

УДК 621.565.93/.95

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-44-50

## Использование водоохлаждаемых газоходов в качестве теплоутилизаторов газоперекачивающих агрегатов

О.Е. Прун, А.Б. Гаряев, И.В. Сынков

Одним из направлений повышения эффективности эксплуатации газоперекачивающих агрегатов является применение систем утилизационного теплоснабжения промышленных площадок и близлежащих объектов. Для этих целей используются рекуперативные теплообменники вода–газ и котлы–утилизаторы. Поскольку эти аппараты имеют развитую поверхность теплообмена, их установка на пути отходящих газов может создавать значительное гидравлическое сопротивление. Это служит причиной существенного снижения вырабатываемой газовой турбиной электрической мощности.

Рассмотрены рекуперативные утилизаторы теплоты отходящих газов газоперекачивающих агрегатов, выполненных в виде водоохлаждаемых газоходов, устанавливаемых на секцию дымовой трубы. Преимуществом такой конструкции является сниженное гидравлическое сопротивление по газу в сравнении с традиционными экономайзерами и воздухоохладителями, а недостатком — небольшая поверхность теплообмена, а значит, и тепловая мощность аппаратов. Последнее компенсируется тем фактом, что газоперекачивающие агрегаты находятся на удалении от крупных потребителей тепловой энергии и утилизируемое тепло может быть использовано только на смежных технических объектах.

Проведены многовариантные поверочные расчёты для трёх видов поверхностей теплообмена водоохлаждаемого газохода: гладкой цилиндрической поверхности — внутренней поверхности самого газохода; цилиндрической поверхности, оребренной со стороны газа плоскими продольными ребрами (охлаждающая вода в этих случаях течет в кольцевом зазоре между газоходом и внешним концентрическим кожухом); поверхности, сформированной из цилиндрических труб, по которым течет охлаждающая вода. Конструкция утилизаторов проанализирована с помощью целевой функции, учитывающей теплогидравлические характеристики теплообменников. Определены тепловые мощности теплоутилизаторов, требуемые затраты электрической мощности на прокачку охлаждающей воды и влияние аппаратов на мощность турбины. Сделаны выводы об оптимальных конструкциях подобных теплообменников.

*Ключевые слова:* теплоутилизаторы, газоохладители, охлаждаемые газоходы, газоперекачивающие агрегаты, утилизация тепла отходящих газов.

*Для цитирования:* Прун О.Е., Гаряев А.Б., Сынков И.В. Использование водоохлаждаемых газоходов в качестве теплоутилизаторов газоперекачивающих агрегатов // Вестник МЭИ. 2018. № 3. С. 44—50. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-44-50.

## Exhaust Gas Heat Utilization Employment Of Water-cooled Gas Pipes

O.E. Prun, A.B. Garyaev, I.V. Synkov

Exhaust heat recovery is one of several ways to improve the efficiency of gas-compressor units. Recuperators and boilers used for these purposes are placed on the way of flue gas to provide a cross-flow of heat exchange area. The heat exchange area should be large due to low heat exchange coefficient numbers between a surface of a heat exchanger and a flue gas flow. This factor can result in large pressure drops of a gas flow and can cause significant gas turbine capacity reduction. Heat exchanger placed on the walls of a gas pipe section has smaller influence on the turbine capacity but its heat exchange area can not be large. From the other hand gas power plants are often a big distance away from heavy heat consumers, therefore large heat capacities of heat utilizers could not be in demand. It means that the main goal of the redundant heat usage is hot water supply and heating of operating platforms and several adjacent objects.

In this work three different constructions of recuperative heat utilizers were examined. All of them were placed on the walls of a flue pipe section. The cooling heat carrier was water. An objective function was used to compare thermal and hydraulic characteristics of recuperators such as heat capacity and electricity need for water pumping and turbine capacity loss. Multiple checking calculations were made for each construction type of a heat exchanger. Conclusions about the best construction of a heat utilizer were made based on computational results.

*Key words:* heat recovery devices, gas coolers, cooled gas ducts, gas compressor units, flue gas heat recovery.

*For citation:* Prun O.E., Garyaev A.B., Synkov I.V. Exhaust Gas Heat Utilization Employment Of Water-cooled Gas Pipes. MPEI Vestnik. 2018;3:44—50. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-3-44-50.

