industrial Processes*. Retrieved from: <https://www.researchgate.net/publication/228988818>.

Tsatsaronis, G., & Morosuk, T. (2012). Advanced thermodynamic (exergetic) analysis. *Journal of Physics: Conference Series*, 395. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.08.001>.

**Н. М. Фіалко, А. І. Степанова, Р. О. Навродська, С. І. Шевчук, Г. О. Гнедаш**  
*Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна*

## ЕКСЕРГЕТИЧНІ ВТРАТИ В ПОВІТРОНАГРІВАЧІ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Однією з причин зниження ефективності теплоутилізаційних систем та їх окремих елементів є втрати ексергетичної потужності. Такі втрати пов'язані з гідродинамічним опором при русі теплоносіїв, з незворотними процесами при теплообміні між теплоносіями, з процесами теплопровідності. Зниження втрат ексергетичної потужності дає змогу підвищити ефективність теплоутилізаційних систем. Це визначає актуальність робіт, присвячених вирішенню зазначеної проблеми. Для розрахунку втрат ексергетичної потужності в теплоутилізаційних системах та їх окремих елементах розроблено комплексну методику, яка поєднує ексергетичні методи з методами, побудованими на розрахунку дисипаторів ексергії. Розроблена методика дає змогу розділити втрати ексергетичної потужності згідно з причинами та зонами їх локалізації і виявити умови, за яких ці втрати будуть мінімальними. Основні етапи методики включають розробку математичної моделі досліджуваних процесів на основі рівняння ексергії, рівнянь балансів ентропії і ексергії, рівняння нерозривності, рівняння для внутрішньої енергії. У межах розробленої математичної моделі отримано диференціальні рівняння ентропії та ексергії і формули для розрахунку дисипаторів ексергії, що характеризують гідродинамічні втрати і втрати ексергетичної потужності внаслідок нерівноважного теплообміну між теплоносіями. Визначено значення дисипаторів ексергії для пластинчастого повітрянагрівача теплоутилізаційної системи котельної установки за різних режимів роботи котла. Встановлено внесок кожного виду втрат у сумарні втрати ексергетичної потужності у повітрянагрівачі і визначено область максимальних втрат цієї потужності.

**Ключові слова:** теплоутилізаційні системи; втрати ексергетичної потужності; дисипатори ексергії.

**N. N. Fialko, A. I. Stepanova, R. A. Navrodska, S. I. Shevchuk, G. A. Gnedash**  
*Institute of Engineering Thermophysic, NAS Ukraine, Kyiv, Ukraine*

## EXERGETIC LOSSES IN THE AIR HEATER OF THE HEAT-RECOVER SYSTEM OF THE BOILER PLANT

The creation of effective heat-recover technologies should be based on the application of modern complex approaches to the analysis of efficiency and optimization of heat-recovery equipment. One of the reasons for the decrease in the efficiency of heat-recovery equipment is the loss of exergy power. Such losses are associated with hydrodynamic resistance during the movement of heat-transfer agents, with irreversible processes during heat transfer between the heat-transfer agents, with processes of heat-conductivity. A complex approach based on exergy methods and thermodynamic methods of irreversible processes allows separating the exergy power losses for reasons and areas of their localization and to identify the conditions under which these losses will be minimal. To determine the loss of exergic power in heat-recovery systems and their individual elements, in particular, in lamellar air heaters, a complex technique has been developed combining exergy methods with methods based on the calculation of exergy dissipators. The methodology is based on a mathematical model of the processes under study, which includes the equations of exergy, equations of entropy and exergy balances, equations of continuity, and equations for internal energy. Using the developed mathematical model, differential equations of entropy and exergy and formulas for calculating exergy dissipators, which characterize hydrodynamic losses and exergy power losses due to non-equilibrium heat transfer between heat carriers, are obtained. Investigations of exergy power losses in a lamellar air heater of a heat-recover system were performed. Using the formulas obtained for the investigated air heater, the specified exergy dissipators and total losses were calculated, and the relative contribution of each exergy dissipators to the total losses was determined. The greatest exergy power losses in the air heater of the heat-recovery system and, accordingly, the largest contribution to the total losses are associated with heat transfer from the wall to the air. The smallest losses and contribution are associated with hydrodynamic losses during air movement. Using balance methods of exergy analysis, the total losses of exergy power in the air heater were calculated and compared with their total losses. The analysis also allowed identifying losses attributable to the system of connecting pipelines, which ranges from 4 % to 10 %. The area of maximum exergy power losses in the air heater is established – these are losses associated with heat transfer from the wall to the air.

**Keywords:** heat recovery systems; loss of exergy power; exergy dissipators.