

УДК 536.24:541.11

О ПРИМЕНЕНИИ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С УГЛУБЛЕНИЯМИ В РЕГЕНЕРАТОРАХ ГТУ

Халатов А.А., академик НАН Украины, Коваленко Г.В., канд. техн. наук, Мейрис А.Ж.

Институт технической теплофизики НАН Украины 03680, Киев, ул. Желябова 2а

Проведено порівняння теплообміну і гідравлічного опору пучків гладких труб і труб з поверхнею, формованою заглибленнями. Розрахунки, виконані для ГТУ потужністю 16 МВт, дозволяють мінімізувати масу регенератора.

Проведено сравнение теплообмена и гидравлического сопротивления пучков гладких труб и труб с поверхностью, формованной углублениями. Расчеты, выполненные для ГТУ мощностью 16 МВт, позволяют минимизировать массу регенератора.

Comparison of heat transfer and hydraulic resistance of bundles of smooth tubes and pipes with the surface formed by dimples. Calculations performed for the gas turbine capacity of 16 MW allows minimizing the mass of the regenerator.

Ключевые слова: регенераторы, минимизация массы регенератора.

ГТУ, интенсификация теплообмена, гидравлическое сопротивление,

Библ. 7, табл. 4, рис. 5.

B – ширина входа в секцию по газу;

d – диаметр углубления;

D – наружный диаметр труб;

Eu_{re} – число Эйлера относительное;

G – массовый расход;

\bar{F} – относительное увеличение поверхности после нанесения углублений;

h – глубина углубления;

kB – количество секций (входов по газу);

kEu – отношение гидравлических сопротивлений газовых трактов теплообменника при использовании интенсификаторов и без них;

$kEuv$ – отношение гидравлических сопротивлений воздушных трактов теплообменника с использованием интенсификаторов и без них;

kNu – средняя степень интенсификации теплообмена в газовом тракте, вызванная применением интенсификаторов;

$kNuv$ – средняя степень интенсификации теплообмена в воздушном тракте, вызванная применением интенсификаторов;

L – длина труб в секции;

Mr – масса регенератора;

nX – количество ходов по воздуху;

Nu – число Нуссельта;

Nu_{re} – число Нуссельта относительное;

P – абсолютное давление;

P_{ax} – шаг углублений вдоль оси трубы;

P_{an} – шаг углублений по азимуту;

Re_D – число Рейнольдса;

S_1 – шаг труб поперек потока;

S_2 – шаг труб по потоку;

T – температура;

δ – толщина стенки трубы;

σ_r – степень регенерации.

Сокращения:

ГТУ – газотурбинная установка,

ФАР – фактор аналогии Рейнольдса.

Индексы:

o – гладкие трубы;

i – вход;

v – воздух;

g – газ.

Введение. Одним из наиболее перспективных методов увеличения экономичности газотурбинных установок (ГТУ) является регенерация теплоты. Регенератор представляет собой наиболее массивный и габаритный элемент установки. Стоимость и маневренность установки напрямую зависят от массы регенератора. По результатам длительной эксплуатации газотурбинных установок можно сделать вывод о том, что пластинчатые воздухоподогреватели оказались менее надежными и менее ремонтпригодными, чем трубчатые [1]. Проектирование эффективного трубчатого регенератора пред-

ставляет собой непростую инженерную задачу.

В Институте технической теплофизики НАН Украины проведены работы по определению тепловых и гидродинамических характеристик перспективных теплообменных поверхностей, в том числе и трубчатых. Отмечено, что теплогидравлические характеристики трубчатых теплообменников улучшаются при нанесении на их поверхность неровностей, возмущающих пограничный слой [2 - 5].

Характеристики исследованных теплообменных поверхностей. Исследованные теплообменные поверх-

ности представляли собой пучки труб диаметром от 20 до 24 мм. На наружной поверхности труб были выштампованы углубления, параметры которых сведены в

таблицу 1. Схема стенки рабочего участка показана на рис. 1.

