

УДК 621.438

На основі оптимізаційних розрахунків продемонстрована ефективність використання профільованих поверхонь теплообміну для отримання регенератора газотурбінних установок з мінімальними масогабаритними показниками. Приведені рекомендації по вибору геометричних характеристик поверхонь і граничних умов для виконання розрахунку. Отримані результати порівняння масогабаритних показників гладкотрубних і профільованих поверхонь

**Ключові слова:** оптимізація, поверхня, теплообмін, малогабаритні показники

На основе оптимизационных расчетов продемонстрирована эффективность использования профилированных поверхностей теплообмена для получения регенератора газотурбинных установок с минимальными массогабаритными показателями. Приведены рекомендации по выбору геометрических характеристик поверхности и граничных условий для выполнения расчета. Получены результаты сравнения массогабаритных показателей гладкотрубных и профилированных поверхностей

**Ключевые слова:** оптимизация, поверхность, теплообмен, массогабаритные показатели

On the basis of optimization calculations efficiency use of the profiled heat-transfer surfaces for deriving gas turbine plants regenerator with minimum mass and overall indexes is shown. Recommendations at the choice of geometrical performances of the surface and boundary conditions for execution of calculation are reduced. Results of comparison mass and overall indexes the tube and the profiled surfaces are obtained

**Key words:** optimization, surface, heat transfer, minimum mass and overall indices

#### Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

Одним из наиболее перспективных методов повышения топливной эффективности ГТУ в настоящее время считается применение регенерации теплоты [1,2], которая позволяет повысить КПД установки до 40–42% при относительно невысоких температурах газа (что дополнительно увеличивает ресурс и надежность двигателя), выполнить двигатель с однокаскадным газогенератором и обойтись малоступенчатым компрессором. Однако, регенератор представляет собой наиболее массивный элемент установки, обладающий к тому же наибольшими габаритами. Это приво-

## ОПТИМИЗАЦИЯ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕГЕНЕРАТОРОВ ГТУ

**В. В. Кузнецов**

Кандидат технических, доцент  
Кафедра технической теплофизики и судовых  
паропроизводящих установок  
Национальный университет кораблестроения имени  
адмирала Макарова  
пр. Героев Сталинграда 9, г. Николаев, Украина, 54025  
Контактный тел.: 8 (050) 493-02-76  
E-mail: aootnet@ukr.net, kuznetsov\_v\_v@ukr.net

**Д. Н. Соломонюк**

Инженер-конструктор I категории, руководитель группы  
Отдел утилизационных котлов и теплообменных  
аппаратов  
ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"  
пр. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018  
Контактный тел.: 8 (0512) 49-74-20  
E-mail: dns\_wrk@ukr.net

дит к росту массы и стоимости установки, увеличению времени пуска и перехода с режима на режим (за счет большой тепловой инерционности массивного теплообменного пакета), усложняет компоновку ГТУ. Поэтому важнейшей проблемой применения регенерации теплоты в ГТУ является снижение массы регенератора и повышение его компактности.

#### Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы

Накопленный опыт проектирования и эксплуатации регенеративных ГТУ, экспериментальные исследования и последние разработки [1–3], показывают,

что в настоящее время наиболее перспективными для применения в регенераторах стационарных установок являются трубчатые поверхности теплообмена, которые считаются более надежными в эксплуатации и устойчивыми к тепловым нагрузкам. Но по сравнению с пластинчатыми поверхностями нагрева, они обычно обладают большей массой и габаритами, что еще более остро ставит вопрос о создании высокоэффективной компактной конструкции регенератора.

#### Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья

В последнее время для применения в регенераторах ГТУ предложено большое количество трубчатых теплообменных поверхностей, которые условно можно поделить на несколько групп:

- поверхности из круглых труб с различным видом оребрения;
- поверхности из гладких труб с интенсификаторами теплоотдачи в виде лунок, выступов и канавок
- поверхности из труб в виде обтекаемых профилей с оребрением.