### Введение

В теплоэнергетике и теплотехнологиях образуется большое количество газов, нагретых до высоких температур. Примером могут служить отходящие газы сталеплавильных и нагревательных печей, газотурбинных установок (ГТУ) и другие продукты сгорания топлива на выходе из технологического оборудования. Перед инженерами стоят две взаимосвязанные задачи:

охлаждение самих газов для их последующей очистки и утилизация их теплоты с последующим полезным использованием энергии в технологических процессах, системах теплоснабжения или для получения электроэнергии в агрегатах, основанных на использовании органического цикла Ренкина или в двигателях Стирлинга.

Традиционные теплообменные аппараты, служащие для охлаждения отходящих газов (воздухонагреватели и экономайзеры), устанавливаются на пути

движения отходящих газов и создают значительное аэродинамическое сопротивление. В случае их использования для утилизации отходящих газов ГТУ существенно снижается вырабатываемая электрическая мощность [1, 2]. Избежать этого позволяет применение водоохлаждаемых газоходов. Они представляют собой теплообменные аппараты, устанавливаемые на участок газоходов с наружной стороны. Поверхностью теплообмена в этом случае будет являться поверхность самого газохода.

Одним из практических приложений водоохлаждаемых газоходов является утилизация теплоты отходящих газов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) газотранспортной системы России. Они часто используются на удалении от населенных пунктов, где высокие тепловые мощности применяемых в настоящее время утилизаторов не могут быть использованы ввиду отсутствия крупных потребителей [3]. С другой стороны, для отопления рабочих площадок газоперекачивающих станций необходима тепловая энергия, которую вырабатывают котельные, использующие в качестве топлива природный газ.

Водоохлаждаемые газоходы можно установить на часть поверхности дымовой трубы, в которую поступают газы с температурой порядка 450...500 °С [4, 5]. Вопрос состоит в том, какую тепловую мощность можно при этом снять и как развитие поверхности газоходов повлияет на механическую мощность ГПА. Это зависит от конструкций и геометрических параметров самих теплообменников, поэтому оптимизация конструкции и режимов их работы является важной задачей.

### Математическая постановка задачи

Необходимо спроектировать теплообменный аппарат в виде водоохлаждаемого газохода, который бы снимал теплоту с поверхности металлической дымовой трубы, и оптимизировать геометрические параметры аппарата таким образом, чтобы полученная тепловая мощность была наибольшей, а мощность на прокачку охлаждающей воды и снижение мощности турбины были бы минимальны. Оптимальные параметры определялись с помощью целевой функции  $Z$ , вычисляемой по формуле, введенной в [6]:

$$Z = Q - bN, \quad (1)$$

где  $Q$  — тепловая мощность газоохладителя, Вт;  $N$  — сумма затрат электроэнергии на прокачку охлаждающей воды и снижения механической мощности турбины ГПА  $\Delta N$  при повышении гидравлического сопротивления газоохладителя, Вт;  $b$  — коэффициент, устанавливаемый проектировщиком и характеризующий соотношение ценности для потребителя тепловой и механической энергии, вырабатываемой турбиной, и электрической энергии, необходимой для прокачки воды, в данном случае было принято  $b = 5$ .

При проектировании требуется иметь в виду, что некоторые энергетические преимущества, имеют место рост

металлоемкости, повышение стоимости, а также некоторое увеличение ветровой нагрузки за счет увеличения диаметра дымовой трубы. Также имеет значение масса конструкции, включающая не только массу металла, но и массу воды в каналах (в кольцевом зазоре). При этом целевая функция (1) может быть модифицирована, путем отнесения к любому из перечисленных параметров, например:

$$Z = \frac{1}{\Delta M} (Q - bN),$$

где  $\Delta M$  — приращение массы устанавливаемого оборудования.

Следует отдельно выделить задачу определения температурных напряжений на предвключенных участках, которая не была рассмотрена в данной работе.