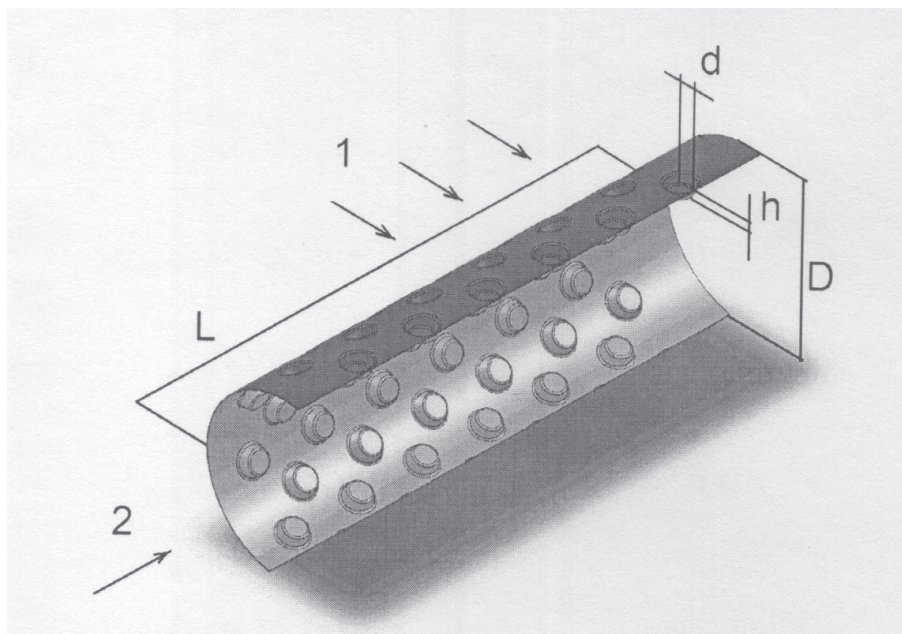


Рис. 1. Схема стенки трубчатой теплообменной поверхности.
1 – поток газа; 2 – поток воздуха.

Используемый способ деформации поверхности труб имеет то преимущество, что интенсификация теплообмена наблюдается как на наружной, так и на внутренней поверхности трубы [6]. Отметим, что в докритической области скорости обтекания цилиндров нанесение рельефа лунок на наружную поверхность слабо влияет на гидравлическое сопротивление пучка, а в некоторых случаях может даже его уменьшить, в то время,

как образование выступов на внутренней поверхности трубы загромождает проходное сечение и увеличивает гидравлическое сопротивление.

Предварительные исследования [4] позволили выделить перспективные типы деформации наружной поверхности труб. Геометрические характеристики сравниваемых трубчатых теплообменных поверхностей сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Основні технології і засоби накопичення енергії за [14-24]

№	Условное обозначение	Диаметр углубления, d , мм	Глубина углубления h , мм	Толщина стенки δ , мм	Отношение h/d	Шаг вдоль оси P_{ax} , мм	Шаг по азимуту P_{an} , мм	Относительное увеличение поверхности \bar{F}	Расположение углублений	Символ
1	S	0	0	0,2	0	0	0	1,0	---	□
6	MAUC	2,6	0,59...0	1,8	0,23...0	4,62	3,27	1,27	шахм.	◆
7	SPD	3,0	0,82	0,2	0,14	4,9	4,9	1,19	шахм.	✱
8	PD	3,0	1,3	0,2	0,3	4,9	4,9	1,41	шахм.	✱

S – гладкий цилиндр; MAUC – асимметричные «глубокие» фрезерованные лунки; SPD – мелкие штампованные лунки; PD – «глубокие» штампованные лунки.