Вопрос применения оребренных поверхностей в регенераторах ГТУ был рассмотрен в [2, 4], где было показано, что в связи с особенностями протекания теплообмена между газовыми теплоносителями и изготовления оребренных поверхностей, они могут уступать по массе гладкотрубным. Более перспективными представляются поверхности с интенсификаторами в виде лунок, выступов и впадин [4]. С другой стороны, поверхности, выполненные из обтекаемых профилей (овальных и каплеобразных труб), также могут обеспечить существенное снижение массы и габаритов теплообменника, как это было показано еще в [5]. Проведенные исследования также показывают, что комбинирование обтекаемого профиля с интенсификаторами теплоотдачи может привести к существенному повышению эффективности поверхности теплообмена, в результате которых был предложен новый вид теплообменной поверхности из овальных труб с интенсификаторами [6].

В тоже время сами авторы [5], указывая на перспективность поверхности из овальных труб, отметили, что сравнение проведено не для наилучших вариантов теплообменных поверхностей и полученные ими результаты не дают исчерпывающего ответа на вопрос об относительной эффективности пучков. Таким образом, необходим дополнительный сравнительный анализ эффективности поверхностей теплообмена из овальных и круглых труб.

#### Цель и задачи исследования

Целью настоящего исследования является выполнение сравнительного анализа поверхностей теплообмена из круглых и овальных гладких труб и демонстрация перспективности последних для применения в регенераторах ГТУ и для выполнения дальнейших исследований по интенсификации их теплообмена.

Достижение указанной цели осуществляется путем решения следующих задач:

- 1) выбором условий сравнения теплообменных поверхностей;
- 2) разработкой рекомендаций по выбору геометрических характеристик теплообменных поверхностей из овальных труб и ограничений, накладываемых на них;
- 3) выбором критериальных уравнений для расчета теплообмена и сопротивления в пучках овальных труб;
- 4) анализом возможности применения интенсифицированных поверхностей теплообмена в теплообменных аппаратах ГТУ.

#### Изложение основного материала исследований с полным обоснованием полученных научных результатов

Сравнение поверхностей нагрева из овальных и круглых труб выполнено путем оптимизационных расчетов многоходового регенератора на параметры ГТУ, приведенные в [1], и те же степень регенерации ( $\tau=0,85$ ) и суммарные относительные потери давления ( $\delta P_{\Sigma}=4\%$ ). Поверхность теплообмена регенератора (рис. 1.а) выполнена из гладкотрубных плоских змеевиков концы, которых крепятся в собирающем и раздающем воздушных коллекторах (регенератор "котельного типа") [1,2]. Трубки между ходами соединяются при помощи гнутых калачей того же диаметра. Воздух течет внутри труб и совершает несколько ходов на встречу газу, который обтекает трубки снаружи и совершает один ход.

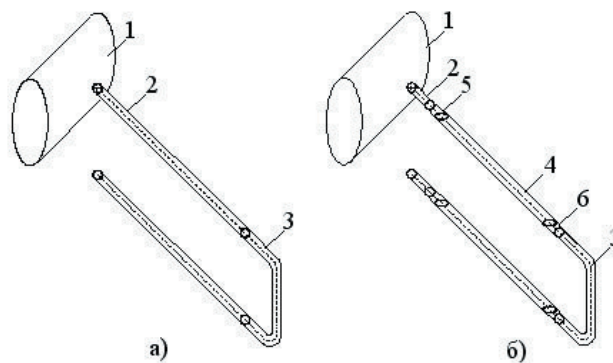


Рис. 1. Элемент теплообменной поверхности гладкотрубного регенератора с цилиндрическими (а) и овальными (б) теплообменными трубками: 1 — коллектор; 2 — цилиндрическая трубка; 3 — калач; 4 — овальная трубка; 5 — переходник цилиндр-овал; 6 — переходник овал-цилиндр

Особенностью предлагаемой конструкции регенератора с поверхностью теплообмена из овальных труб (рис. 1.б) является то, что с овальным профилем выполняется только часть трубки, которая участвует в теплообмене. Концы трубок, привариваемые к коллекторам, и калачи, по которым воздух переходит из одного хода в другой, выполнены круглого сечения. Это позволяет улучшить технологичность поверхности теплообмена из овальных труб: нет необходимости выполнять отверстия в коллекторе овального сечения,

сохраняются минимальные шаги между отверстиями в коллекторе, характерные для компактного пучка круглых труб, проще выполнить гибы труб для колен. Но с другой стороны на каждом ходу воздуха появляются два переходника с круглого на овальное сечение и наоборот, сопротивление которых необходимо учесть при расчете потерь давления по внутритрубному пространству.