Расчеты проведены для трех конструкций водяных охладителей отходящих газов:

- газоохладителей с концентрическим кожухом, в которых вода течет в зазоре между газоходом и цилиндрическим кожухом, обтекая стенку газохода снаружи (рис. 1). Оптимизируемым конструктивным параметром является внутренний диаметр концентрического кожуха, который в расчетах менялся в диапазоне  $D = 2,51...2,7$  м;

- газоохладителей с экранирующими трубами, по которым течет охлаждающая вода (рис. 2). В этом случае оптимизационный расчет проводился относительно внутреннего диаметра экранирующих труб, который менялся в диапазоне  $d = 15...525$  мм (толщина стенки трубы во всех случаях принималась 5 мм);

- газоохладителей с концентрическим кожухом, в которых поверхность газохода оребрена со стороны газа плоскими продольными ребрами (рис. 3). В этом

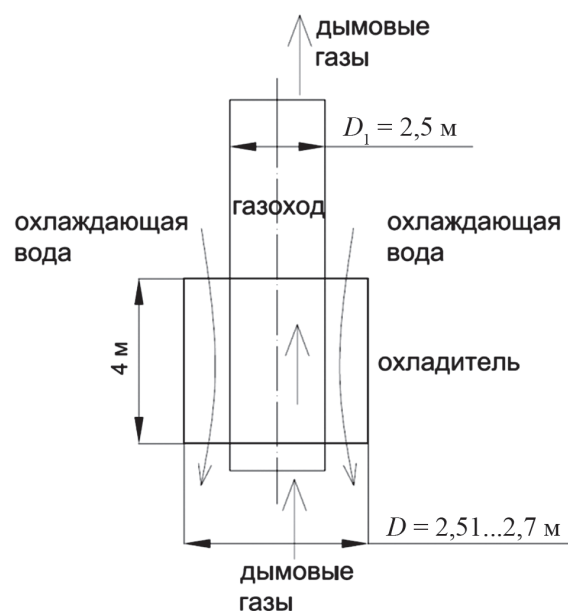


Рис. 1. Принципиальная схема водяного газоохладителя с концентрическим кожухом

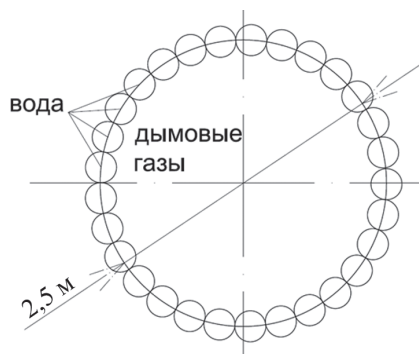


Рис. 2. Принципиальная схема газоохладителя с экранирующими трубами

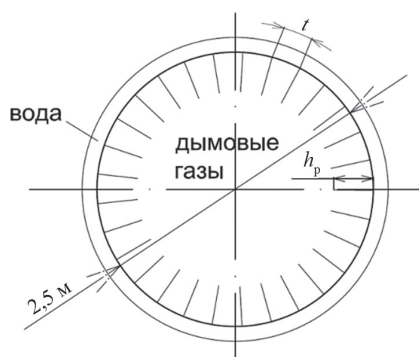


Рис. 3. Принципиальная схема газоохладителя с concentрическим кожухом и продольным оребрением со стороны отходящих газов

случае задача решалась с точки зрения оптимизации двух параметров: высоты и шага ребра. Величина зазора между газоходом и concentрическим кожухом в этом расчете не варьировалась и принималась 0,011 м. Толщина ребра — 5 мм, шаг ребра  $t$  менялся от 30 до 250 мм, высота ребра  $h_p$  — от 1 до 250 мм. Температура газа на входах  $t'_1 = 500$  °С,  $t'_2 = 70$  °С, расход газа  $G_1 = 18$  кг/с, воды  $G_2 = 100$  т/ч.

Конструктивные параметры газоходов были выбраны в соответствии с размерами одной (нижней) секции трубы системы выхлопа газоперекачивающего агрегата типа ГПА-16-02 «Урал» единичной мощностью 16 МВт производства НПО «Искра». Внутренний диаметр газохода — 2,5 м, высота секции — 4 м, толщина стенки — 5 мм. Схема движения теплоносителей — противоток. Коэффициент теплопроводности стенки — 40 Вт/(м·град.) (сталь 15).

Допущения:

- газовоздушная смесь состоит из воздуха, диоксида углерода и водяного пара. Ее состав определяется из стехиометрической реакции горения метана. Коэффициент избытка воздуха равен 4;
- теплоотдача с излучением в потоке газовой смеси мала.
- продольная теплопроводность по стенке не учитывается.

