

УДК 621.036.7

**Кулікова Наталія Валеріївна**, аспірант кафедри Теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів Харківський національний технічний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна. Вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002. Тел. +38-057-7000-16-40. E-mail: [Natikkulikova@rambler.ru](mailto:Natikkulikova@rambler.ru)

### ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ КОТЕЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО КРИТЕРІЮ

Наводиться опис методики оптимізації теплоутилізатора на теплових трубах, визначення показника термодинамічної досконалості. Складені рівняння ентропійного балансу, а величина виробництва ентропії використана як критерій.

**Ключові слова:** теплоутилізатор, теплові труби, оптимізація, виробництво ентропії.

**Куликова Наталья Валерьевна**, аспирант кафедры Теплогазоснабжения, вентиляции и использования тепловых вторичных энергоресурсов Харьковский национальный технический университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина. Ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002. Тел. +38-057-7000-16-40. E-mail: [Natikkulikova@rambler.ru](mailto:Natikkulikova@rambler.ru)

### ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЁТОМ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ

Приводится описание методики оптимизации теплоутилизатора на тепловых трубах, определение показателя термодинамического совершенства. Составлены уравнения энтропийного баланса, а величина производства энтропии использована в качестве критерия.

**Ключевые слова:** теплоутилизатор, тепловые трубы, оптимизация, производство энтропии.

**Kulikova Nataliia Valeriivna**, graduate student of the Department of Heat, Ventilation and Thermal Utilization of Waste Energy of Kharkiv National University of Building and Architecture, Kharkiv, Ukraine. 40, Sumska Str., Kharkiv, Ukraine, 61002. Tel. + 38-057-7000-16-40. E-mail: [Natikkulikova@rambler.ru](mailto:Natikkulikova@rambler.ru)

### OPTIMIZATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF HEAT EXCHANGER OF THE BOILER PLANT, TAKING INTO ACCOUNT THE THERMODYNAMIC CRITERION

The description of the methodology for optimizing heat recovery heat pipes, definition of the index of thermodynamic perfection. Equating the entropy balance and the amount of entropy production is used as a criterion.

**Keywords:** heat exchanger, heat pipes, optimization, entropy production

#### Введение

В настоящее время в коммунальном хозяйстве Украины находятся в эксплуатации значительное количество промышленных и отопительных котельных работающих на органическом топливе. Коэффициент использования топлива составляет около 92–94 %, а при расчете теплового баланса по высшей теплоте сгорания 84–86 %. Основными тепловыми потерями являются потери с уходящими газами. При расчете теплового баланса по высшей теплоте сгорания они составляют 14–16 % [1].

Поэтому одним из основных направлений энергосбережения является утилизация теплоты продуктов сгорания теплогенераторов за счёт их охлаждения ниже точки росы и выделения скрытой теплоты конденсации водяных паров. При этом в конденсате будут содержаться водорастворимые газы и взвешенные частицы. Поэтому глубокое охлаждение продуктов сгорания котельных агрегатов в конденсационном режиме обеспечивает не только повышение коэффициента использования топлива и повышение их экологической эффективности. Подтверждается также экономическая целесообразность утилизации теплоты уходящих газов котельных установок.

Известны различные методы использования теплоты продуктов сгорания-подогрев воздуха, подогреваемого в горелке котлов; подогрев обратной сетевой воды, подогрев воды систем отопления объектов сельского хозяйства (рыборазводные комбинаты, теплично-

парниковые комбинаты) перспективным направлением является также использование теплоты для выработки электроэнергии.

**Постановка проблемы**

Газифицированные котельные имеют сравнительно высокие технико-экономические показатели, в связи с отсутствием при сжигании природного газа потерь теплоты в результате механической неполноты сгорания, близостью к нулю химической неполноты сгорания и весьма небольшой потерей теплоты в окружающую среду. Потери теплоты с уходящими газами значительны и в котлах без хвостовых поверхностей могут достигать 25 %.

Температура и объем продуктов сгорания изменяются в зависимости от температуры атмосферного воздуха. При этом колебания значительные, если в зимние месяцы объем уходящих газов достигает значения 84000–77000 м<sup>3</sup>/ч, то в летние месяцы – 28000– 7000 м<sup>3</sup>/ч, что снижает возможности утилизации теплоты.

Температура уходящих газов также изменяется при изменении режимов эксплуатации котельных агрегатов от 110 °С до 160 °С.