Таблица 2. Характеристики исследованных пучков труб

№ п/п	Обозначение	Относительный поперечный шаг труб, S1/D	Относительный продольный шаг труб, S2/D	Наружный диаметр труб, D, мм	Тип труб
1	RU_1	1,33	1,15	24	PD
2	RU_2	2,0	1,2	24	PD
3	RU_3	1,36	1,0	24	MAUC
4	RU_4	2,0	1,2	20	PD
5	RU_5	1,36	1,0	20	PD
6	RU_6	2,0	1,2	22	PD
7	RU_7	1,7	1,1	22	PD
8	RU_8	1,36	1,2	22	PD
9	RU_9	1,36	1,0	22	PD
10	RU_10	2,0	1,0	22	PD
11	RU_11	1,7	1,2	22	PD

Экспериментальные исследования теплоотдачи трубчатых поверхностей с лунками в пятирядных пучках показали, что угол наклона кривых зависимостей чисел Нуссельта в области чисел Рейнольдса характерной для регенераторов ГТУ близок к углу, предсказанному в [7] для гладкотрубных пучков. Наибольшие отклонения наблюдаются для пучков RU_4 и RU_11.

Для облегчения сравнения на рис. 2 показаны относительные значения чисел Нуссельта при $Re_D = 6000$ для

труб в пятом ряду с поверхностью, сформированной глубокими лунками, для различных пучков в зависимости от относительного поперечного шага. Данные рис. 2 получены в результате деления экспериментально определенного числа Нуссельта, соответствующего числу Рейнольдса $Re_D = 6000$, на значение числа Нуссельта для трубы в пятом ряду гладкотрубного пучка (расчет по [7]).

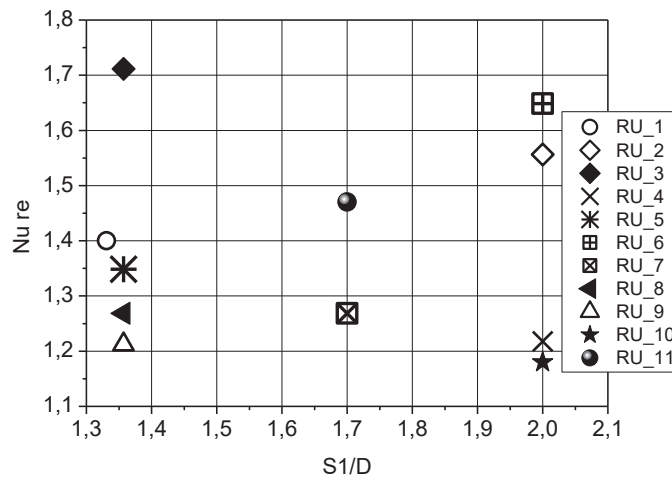


Рис. 2. Относительные значения числа Нуссельта для труб в пятом ряду с поверхностью, сформированной углублениями, для различных пучков в зависимости от относительного поперечного шага.

Предположение о том, что пучки труб с большим продольным шагом S_2 могут обеспечить лучшие условия теплообмена в исследованном диапазоне параметров, не нашло четкого подтверждения. Трубы с $D=20$ мм не показали преимуществ по сравнению с трубами с $D=22$ мм и $D=24$ мм.

Разница в величине показателей степени при числе Рейнольдса в уравнениях, описывающих теплооб-

мен, свидетельствует о смешанном характере обтекания труб.

Для исключения методических ошибок было произведено нормирование значений чисел Нуссельта при $Re_D = 6000$ для сформированных лунками труб по числу Нуссельта для гладкой трубы в пятом ряду пучка. Результаты сравнения сведены в таблицу 3.

По данным таблицы 3 можно заметить тенденцию

увеличения теплоотдачи с ростом диаметра труб. Лунки с острым краем (фрезерованные) показывают лучшие результаты, чем штампованные.

Одним из показателей эффективности применения интенсификатора теплообмена может служить фак-

тор аналогии Рейнольдса, который представляет собой частное от деления отношения чисел Нуссельта для интенсифицированной поверхности и исходной на отношение чисел Эйлера для интенсифицированной и исходно гладкой поверхностей.