Для определения зависимости теплосъема от рассматриваемого конструктивного параметра газохода

в программной среде Matlab численно решалась система уравнений с учетом переменности теплофизических свойств у стенки и по длине теплообменника:

$$W_1 \frac{dt_1}{dF} = -k(t_1 - t_2);$$

$$W_2 \frac{dt_2}{dF} = -k(t_1 - t_2);$$

$$\frac{\lambda}{\delta}(t_{w1} - t_{w2}) = \alpha_1(t_1 - t_{w1});$$

$$\alpha_1(t_1 - t_{w1}) = \alpha_2(t_{w2} - t_2),$$

где  $W_1, W_2$  — полные теплоемкости массовых расходов горячего и холодного теплоносителей, Вт/град.;  $t_1, t_2$  — температуры горячего и холодного теплоносителей, град.;  $\alpha_1, \alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи от горячего и холодного теплоносителей к стенке, Вт/(м²·град.);  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·град.);  $F$  — площадь поверхности теплообмена, м²;  $\lambda, \delta$  — теплопроводность (Вт/(м·град.)) и толщина (м) стенки газохода. Коэффициенты теплоотдачи со стороны газов и со стороны воды определялись с использованием общепринятых критериальных соотношений для турбулентного течения в каналах.

Мощность ГПА в общем случае может быть вычислена как

$$N = (l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}) G \eta_{\text{мех}},$$

где  $l_{\text{расш}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{вх}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{мех}}$  — полез-

ная работа расширения в турбине [7, 8],  $p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$  — давление на входе и выходе из турбины,  $p_{\text{вх}} = 1,5$  МПа,  $p_{\text{вых}} = 0,1$  МПа;  $k$  — показатель адиабаты,  $k = 1,4$ ;  $\eta_{\text{oi}}$  — внутренний относительный КПД турбины,  $\eta_{\text{oi}} = 88,4$  %;  $\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД газовой турбины ГПА,  $\eta_{\text{мех}} = 99,8$  %;  $R$  — индивидуальная газовая постоянная,  $R = 287$  Дж/(кг·К);  $T_{\text{вх}}$  — температура на входе в турбину,  $T_{\text{вх}} = 1050 + 273$  К;

$l_{\text{сж}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{вх}} \left[ \left( \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \eta_{\text{oi}}$  — работа сжатия

в компрессоре;  $p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$  — давление на входе и выходе из компрессора,  $p_{\text{вх}} = 0,1$  МПа,  $p_{\text{вых}} = 1,5$  МПа;  $\eta_{\text{oi}}$  — внутренний относительный КПД компрессора,  $\eta_{\text{oi}} = 88,2$  %;  $T_{\text{вх}}$  — температура на входе в компрессор,  $T_{\text{вх}} = 20 + 273$  К.

Снижение мощности турбины из-за установки газоохладителей различных конструкций выглядит как

$$\Delta N = N_0 - N_1 = \Delta l_{\text{расш}} G \eta_{\text{мех}},$$

где  $N_0$  — мощность турбины при установке гладкого газохода заданного диаметра и высоты;  $N_1$  — мощность турбины при установке газохода с развитой поверхностью теплообмена;

$$\Delta I_{\text{расш}} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{вх}} \left[ \left( \frac{p_{\text{вх1}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{\text{вх0}}}{p_{\text{вх}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{oi} \eta_{\text{мех}};$$

$p_{\text{вх1}} = 0,1 + \Delta p_1$ , МПа;  $\Delta p_1$  — падение давления в газоход с развитой поверхностью, МПа;  $p_{\text{вх0}} = 0,1 + \Delta p_0$ , МПа;  $\Delta p_0$  — падение давления в газоход с гладкой поверхностью, МПа.

Падение давления учитывает потери на трение и ускорение потока  $\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}}$ . Поскольку и в случае использования водяного газоохладителя, и в случае его отсутствия происходит охлаждение газа по тракту трубы, то падение давления на ускорение потока является величиной отрицательной.

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{L}{d} \frac{\rho \omega^2}{2};$$

$$\Delta p_{\text{уск}} = (\rho \omega^2)_{\text{вх}} - (\rho \omega^2)_{\text{вх}};$$

$d = 2,5$  м в случае гладкого газохода;  $d = d_r$  в случае сечения сложной формы;  $\omega$  — скорость газа, м/с;  $\xi = \frac{1}{(1,81 \lg(\text{Re}) - 1,5)^2}$  — коэффициент сопротивления [9].