Глубокое охлаждение продуктов сгорания до температуры 45–60 °С обеспечивает утилизацию 538–5458 кВт теплоты, в зависимости от типа котла (табл. 1), которая может быть использована для подогрева сетевой воды, поступающей в котлоагрегат, воды системы горячего водоснабжения, воздуха, подаваемого в горелочные устройства топки котла.

Нагреваемые теплоносители имеют различную температуру (от -25 °С до 60–70 °С), что определяет параметры продуктов сгорания в процессе их охлаждения.

В производственных и отопительных котельных используются котлы типа ПТВМ, ДКВр, ПТВМ, КВ-ГМ и др. При охлаждении продуктов сгорания от 200 до 100 °С и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  1,15–1,20 можно утилизировать значительное количество теплоты (табл.1) .

Таблица 1

Данные по котлам, которые используются в производственных и отопительных котельных Украины

Тип котла	Расход воздуха М <sub>в</sub> , кг/ч	Расход продуктов сгорания М <sub>пр.с</sub> , кг/ч	Количество теплоты продуктов сгорания Q, Гкал/кг
КВ-ГМ-10	14 641	175 692	0,45
КВ-НМ-20	29 282	351 384	0,90
ПТВМ-30	43 922	527 064	1,35
КВ-ГМ-50	73 204	878 448	2,25
КВ-ГМ-100	146 408	1 756 896	5,50

В зависимости от теплопроизводительности котла имеется возможность утилизировать от 0,5 до 5 Гкал/час теплоты продуктов сгорания, что составляет 5–6 % мощности котла и тем самым повысить КПД котла.

Экономия топлива (природного газа) составляет 3–3,5 %, что подтверждает целесообразность использования теплоты продуктов сгорания.

Экономическое обоснование применения теплоутилизационного оборудования связано с достаточно высокой стоимостью оборудования (около 30–50 % от стоимости приточного оборудования), тарифов на электрическую и тепловую энергию, продолжительностью эксплуатации и другими факторами.

Существует несколько методов оценки эффективности применения систем[1, 2, 10]

– коэффициент использования энергии

$$\eta_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{T}}}{N}, \tag{1}$$

где:

$Q_T$  – количество утилизируемой теплоты;

$N$  – гидравлическое сопротивление;

$\eta_{э}$  – эксергетический КПД:

$$\eta_{эк} = \frac{E_1}{E_1 + E_2 + \sum E_n}, \quad (2)$$

где:

$E_1, E_2, \sum E_n$  – соответственно эксергия теплоты, влаги и эксергия удаляемого воздуха, суммарная эксергия потребляемой электрической энергии;

Эффективность теплоутилизатора зависит так же от площади теплообмена, рядности аппарата и других конструктивных параметров.

### Основные результаты и их анализ

За рубежом применяются теплообменники на тепловых трубах (ТОТТ), которые обычно содержат от нескольких десятков, сотен тепловых труб и предназначены, чаще всего, для охлаждения или нагрева потока газа или жидкости. Наиболее простым вариантом ТОТТ является пучок вертикальных тепловых труб, закрепленных в горизонтальной трубной доске с шахматным или коридорным размещением.

Наличие тепловых труб в теплообменнике позволяет организовать противоток теплоносителей и создать высокоразвитую, компактную и эффективную поверхность теплообмена в обоих каналах. Благодаря этому теплообменник на тепловых трубах получает значительные преимущества по сравнению с традиционными конструкциями.

Теплообменники с тепловыми трубами имеют низкое аэродинамическое сопротивление благодаря высоким значениям местных сопротивлений и относительно большой площади живого сечения для прохода потоков обоих теплоносителей. Они не подвержены заметным термическим сопротивлениям из-за малого градиента температуры по длине ТТ и возможности их продольного расширения, обеспечивая при этом надежное разделение встречных потоков газов или жидкостей. По данным литературных источников теплообменники с тепловыми трубами удобны в ремонте и надежны в работе, так как состоят из легкозаменяемых и очищаемых от загрязнений элементов – ТТ, выход из строя нескольких из которых не приводит к потере работоспособности теплообменника в целом. Конструктивные особенности теплообменников на ТТ характеризуются материалом тепловых труб, габаритными размерами (диаметр и длина трубы), наличием ребрения, степенью вакуумирования, схемами циркуляции пара и конденсата и другими факторами.