Таблица 3. Нормированные значения чисел Нуссельта для труб с углублениями при $Re = 6000$

№	Обозн.	S_1/D	S_2/D	$D, \text{мм}$	Nu_p / Nu_0
1	RU_1	1,33	1,15	24	1,40
2	RU_2	2,0	1,2	24	1,56
3	RU_3	1,36	1,0	24	1,71
4	RU_4	2,0	1,2	20	1,21
5	RU_5	1,36	1,0	20	1,35
6	RU_6	2,0	1,2	22	1,65
7	RU_7	1,7	1,1	22	1,27
8	RU_8	1,36	1,2	22	1,27
9	RU_9	1,36	1,0	22	1,21
10	RU_10	2,0	1,0	22	1,18
11	RU_11	1,7	1,2	22	1,47

Теплогидравлическую эффективность исследованных пучков труб с диаметрами 20 мм, 22 мм и 24 мм иллюстрирует рис. 3.

В области переходного режима обтекания труб турбулизация пограничного слоя может вызвать уменьше-

ние гидравлического сопротивления, что наблюдается для пучков RU_2, RU_5, RU_7, RU_11 (рис. 3).

По фактору аналогии Рейнольдса исследованные пучки при поперечном обтекании ранжируются следующим образом (таблица 4).

Таблица 4. Распределение исследованных пучков труб по убыванию фактора аналогии Рейнольдса

№ п/п	Обозначение	Относительный поперечный шаг труб, S_1/D	Относительный продольный шаг труб, S_2/D	Наружный диаметр труб, $D, \text{мм}$	ФАР
1	RU_3	1,36	1,0	24	1,73...1,49
2	RU_6	2,0	1,2	22	1,70...1,44
3	RU_2	2,0	1,2	24	1,64...1,54
4	RU_7	1,7	1,1	22	1,40...1,14
5	RU_11	1,7	1,2	22	1,24...1,08
6	RU_5	1,36	1,0	20	1,30...0,89
7	RU_9	1,36	1,0	22	1,22...0,99
8	RU_4	2,0	1,2	20	1,03...0,78
9	RU_10	2,0	1,0	22	1,26...0,72
10	RU_8	1,36	1,2	22	0,95...0,78

На рис. 4 можно выделить группу пучков, точки для которых располагаются выше линии 12, которая соответствует равенству значения фактора аналогии Рейнольдса единице ($FAR=1$). Это пучки RU_3, RU_6, RU_2, RU_7. В этой группе находятся как стесненные, так и разреженные пучки. Единственной объединяющей

их чертой может быть отсутствие там пучков с трубами малого диаметра.

Гидравлическое сопротивление регенератора по газовой стороне (на выходе из турбины) существенно уменьшает КПД установки, чем такое же гидравлическое сопротивление по воздушной стороне (после ком-

прессора). Поэтому рациональнее пускать газ в межтрубное пространство, а воздух – внутри труб.

Гидравлическое сопротивление внутреннего пространства труб после формирования их наружной поверхности лунками только увеличивается. Причем, применение одних и тех же лунок загромождает внутреннее проходное сечение в большей степени у труб меньшего

диаметра.

Относительное изменение числа Эйлера для течения внутри труб после нанесения рельефа лунок лежит в диапазоне $1 < Eu/Eu_0 < 2,5$.

Фактор аналогии Рейнольдса для течения внутри труб для исследованных конфигураций $1 > (Nu/Nu_0) / (Eu/Eu_0) > 0,8$.