Оптимизационный расчет гладкотрубного регенератора, исходные и оптимизируемые параметры, а также ограничения, накладываемые на геометрические параметры поверхности теплообмена, достаточно подробно изложены в [4]. В данной работе необходимо отметить только некоторые особенности присущие овальным трубам.

При оптимизации теплообменника из круглых труб на величины шагов труб в пучке необходимо установить следующие ограничения, выходящие из условия свободного (без касания) размещения труб (рис. 2.а):

- по поперечному шагу труб в пучке:

$$s_1 - d \geq \delta_{\min}$$

- по продольному шагу труб в пучке:

$$s_2 - d \geq \delta_{\min}$$

- по косому шагу труб в пучке:

$$\sqrt{\left(\frac{s_1}{4}\right)^2 + s_2^2} - d \geq \delta_{\min},$$

где  $\delta_{\min} = 1...2$  мм – минимальный зазор между поверхностью труб в пучке.

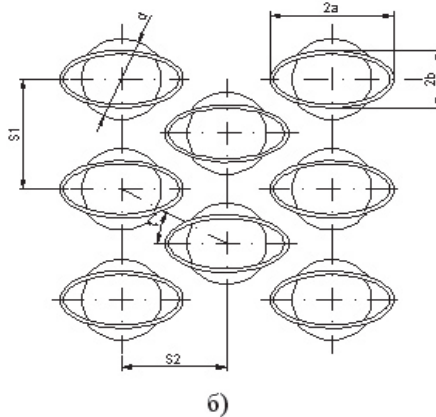
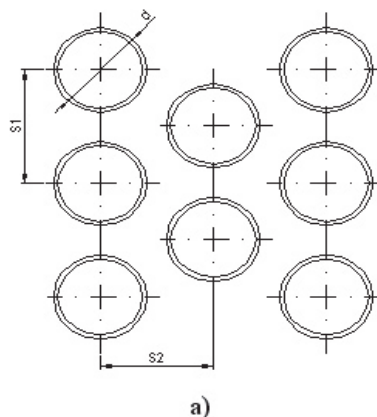


Рис. 2. Компоновка гладкотрубных пучков из круглых (а) и овальных (б) трубок

При расчете пучка овальных труб необходимо ввести следующие ограничения (рис. 2.б):

- по поперечному шагу для круглых участков труб в торцах пучка:

$$s_1 - d \geq \delta_{\min}$$

- по продольному шагу для круглых участков труб в торцах пучка:

$$s_2 - d \geq \delta_{\min}$$

- по косому шагу для круглых участков труб в торцах пучка:

$$\sqrt{\left(\frac{s_1}{4}\right)^2 + s_2^2} - d \geq \delta_{\min}$$

- по поперечному шагу для овальных участков труб в пучке:

$$s_1 - 2b \geq \delta_{\min}$$

- по продольному шагу для овальных участков труб в пучке:

$$s_2 - 2a \geq \delta_{\min}$$

- по косому шагу для овальных участков труб в пучке:

$$\sqrt{\left(\frac{s_1}{4}\right)^2 + s_2^2} - 2\sqrt{(a \cdot \cos t)^2 + (b \cdot \sin t)^2} \geq \delta_{\min},$$

где

$$\cos t = \frac{s_2}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{4}\right)^2 + s_2^2}}, \quad \sin t = \frac{\frac{s_1}{4}}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{4}\right)^2 + s_2^2}}.$$

Для получения наилучшего варианта поверхности теплообмена необходимо провести оптимизацию параметров теплообменника по ряду параметров [4], которые присутствуют в критериальных уравнениях теплоотдачи и сопротивления каналов. Имеющиеся в литературе (например, в [5,8]) уравнения получены только для одного пучка и не учитывают