Основными критериями определяющими эффективность теплообменника на ТТ являются [2–10]:

- интенсивность теплоотвода в зоне испарения и зоне конденсации, т. к. коэффициент теплообмена существенно зависит от величины теплового потока – с увеличением теплового потока в зоне испарения коэффициент теплообмена увеличивается, а в зоне конденсации уменьшается;

- скорость транспортирования импульса энергии от зоны испарения в зону конденсации;

- гидродинамические режимы в тепловой трубе и скорость возврата конденсации в зону испарения, предотвращение кризисных явлений;

- выбор рабочего теплоносителя, теплофизические свойства которого обеспечивают максимальный теплоперенос в ТТ и который отвечает экологическим требованиям.

Потоки теплоносителей являются открытыми термодинамическими системами в которых происходят неравновесные процессы, вызывающие изменение (воспроизводство) энтропии. Использование методов неравновесной термодинамики, для определения изменения энтропии системы, позволяет разработать более совершенную термодинамическую модель теплообменного аппарата.

В работах показано, что в открытых системах энтропия уменьшается при поступлении энергии от внешних источников, а скорость изменения энтропии определяется ее степенью неравновесности. Пригожиным И. была сформулирована задача оптимизации открытой теплогидравлической системы переноса теплоты и массы в виде поиска минимума степени неравновесности:

$$\frac{\Delta S}{\tau} = \min\left(\frac{\Delta S}{\tau}\right). \quad (3)$$

Однако, термодинамические модели теплообменников разработаны еще недостаточно. Сложность данного метода определяется сложностью определения интенсивности изменения энтропии системы, т. к. производство энтропии является одним из критериев, определяющих неравновесное состояние системы и позволяющих определить ее оптимальные параметры.

Уравнение баланса энтропии согласно второму закону термодинамики можно записать в виде:

$$S \frac{DS}{D\tau} = -divj_s + \sigma_s, \quad (4)$$

$$\sigma_s \geq 0,$$

где  $\frac{DS}{D\tau}$  – полная производная энтропии;

$divj_s$  – дивергенция потока энтропии без конвективной части  $\rho \cdot S \cdot V$ ;

$\sigma_s$  – возникновение энтропии (производство энтропии в единице объема за единицу времени).

Производство энтропии  $\sigma_s$  определяется составляющими: теплопроводностью, диффузией, градиентом в поле скоростей и химическими реакциями.

Изменение энтропии представляет собой сумму двух слагаемых: приращения энтропии за счет теплообмена и изменения энтропии, протекающее в самой системе.

Плотность энтропии определяется распределением теплового потока в исследуемом пространстве.

$$\frac{dS}{d\tau} = \frac{d_e S}{d\tau} + \frac{d_i S}{d\tau}, \quad (5)$$

$$d_e S = -\frac{1}{\rho} div \frac{q}{T} d\tau, \quad (6)$$

$$d_i S = -\frac{q \cdot grad T}{\rho \cdot T^2} d\tau. \quad (7)$$

Решение задачи аналитическими методами довольно сложно.

Энтропийная модель процессов теплопереноса в теплообменниках рассматривалась в работах [12, 13].

Вопрос о степени термодинамической эффективности теплообменников при заданном коэффициенте теплопереноса, продолжительности процесса и тепловой нагрузки, ставится в термодинамике конечного времени и оценивается с помощью показателя термодинамического совершенства теплообменника:

$$\eta = \frac{\Delta S^*}{\Delta S}, \quad (8)$$

где  $\Delta S^*$  – минимальное производство энтропии при необратимом теплообмене;

$\Delta S$  – производство энтропии в реальных условиях.

Термодинамический коэффициент полезного действия теплообменника:

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{K \cdot F}{W_s}\right), \quad (9)$$

Термодинамический КПД возрастает с увеличением площади теплообменника, а коэффициент термодинамического совершенства понижается, указывая на необратимые потери энергии при увеличении площади теплообмена. На рис.1. показаны кривые изменения минимального и реального производства энтропии в зависимости от площади поверхности теплообмена.