## Основные результаты расчета

### Гладкий газоохладитель с концентрическим кожухом

Зависимость целевой функции  $Z$  от внутреннего диаметра концентрического кожуха изображена на рис. 4.

В рассмотренном случае максимальное значение целевой функции составляет 282 кВт и соответствует величине зазора 0,011 м. При изменении режимных параметров (например, при увеличении расхода воды или

уменьшении расхода газа) функция  $Z$  может иметь более ярко выраженный максимум, смещенный вправо, а также область отрицательных значений, в которой затраты электрической энергии будут превышать тепловую мощность теплообменника.

### Газоохладитель с экранирующими трубами

Зависимость целевой функции  $Z$  от диаметра экранирующих труб представлена на рис. 5.

Скачкообразный характер графиков связан со ступенчатым изменением площади поверхности теплообмена и проходного сечения по газу при постепенном увеличении диаметра экранирующих труб (скачкообразно изменяется количество труб, которое можно разместить по окружности заданного диаметра 2,5 м). При увеличении диаметра экранирующих труб суммарная площадь поверхности теплообмена уменьшается, но скорость движения газа и коэффициент теплоотдачи с его стороны увеличивается, что обуславливает рост коэффициента теплопередачи. При данных параметрах расчета ярко выраженного максимума не наблюдается, но можно выделить локальные максимумы, связанные с увеличением площади поверхности теплообмена.

Зависимость мощности газовой турбины ГПА от диаметра экранирующих труб показана на рис. 6. Видно, что снижение мощности газовой турбины ГПА невелико. Рост значения целевой функции обусловлен более быстрым ростом теплоотвода, связанным с увеличением теплоотдачи со стороны газа, и одновременным снижением требуемой мощности на прокачку воды из-за увеличения поперечного сечения.

### Газоход с концентрическим кожухом, оребренный продольными ребрами со стороны газа

В результате оптимизационного расчета по высоте и шагу ребра получен график целевой функции  $Z$  (рис. 7). При выбранных режимных параметрах во всей

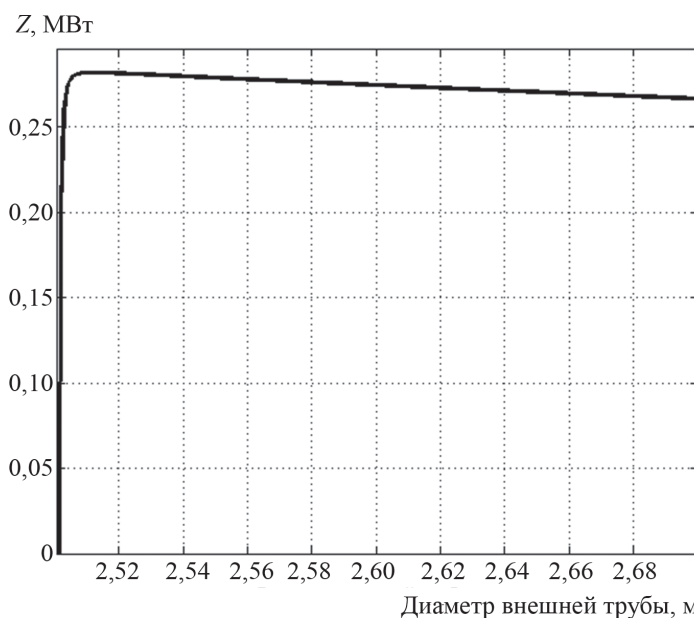


Рис. 4. Изменение значения целевой функции в зависимости от диаметра концентрического кожуха