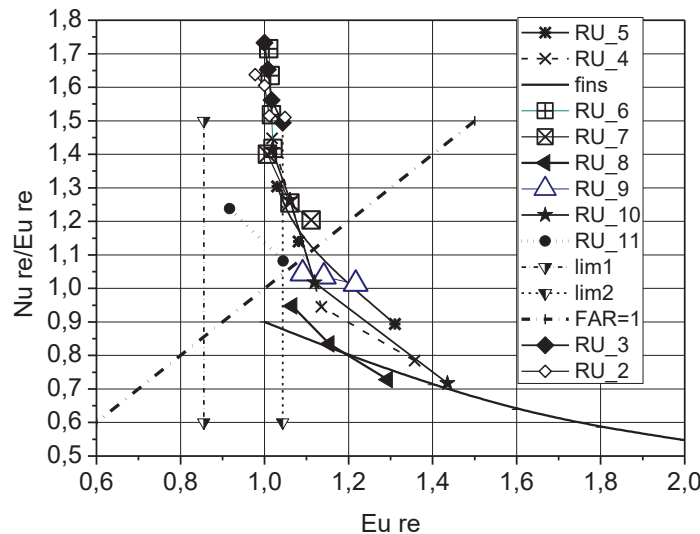


Рис. 3. Фактор аналогии Рейнольдса (ФАР) для пучков труб RU_2, RU_3, RU_4, RU_5, RU_6, RU_7, RU_8, RU_9, RU_10, RU_11.

RU_5 «стесненный» пучок ($D=20$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_4 «разреженный» пучок ($D=20$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; fins – плоская пластина с ребрами; RU_6 «разреженный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_7 «промежуточный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_8 «стесненный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_9 «сверхплотный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_10 «разреженный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_11 «промежуточный» пучок ($D=22$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; lim1 – lim2 – границы диапазона, характерного для регенераторов ГТУ [1]; FAR=1 – линия равенства ФАР единице; RU_3 «стесненный» пучок ($D=24$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$; RU_2 «разреженный» пучок ($D=24$ мм) с выштамповками PD $h/d=0,3$.

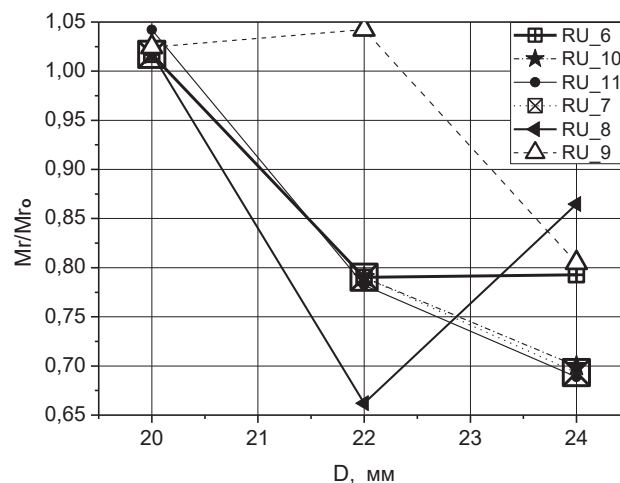


Рис. 4. Зависимость отношения масс теплообменников с интенсификаторами и гладкотрубных от диаметра применяемых труб при различных компоновках:

1 – (RU_6) $S1/D=2,0$, $S2/D=1,2$; 2 – (RU_10) $S1/D=2,0$, $S2/D=1,0$; 3 – (RU_11) $S1/D=1,7$, $S2/D=1,2$; 4 – (RU_7) $S1/D=1,7$, $S2/D=1,1$; 5 – (RU_8) $S1/D=1,36$, $S2/D=1,2$; 6 – (RU_9) $S1/D=1,36$, $S2/D=1,0$.

Расчет теплообменника. Для иллюстрации эффективности применения интенсификаторов был проведен расчет трубчатого теплообменника из унифицированных модулей для ГТУ мощностью 16 МВт со следующими параметрами. (Принятые величины ориентированы на информацию из [1] об уже достигнутых значениях).