изменения продольного и поперечного шагов труб в пучке и количества рядов труб поперек потока и таким образом не пригодны для решения поставленной задачи. Это приводит к необходимости проведения отдельных исследований: натурных теплогидравлических испытаний или моделирования течений при помощи специальных пакетов моделирования движения жидкости и газа, таких как FlowVision. Последний метод позволяет получить данные по теплообмену и сопротивлению пучков без изготовления моделей и их экспериментального исследования, что является весьма длительным и трудоемким процессом. Предварительные исследования показали возможность использования имеющихся литературных данных на этапах предварительных расчетов. В связи с этим оптимизацию параметров регенератора можно выполнить следующим образом:

1. По специальной литературе подбираются критериальные уравнения описывающие теплообмен и сопротивления в пучках сходной геометрии, которые отвечают требованиям оптимизационных расчетов;

2. На контрольном примере сравниваются результаты расчета по предложенной зависимости с данными исследований пучков овальных труб [5,8];

3. Выполняются оптимизационные расчеты поверхности теплообмена из овальных труб, определяются ее геометрические параметры.

4. Выполняется исследование теплообмена и гидродинамики полученной поверхности в ПО FlowVision, полученные результаты сравниваются с расчетом по предложенной зависимости, и при необходимости вносятся корректировки в критериальные уравнения.

На этапе предварительных расчетов в качестве критериального уравнения расчета теплоотдачи для пучков овальных труб предлагается использовать уравнение для расчета теплоотдачи при обтекании тел различной формы, приведенное в [7]. На базе этого уравнения в [7] была также предложена зависимость для расчета теплоотдачи пучков круглых труб и продемонстрировано удовлетворительное совпадение результатов расчета и опытных данных.

В соответствии с [7]:

- теплоотдача пучка трубок:

$$Nu_n = \frac{1 + f_A(1-n)}{n} Nu_p$$

- теплоотдача одного ряда трубок:

$$Nu_p = 0,3 + \sqrt{Nu_n^2 + Nu_t^2}$$

- теплоотдача для ламинарного режима течения:

$$Nu_n = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr}$$

- теплоотдача для турбулентного режима течения:

$$Nu_t = \frac{0,37 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

- характерная скорость среды в пучке для расчета числа Рейнольда определяется по скорости набегающего потока ( $w_n$ ):

$$w = \frac{w_n}{\psi}$$

Для пучков круглых и овальных трубок в таблице 1 приведено определение основных геометрических параметров пучков, необходимых для расчета теплоотдачи по указанным формулам.

На рис. 3 приведены результаты сравнения коэффициентов теплоотдачи для пучка овальных труб, с геометрией по [8], определенные по приведенному там же критериальному уравнению, и по предлагаемым зависимостям. Поскольку характерные размеры и скорости для данных зависимостей различаются, то результаты сравнения приведены к скорости набегающего потока газа.

В связи с отсутствием данных по сопротивлению овальных пучков коэффициент трения  $f$  пучка овальных труб предлагается определять по аналогии Рейнольда, модифицированной Кольбарном [9]

$$\frac{f}{2} Pr^{-2/3} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$$

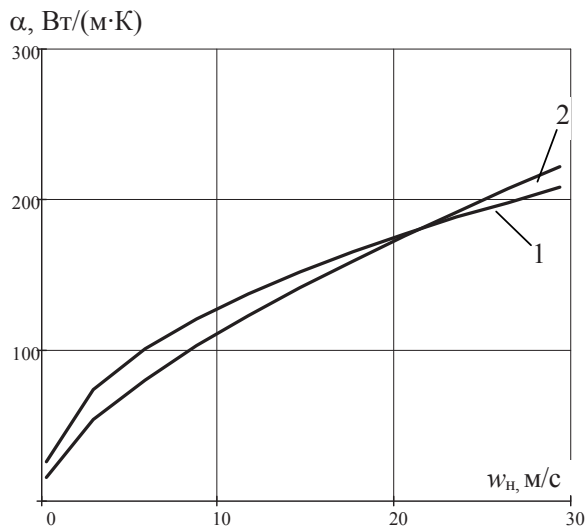


Рис. 3. Коэффициенты теплоотдачи для пучка овальных труб, определенные по критериальному уравнению [8] (1) и по предложенной методике (2)