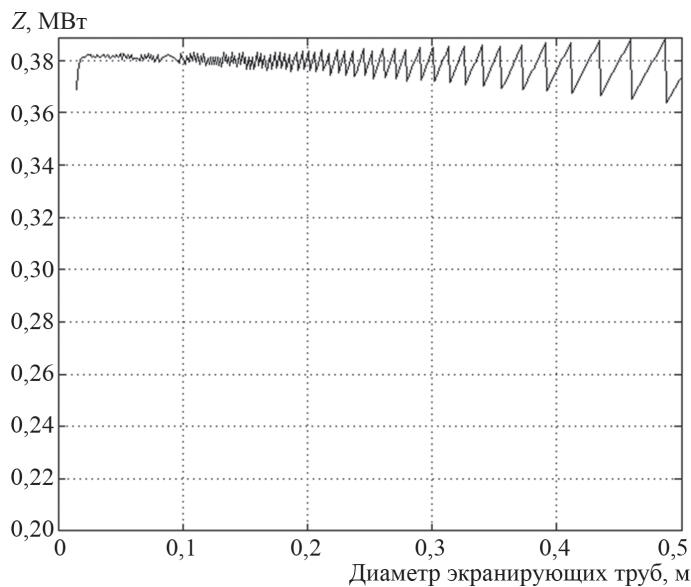
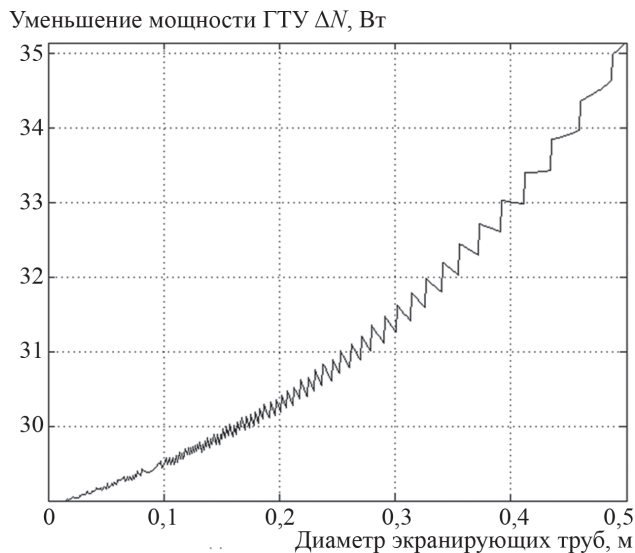
Рис. 5. Зависимость целевой функции  $Z$  от диаметра экранирующих труб

Рис. 6. Зависимость мощности газовой турбины ГПА от диаметра экранирующих труб

области расчета максимум целевой функции не наблюдается. Она растет при увеличении степени оребрения поверхности со стороны газа.

Результаты оптимизационных расчетов, проведенных для всех конструкций газоходов, представлены в таблице.

Зависимость снижения мощности газовой турбины ГПА от изменяемых в расчетах параметров дана на рис. 8. Видно, что снижение мощности турбины невелико. При выбранных режимных параметрах падение давления по газу составляет  $\sim 10$  Па при максимальном загромождении поперечного сечения ребрами. Следует отметить, что для утилизации тепла отходящих газов в настоящее время применяют утилизационные теплообменники, падение давления в которых составляет порядка 900 Па [10], что может вызывать снижение мощности газовой турбины ГПА ( $\sim 150$  кВт).

Таким образом, применение водоохлаждаемых газоходов, установленных на дымовых трубах ГПА, может стать хорошей альтернативой традиционным теплоутилизаторам в тех случаях, когда имеется потребность в небольшой тепловой мощности.

## Заключение

Рассмотрен способ утилизации теплоты отходящих высокотемпературных газов ГПА путем установки водоохлаждаемых газоходов на дымовую трубу.

Проанализированы и оптимизированы три возможные конструкции водоохлаждаемых газоходов: с концентрическим кожухом, с экранирующими трубами и с концентрическим кожухом и продольными ребрами со стороны отходящих газов. Для оптимизации использована целевая функция, учитывающая передаваемую