Расход воздуха в трубах $G_v = 71,3$ кг/с;

Расход газа в межтрубном пространстве $G_g = 75,6$ кг/с;

Температура воздуха на входе в трубы $T_{vi} = 223$ °С;

Температура газа на входе в межтрубное пространство $T_{gi} = 590$ °С;

Абсолютное давление воздуха на входе в трубы $P_{vi} = 570000$ Па;

Абсолютное давление газа на входе в межтрубное пространство $P = 107000$ Па;

Степень регенерации $\beta_r = 0,85$;

Допустимая относительная потеря давления воздуха в трубах – 2,7 %;

Допустимая относительная потеря давления газа в межтрубном пространстве – 1,3 %;

Габариты секции теплообменника должны позволять его транспортирование автомобильным или железнодорожным транспортом. При этом принимались следующие размеры секции. Длина труб $L = 8$ м. Ширина входа по газу $B = 2$ м.

Для соблюдения ограничений по потерям давления в воздушном и газовом трактах варьировались количество ходов по воздуху nX и количество секций kB (входов по газу).

Параметры kEu и $kEuv$ представляют собой экспериментально определенные отношения гидравлических

сопротивлений газового и воздушного трактов при использовании интенсификаторов (углублений) и гидравлических сопротивлений этих трактов для гладких труб.

kNu и $kNuv$ – это средние (экспериментально определенные) степени интенсификации теплообмена на наружной поверхности труб (газовый тракт) и внутри трубы, вызванные применением интенсификаторов.

Расчет температуры газа на выходе из теплообменника производился при заданной степени регенерации.

Одновременное выполнение требований модульности конструкции и ограничений на потери давления, особенно существенные в газовом тракте, приводит к нелинейным зависимостям массы теплообменника от диаметра применяемых труб.

На рисунке 4 показана расчетная зависимость отношения масс теплообменников с интенсификаторами и гладкотрубных от диаметра применяемых труб при различных поперечных и продольных шагах расположения труб. Из рисунка следует, что существует тенденция увеличения положительного влияния применения интенсификаторов на экономию металла регенератора с увеличением применяемого диаметра труб. Уменьшение массы аппарата может достигать 20...30 %. Неприятный характер линий для «стесненных пучков» (с относительным поперечным шагом $S_1/D = 1,36$) объясняется приближением расчетных перепадов давления к предельно допустимым и вынужденным скачкообразным изменением количества секций теплообменника.

Зависимости абсолютной массы теплообменника с интенсификаторами от диаметра труб обладают монотонным характером (рис. 5).

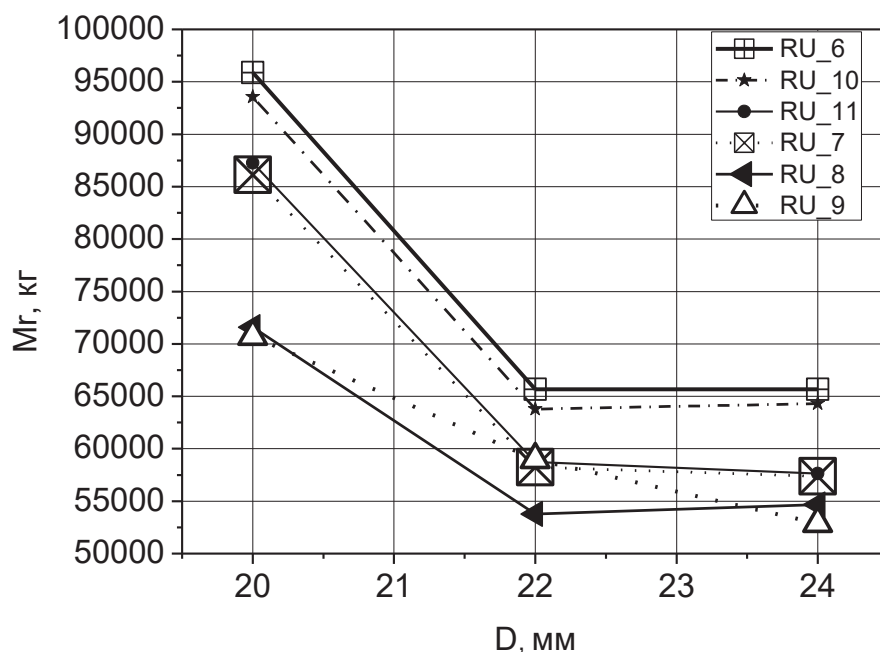


Рис. 5. Зависимости абсолютной массы теплообменника с интенсификаторами от диаметра труб.