Пучок овальных труб с геометрическими характеристиками, полученными в результате расчетов, был исследован при помощи системы моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Полученные значения коэффициента теплоотдачи пучка удовлетворительно совпадают со значениями, рассчитанными по предложенным зависимостям.

Таблица 1

Определение геометрических параметров пучков для пучков круглых по [7] и овальных труб

Величина	Для круглых труб	Для овальных труб
Характерный размер	$l = \frac{\pi}{2} d$	$l = \frac{\pi}{2} (1,5(a+b) - \sqrt{ab})$
Доля пустот	$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot s_1/d}$ при $s_2/d \geq 1$ $\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot s_1/d \cdot s_2/d}$ при $s_2/d < 1$	$\psi = 1 - \frac{\pi b}{2 \cdot s_1}$ при $s_2/2a \geq 1$ $\psi = 1 - \frac{\pi ab}{s_1 \cdot s_2}$ при $s_2/2a < 1$
Коэффициент структуры	$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot s_2/d}$	$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot s_2/2a}$

В результате выполнения оптимизационных расчетов для пучков гладких цилиндрических трубок с диаметром  $22 \times 1$  мм оптимальные параметры регенератора были получены для шестиходового теплообменника с двенадцатью рядами трубок в одном ходу. Для пучка овальных труб ( $a = 15,6$  мм,  $b = 7,8$  мм) наименьшая масса регенератора была достигнута также для шестиходового пакета, но с четырнадцатью рядами трубок в одном ходу и уменьшением поперечного сечения пакета. При этом, масса регенератора из овальных труб получилась на 15% меньше, чем регенератора из круглых труб.

#### Выводы и перспективы дальнейшего исследования

Предложена конструкция регенератора с теплообменной поверхностью из овальных труб, которая будет использоваться в дальнейших исследованиях пучков овальных труб с интенсификаторами.

До получения критериальных уравнений по расчету теплообмена овальных труб при разных шагах труб в пучке можно с достаточной точностью использовать уравнения из [7], с расчетом геометрических параметров по зависимостям, приведенным в данной работе.

В результате оптимизационных расчетов вариантов регенераторов ГТУ показано, что при оптимальных параметрах теплообменной поверхности, пучки из овальных труб имеют меньшую массу, чем пучки из круглых труб. Это показывает перспективность использования шахматных пучков овальных труб в регенераторах ГТУ. Очевидно, большой положительный эффект будут иметь пучки овальных трубок с интенсификаторами в виде впадин [6], которые будут рассмотрены в процессе дальнейших исследований.

#### Литература

1. Спицын В.Е., Боцула А.Л., Чобенко В.Н., Соломонюк Д.Н. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА. Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков: НТУ ХПИ – 2008- №35 с. 3-6
2. Мовчан С.Н., Бочкарев Ю.В., Соломонюк Д.Н. Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты// Газотурбинные технологии – 2008г. – №8 – с.8-11
3. Огнев В.В. , Зуев А.В., Бухарин Н.Н. Газоперекачивающий агрегат "Надежда" // Турбины и компрессоры. – 2004 – №1-2 – с5-9.
4. Кузнецов В.В., Соломонюк Д.Н. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов//Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков: НТУ ХПИ – 2008- №35 с. 78-88
5. Петровский Ю.В., Фастовский В.Г. Современные эффективные теплообменники. – Москва: Госэнергоиздат – 1962 – 255с.
6. Кузнецов В.В., Якимович А.В., Кузнецова С.А. Теплообменная поверхность. Патент Украины на корисну модель №37930, 10.12.2008. бюл. №23
7. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.1/Пер с англ., по ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.: ил.
8. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.: ил.
9. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ./Справочник – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.: ил.