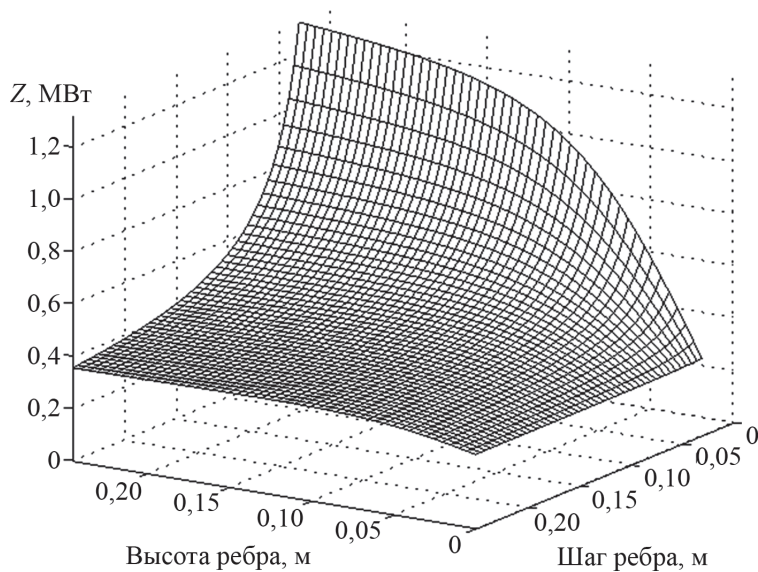
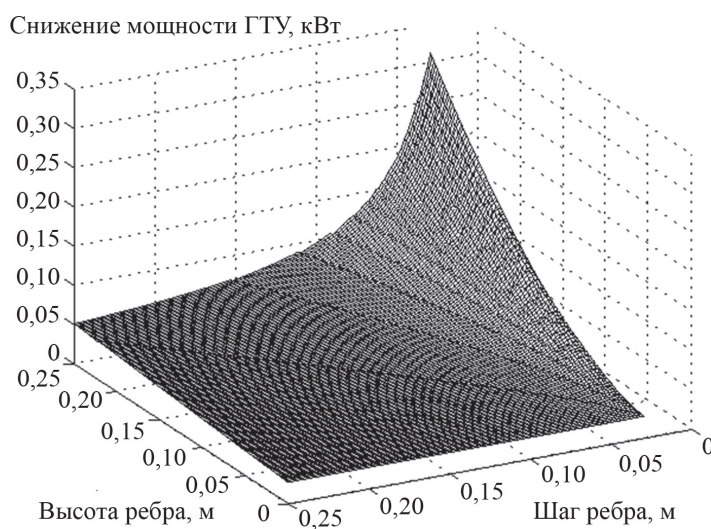
Рис. 7. Зависимость значений целевой функции  $Z$  от высоты и шага продольных ребер

Рис. 8. Результаты расчета снижения мощности газовой турбины ГПА

Результаты расчетов, соответствующие оптимальному значению целевой функции  $Z$ 

Вариант конструкции газохладителя	$Z_{\max}$ , кВт	$Q$ , кВт	$t_1''$ , °C	$t_2''$ , °C	Снижение мощности газовой турбины ГПА $\Delta N$ , Вт	Оптимальные параметры конструкции
С концентрическим кожухом	281,8	282,1	486,7	72,4	Отсутствует	Зазор между газоходом и кожухом $\delta = 0,011$ м
С экранирующими трубами	389,1	389,3	481,7	73,3	35,5	Диаметр труб $d = 0,519$ м
С концентрическим кожухом и оребрением со стороны ОГ	1 318,7	1 320,7	437,2	81,4	306,9	Высота ребер $H = 0,246$ м; шаг оребрения $t = 0,03$ м (степень оребрения $\psi = 17,4$ )

тепловую мощность, затраты мощности на прокачку теплоносителя и снижение мощности газовой турбины при установке теплоутилизатора.

После оптимизации геометрических параметров теплообменника получены следующие результаты: с одной секции дымовой трубы высотой 4 м и диаметром 2,5 м можно снять до 282 кВт теплоты в случае применения газоохладителя с концентрическим кожухом; до 389 кВт теплоты в случае применения газоохладителя с экранирующими трубами и до 1320 кВт при применении газоохладителя с концентрическим кожухом и внутренним оребрением со стороны отходящих газов.

Снижение мощности газовой турбины при установке водоохлаждаемых газоходов во всех рассмотренных случаях несущественно, что является их важным преимуществом по сравнению с традиционными теплоутилизаторами.