RU_6 – $S1/D=2,0$, $S2/D=1,2$; RU_10 – $S1/D=2,0$, $S2/D=1,0$; RU_11 – $S1/D=1,7$, $S2/D=1,2$;
RU_7 – $S1/D=1,7$, $S2/D=1,1$; RU_8 – $S1/D=1,36$, $S2/D=1,2$; RU_9 – $S1/D=1,36$, $S2/D=1,0$.

Из приведенных на рис. 5 зависимостей следует, что наименьшей массой обладают теплообменники со «стесненной» компоновкой (относительным поперечным шагом $S_1/D=1,36$ и относительными продольными шагами $S_2/D=1,2$ и $S_2/D=1,0$). Преимуществом обладают аппараты с наибольшим из исследованных диаметров труб – 24 мм. Для труб малого диаметра загромождение внутреннего пространства выступами, соответствующими одним и тем же лункам, оказывается более существенным фактором, чем для труб большего диаметра.

Выводы

1. На основе проведенных экспериментальных исследований теплообмена и гидродинамики пучков труб с интенсификаторами были определены степени интенсификации теплообмена и изменения гидравлического сопротивления пучков гладких труб и труб с поверхностью, формирующей лунками.

2. Преимущественным способом формирования поверхности теплообмена оказалось нанесение на наружную поверхность труб рельефа лунок диаметром 3 мм и относительной глубиной от 0,3 до 0,5 в шахматном порядке. Предлагается «плотное» расположение лунок. Шаг по окружности между рядами лунок – 4,9 мм. Расстояние между центрами лунок в ряду – 4,9 мм [4].

3. Проведенные расчеты эффективного теплообменника показали, что степень интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве в диапазоне чисел Рейнольдса 1000...6000 составляет 1,4. При этом гидравлическое сопротивление увеличивается всего лишь в 1,01 раза.

4. Нанесение ансамбля впадин на наружную поверхность труб сопровождается образованием на их внутренней поверхности системы выступов, которые тоже интенсифицируют теплообмен среды, протекающей внутри труб. Средняя величина интенсификации в диапазоне чисел Рейнольдса 5000...40000 составляла 1,33. Максимальное увеличение гидравлического сопротивления труб при этом составило 1,65.

5. Проведены оценочные расчеты регенератора для ГТУ мощностью 16 МВт при различных компоновках трубного пучка. Наименьшей массой обладает теплообменник, состоящий из 3 секций, в каждой из которых размещен 4-х ходовой (по воздуху) пучок труб. Относительный шаг расположения труб поперек потока – 1,36. Относительный шаг расположения труб вдоль потока – 1,0. Длина труб – 8 м. Высота «окна» – 2 м. Размер секции по ходу газа 1,4 м.

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. 8-11.

2. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. – М.: «Наука», 1969.-744 с.

3. *Анисин А. К.* Теплоотдача и сопротивление трубчатой поверхности с двусторонними сфероидальными элементами шероховатости. Известия ВУЗов. Энергетика. 1983, №3. Стр. 93 – 96.

4. *Коваленко Г. В.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей с цилиндрическими лунками при поперечном обтекании в однорядных пучках. Промышленная теплотехника. – 1998.- Т. 20, №3.– С. 65-70.

5. *Kovalenko G. V., Khalatov A. A.* Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space. GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16-19 2003, 2003, Atlanta, Georgia, USA.