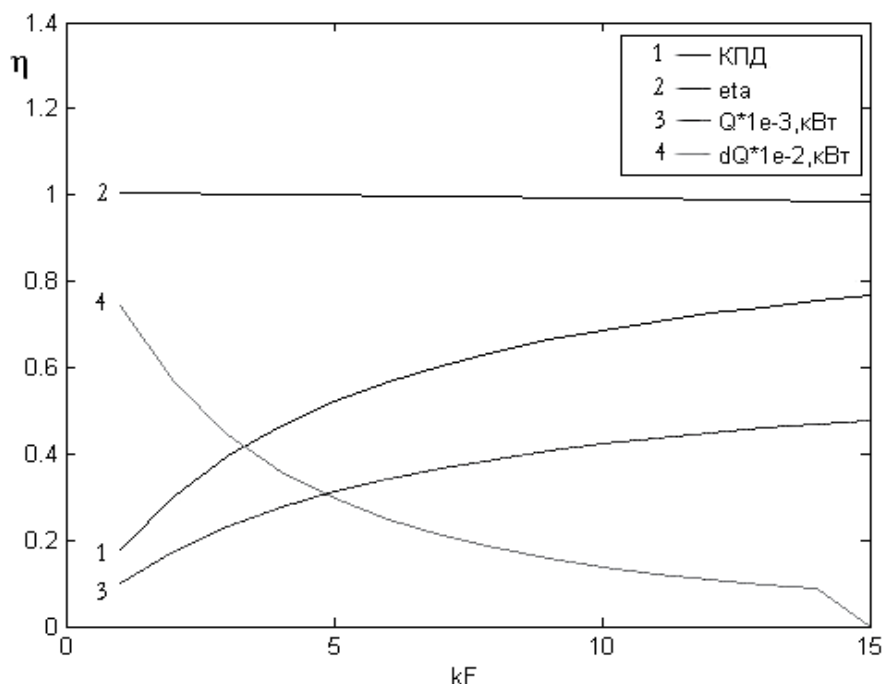


Рис. 1. Зависимости КПД эффективности аппарата, теплового потока, скорости теплового потока и степени термодинамического совершенства от поверхности теплообмена аппарата

Влияние изменения расходной теплоемкости нагреваемого теплоносителя показано в табл. 2.

Таблица 2

Эффективность теплообменника в зависимости от W1

Параметры	Эффективность ТО		ΔSmin	
	Действительный	Оптимальный, η	Действительный ТО	Оптимальный ТО
t2 = 130°C tв = 10°C W1 = 3,5 кВт/К W2 = 6,7 кВт/К α = 5,76 кВт/К	0,71	0,64	0,15	0,11
t2 = 130°C tв = 10°C W1 = 3,5 кВт/К W2 = 5,7 кВт/К α = 5,76 кВт/К	0,69	0,65	0,14	0,11

Продолжение таблицы 2

t <sub>2</sub> = 130°C t <sub>в</sub> = 10°C W <sub>1</sub> = 3,5 кВт/К W <sub>2</sub> = 4,3 кВт/К α = 5,76 кВт/К	0,66	0,66	0,12	0,11
	Эффективность ТО		ΔS <sub>min</sub>	
Параметры	Действительный	Оптимальный, η	Действительный ТО	Оптимальный ТО
	t <sub>2</sub> = 130°C t <sub>в</sub> = 10°C W <sub>1</sub> = 3,5 кВт/К W <sub>2</sub> = 6,7 кВт/К α = 5,76 кВт/К	0,71	0,64	0,15

**Выводы**

Показано, что использование производства энтропии в качестве критерия оптимизации позволяет обосновать выбор конструктивных и режимных параметров теплообменников – теплоутилизаторов на тепловых трубах для условий их эксплуатации в котельных установках.

**Список литературы**

1. А. А. Кудинов, 2001. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – Ульяновск: УЛГТУ. – 139 с.
2. В. А. Динцин. Единый подход к инженерному теплотехническому расчету противоточных (прямоточных) теплоутилизаторов. В кн.: Кондиционирование вып.14, ВНИИКондиционер.– Харьков, 1985. – С. 12–22.
3. Л. Е. Карпис. Эффективность двухступенчатых теплоутилизаторов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1986. – № 10. – С. 13–15.
4. М. К. Безродный. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. 2-е изд. / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк.-К.: изд-во «Факт», 2005. –704 с.
5. Л. Е. Карпис. Исследование теплообменных аппаратов из двух разных термо- сифонов для утилизации тепла воздуха, удаляемого системами вентиляции и кондиционирования. – дис. .. канд. техн. наук. М, 1979. – 225 с.
6. И. Л. Шилович. Особенности тепло- и массопереноса в термосифонах со среднетемпературными теплоносителями в диапазоне 450÷900 К //Пром. Теплотехника, 1985. ,– Т. 7. – № 5. – С. 20–24.
7. А. А. Коба, В. В. Притула. Экспериментальное изучение режимов работы петлевого двухфазного термосифона. – тс. II Всерос. науч.-техн. конф., Ч. I. – Махачкала, 2011. – С. 142–147.
8. Г. В. Гоголев, В. М. Руденко, И. И. Свириденко и др. О выборе теплоносителя для низкотемпературных тепловых труб судовых низкотемпературных сифонов. – изв. АНБССР, сер. физ.-тех. наук. – Минск, 1986. – № 1. – С. 23–28.
9. В. Н. Богословский, М. Я. Поз. Теплофизика агрегатов утилизации теплоты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – Стройиздат, М.: – 1986. – 320 с.
10. В. П. Быстров, А. Л. Ефимов, М. В. Корзакова, Ю. М. Соскар. Утилизация тепла вытяжного воздуха с помощью рекуперативных теплообменников типа «воздух-воздух». // Водоснабжение и санитарная техника, 1981. – № 3. – С.10–12.
11. О. Б. Воробьев, А. Ф. Редько. Использование трубчатого водоподогревателя с кипящим слоем в схемах утилизации тепла газотурбинных установок. // тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. «Проблемы научно-технического прогресса в трубопроводном транспорте газа Западной Сибири ». – Тюмень, 1987. – С. 13–15.
12. Я. И. Аснин. Тепловое подобие, конвективный теплообмен и энтропия. – Харьков: ХГУ, 1962. – 112 с.
13. Н. В. Куликова Термодинамическая модель утилизатора на тепловых трубах / Н. В. Куликова, А. А. Редько // Холодильная техника и технология. – Вып. № 2 Одесса: ИХКЭ ОНАПТ. – 2014. – С. 51–55.