## Литература

1. **Carapellucci R., Giordano L.** The Recovery of Exhaust Heat from Gas Turbines // Efficiency, Performance and Robustness of Gas Turbines. Rijeka: InTech, 2012.
2. **Carapellucci R.** A Unified Approach to Assess Performance of Different Techniques for Recovering Exhaust Heat From Gas Turbines // Energy Conversion and Management. 2009. V. 50. Pp. 1218 — 1226.
3. **Теплообменники энергетических установок.** Екатеринбург: Изд-во Сократ, 2003.
4. **Тимошенко С.Н., Тищенко П.И.** Проблемы эксплуатации водоохлаждаемых элементов дуговых сталеплавильных печей высокой мощности // Наукові праці Донецького національного техн. ун-ту. Серія «Металургія». 2009. Вип. 11 (159). С. 58 — 65.
5. **Швец М., Сталинский Д.** Очистка газов в металлургических производствах // НМ — оборудование. 2007. № 2. С. 50 — 57.
6. **Гаряев А.Б., Прун О.Е., Клименко А.В.** Определение оптимального соотношения характеристик микроканальных теплообменных аппаратов // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22. № 6. С. 751 — 760.
7. **Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е.** Техническая термодинамика. М.: Изд. дом МЭИ, 2008.
8. **Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д.** Турбины тепловых и атомных электрических станций. М.: Изд-во МЭИ, 2001.
9. **Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем.** СПб.: АНО НПО «Мир и Семья», НПО «Профессионал», 2006.
10. **Каталог энергетического оборудования.** М.: Газотурбинные технологии, 2016.

## References

1. **Carapellucci R., Giordano L.** The Recovery of Exhaust Heat from Gas Turbines. Efficiency, Performance and Robustness of Gas Turbines. Rijeka: InTech, 2012.

2. **Carapellucci R.** A Unified Approach to Assess Performance of Different Techniques for Recovering Exhaust Heat From Gas Turbines. Energy Conversion and Management. 2009;50:1218 — 1226.

3. **Теплообменники энергетических установок.** Екатеринбург: Изд-во Сократ, 2003. (in Russian).

4. **Timoshenko S.N., Tishchenko P.I.** Problemy Eksploatatsii Vodoohlazhdaemyh Elementov Dugovyh Staleplavil'nyh Pechey Vysokoy Moshchnosti. Naukovi Pratsi Donets'kogo Natsional'nogo Tekhn. Un-tu. Seriya «Metalurgiya». 2009;11 (159):58 — 65. (in Russian).

5. **Shvets M., Stalinskiy D.** Ochistka Gazov v Metallurgicheskikh Proizvodstvakh. NM — Oborudovanie. 2007;2:50 — 57. (in Russian).

6. **Garyayev A.B., Prun O.E., Klimenko A.V.** Opre-delenie Optimal'nogo Sootnosheniya Harakteristik Mikrokanal'nyh Teploobmennyyh Apparatov. Teplofizika i Aero-mekhanika. 2015;22;6:751 — 760. (in Russian).

7. **Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E.** Tekhnicheskaya Termodinamika. M.: Izd. Dom MPEI, 2008. (in Russian).

8. **Kostyuk A.G., Frolov V.V., Bulkin A.E., Truhniy A.D.** Turbiny Teplovyh i Atomnyh Elektricheskikh Stantsiy. M.: Izd-vo MPEI, 2001. (in Russian).

9. **Spravochnik po Raschetam Gidravlicheskikh i Venti-lyatsionnyh Sistem.** SPb.: ANO NPO «Mir i Sem'ya», NPO «Professional», 2006. (in Russian).

10. **Katalog Energeticheskogo Oborudovaniya.** M.: Gazoturbinnyye Tekhnologii, 2016. (in Russian).

## Сведения об авторах

**Прун Ольга Евгеньевна** — старший преподаватель кафедры теплообменных процессов и установок НИУ «МЭИ», e-mail: olgaproon@mail.ru

**Гаряев Андрей Борисович** — доктор технических наук, заведующий кафедрой теплообменных процессов и установок НИУ «МЭИ», e-mail: GariayevAB@mpei.ru

**Сынков Илья Владимирович** — кандидат технических наук, доцент кафедры теплообменных процессов и установок НИУ «МЭИ»

## Information about authors

**Prun Olga E.** — Senior Lecturer of Heat-and-Mass Exchange Processes and Installations Dept., NRU MPEI, e-mail: olgaproon@mail.ru

**Garyayev Andrey B.** — Dr.Sci. (Techn.), Head of Heat-and-Mass Exchange Processes and Installations Dept., NRU MPEI, e-mail: GariayevAB@mpei.ru

**Synkov Ilya V.** — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Exchange Processes and Installations Dept., NRU MPEI

Статья поступила в редакцию 05.07.2017