6. *Vicente P. G., Garcia A., Viedma A.* Heat transfers and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 2002, p. 543 – 553.

7. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. 486 с.

USING OF TUBULAR HEAT EXCHANGE SURFACE WITH DIMPLES IN THE GAS TURBINE REGENERATORS

Khalatov A. A., Kovalenko G. V., Meyris A. J.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
Zhelyabov str., 2a, Kyiv, 03680, the Ukraine

Turbulization of the boundary layer near the cylindrical heat exchange surface in a certain range of flow velocities makes it possible to intensify heat exchange with an insignificant increase in hydraulic losses. The use of tubular surfaces with dimples will reduce the mass and dimensions of the regenerators of gas turbine plants.

Results

A comparison of the heat transfer and hydraulic resistance of smooth tube bundles and tubes with the outer surface shaped by dimples was done.

The cylindrical dimples with a diameter of 2.6 ... 3.0 mm with a relative depth of 0.14 ... 0.3 in the staggered arrangement were used. Tested pipes were with outer diameters of 20, 22 and 24 mm. Tubes were collected in staggered bundles with relative transverse steps were from 1.33 to 2.0 relative longitudinal steps were from 1.0 to 1.2.

Experiments have shown that the greatest degree of heat transfer enhancement among the tubes in the range of Reynolds numbers 1000 ... 6000 is 1.7. Thus the flow resistance was increased only 1.01 times. Application of dimples on the outer tube surface accompanied by the formation of the projections on the inner tube surfaces which enhanced the heat transfer medium flowing inside the tubes. The average value of an enhancement in the range of Reynolds numbers 5000 ... 40000 is 1.33. Hydraulic resistance maximum of the pipe was equal to 1.65.

Conclusions

Calculations performed for the gas turbine 16 MW helped to minimize the weight of the regenerator. Reducing the mass of the device can reach 20 ... 30 %.

References 7, tables 4, figures 5.

Key words: gas turbine regenerators, augmentation of heat transfer, flow resistance, minimizing of the weight of the regenerator.

1. *Spitsyyn V. E., Botsula A. L., Chobenko V. N. Solomonyuk D. N.* Vyisokoeffektivnaya gazoturbinnaya ustanovka dlya GPA [High-efficiency gas-turbine unit for GPA]. Vestnik Natsionalnogo tehniceskogo universiteta «HPI» [Messenger of the National Technical University "KhP"]. – Harkov: NTU HPI, 2008, № 35, P. 8-11. (Rus.)

2. *Shlihting G.* Teoriya pogranichnogo sloya [Boundary – layer theory]. Moscow: «Nauka», 1969. 744 p. (Rus.)

3. *Anisin A. K.* Teplootdacha i soprotivlenie trubchatoy poverhnosti s dvustoronnimi sferoidalnymi elementami sherohovatosti [Heat transfer and resistance of a tubular surface with bilateral spheroidal elements of roughness]. Izvestiya VUZov. Energetika [Proceeding of higher educational institutions. Power engineering]. 1983, №3. P. 93 – 96.

4. *Kovalenko G. V.* Teplootdacha i gidravlichesкое soprotivlenie trubchatyih poverhnostey s tsilindricheskimi lunkami pri poperechnom obtekanii v odnoryadnyih puchkah [Heat transfer and hydraulic resistance of tubular surfaces with cylindrical holes in transverse flow in single-row beams] Promyishlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]. 1998. T. 20, V 3, P. 65-70. (Rus.)

5. *Kovalenko G. V., Khalatov A. A.* Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space. GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16-19 2003, 2003, Atlanta, Georgia, USA.

6. *Vicente P. G., Garcia A., Viedma A.* Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 2002, p. 543 – 553.

7. *Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S.* Teploperedacha [Heat transfer]. – Moscow: Energiya, 1975. 486 p. (Rus.)

Получено 30.03.2017

Received 30.03.2017