## References

1. V. A. Dintsin Unified approach to engineering thermal calculations of counterflow (ramjet) of heat reclaim units. Book : Issue 14, VNIИ Konditsioner. – Kharkiv, 1985. – P. 12–22.
2. L. Ch. Karnis Effectiveness of the two-stage heat recovery units // Water Supply and Sanitary Equipment. - 1986. – № 10. – P. 13–15.
3. Karpis L.E. The study of heat exchangers from two different thermal siphon heat recovery exhaust air ventilation and conditioning systems. – Thesis of Ph.D. of Technical Sciences.– M.: 1979. – 225 p.
4. I. L. Shilovich. Features of heat and mass transfer in a thermosyphon with medium-temperature heat transfer fluids in the range of 450-900 K // Prom. Heat Engineering, 1985 – t.7. – № 5. – P. 20–24
5. Koba A. A., V. V. Pritula. Experimental study of the modes of the two-phase loop of thermosyphon. – mc. II All-Russia Scientific Conference in Mahachkala, 2011. – P. 142–147.
6. Gogoliev G.V., V.M. Rudenko, Sviridenko I.I. On the choice of temperature to the low-temperature low-temperature heat pipes ship syphons. – Izv. ANBSSR – Minsk, – 1986. – № 1. – P. 23–28.
7. Bogoslovskyyi V. N., Poz M. Ia. Thermophysics heat recovery of units for heating, ventilation and air. Stroyizdat, M., 1986. – 320 p.
8. V. P. Bystrov, A. L. Efimov, M. V. Korzakova, Y. M. Soskar. Heat recovery of exhaust air by means of recuperative heat exchangers such as "air-to-air". // Water Supply and Sanitary Equipment, 1981.– № 3. – P. 10–12.
9. O. B. Vorobiov, A. F. Redko. Use of tubular water heater fluidized bed heat recovery schemes in gas turbines. // All-Union scientific-technical. conf. "Problems of scientific and technical progress in the pipeline transportation of gas in Western Siberia" / – Tyumen, 1987. – P. 13–15.
10. V. P. Bystrov, A.L. Efimov, M. V. Korzakov, Ju. M. Soskar. Utilization of heat of drawing air by rekuperativnykh teploobmennikov of type «air-air». // Water-supply and sanitary engineering, //1981. – № 3. – С.10–12.
11. O.B. Vorobev, A. F. Redko. Use of tubular vodopodogrevatelya with a boiling layer in the charts of utilization of heat of the gas-turbine settings. // tez. dokl. Vsesoyuz. nauch.-òãðí. konf. «Problems of scientific and technical progress are in the pipeline transport of gas of Western Siberia of»/.. – Tyumen, 1987. – P. 13–15.
12. Ya. I. Asnin. Thermal similarity, konvektivnyy heat exchange and entropy. – Kharkov: KhGU, 1962. – 112 p.
13. N. V. Kulikova. Thermodynamics model of utilizatora on thermal pipes / N. V. Kulikova, A. A. Redko // Refrigeration technique and technology. – Vyp. – № 2, Odessa: IKHKE ONAPT. – 2014. – P. 51–55.

Поступила в редакцию 20. 09 2014 г.