

УДК 621.536.24

А. В. Сударев^{*}, д-р техн. наук

А. А. Халатов^{**}, д-р техн. наук

В. Б. Сударев^{**}, канд. техн. наук

^{*} ООО «Научный центр «Керамические двигатели» им. А. М. Бойко»,
(Россия, Санкт-Петербург, E-mail: soudarev@boykocenter.spb.ru)

^{**} Институт технической теплофизики НАН Украины
(Киев, E-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua)

^{***} ООО «НПП Теплопроект»
(Россия, Санкт-Петербург, E-mail: info@heatdesign.ru)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СНИЖЕНИЕ МЕТАЛЛОЕМКОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ТРУБЧАТЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ПАССИВНЫХ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ИХ ТРАКТАХ

Освітлено питання інтенсифікації теплообміну – основного методу підвищення ефективності теплообмінного обладнання. Показано, що його застосування не лише забезпечить високий ступінь регенерації повітрянагрівача газотурбінних установок (ГТУ), але й дасть можливість розробити уніфіковану елементну базу, що дозволить здійснювати збирання теплообмінників із типових вузлів, придатних для ГТУ широкого діапазону потужностей.

Висвітлено питання інтенсифікації теплообміну – основного методу підвищення ефективності теплообмінного обладнання. Показано, що його застосування не лише забезпечить високий ступінь регенерації повітрянагрівача газотурбінних двигунів (ГТД), але й дасть можливість розробити уніфіковану елементну базу, що дозволить здійснювати збирання теплообмінників із типових вузлів, придатних для ГТУ широкого діапазону потужностей.

Известно, что ежегодный расход газа на собственные нужды газотранспортной системы России составляет 12% от объема добычи. Главной статьей этих затрат является топливный газ газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [1]. Снижению затрат способствует оснащение компрессорных станций (КС) регенеративными ГТД нового поколения, в состав которых входят высокоэффективные трубчатые ВП ($E = 0,8 \dots 0,85$) [2–4]. Подобные «газо-воздушные» теплообменные аппараты (ТА) имеют значительные габариты, металлоемкость и стоимость изготовления, сборки и монтажа на КС. Поэтому задача реализации Программы энергосбережения [5] в данном случае состоит не только в снижении эксплуатационных расходов топливного газа ГТД, но и финансовых затрат, связанных с созданием ВП, который в конечном счете определяет высокий КПД привода нагнетателя природного газа.

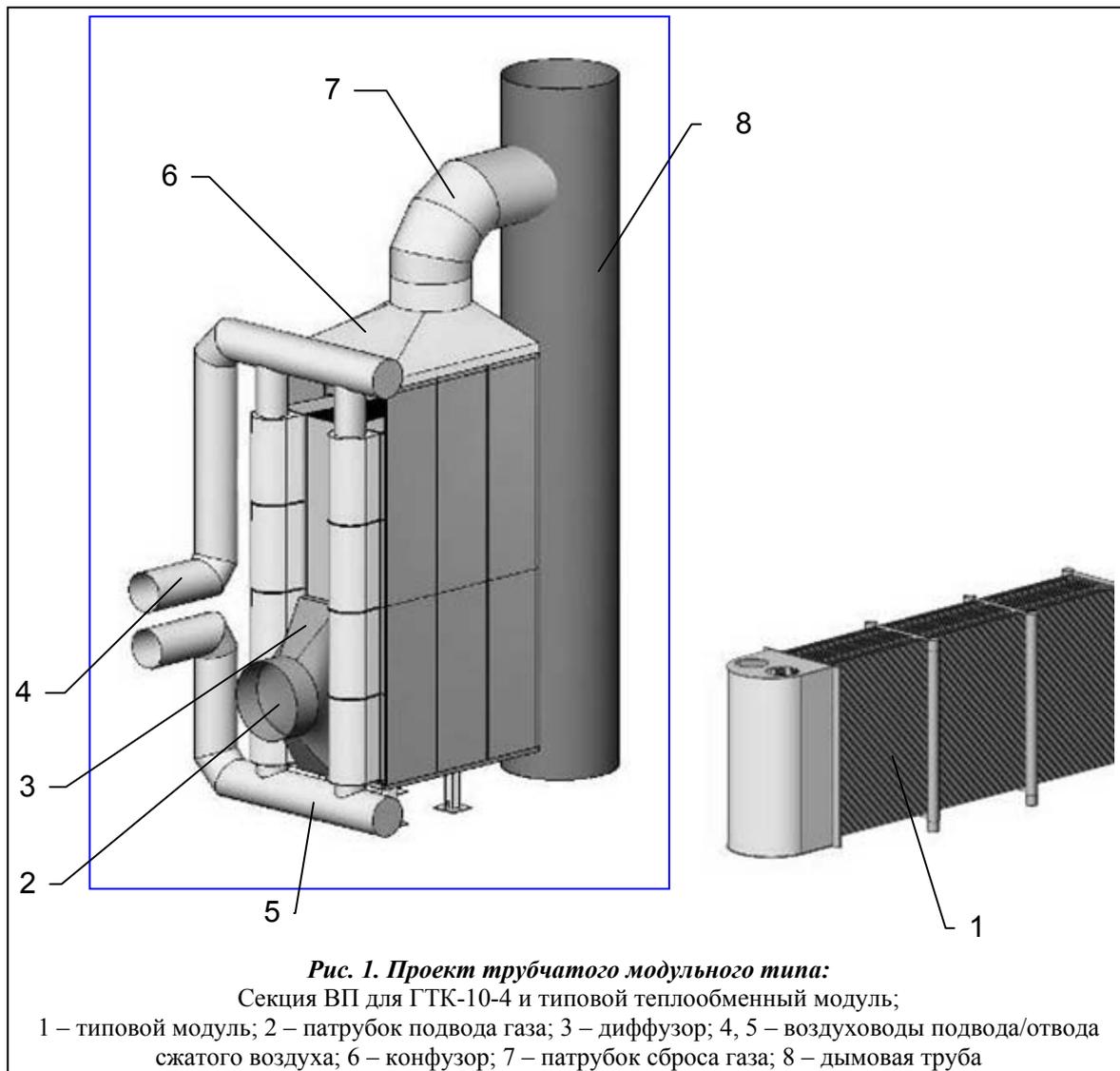
Осуществить в настоящее время обе поставленные цели, а именно, снизить стоимость жизненного цикла ГТД, финансовые расходы на изготовление, сборку и монтаж ВП ГТД позволяет рациональный выбор и использование методов интенсификации теплообмена применительно к обоим трактам теплообменника.

Заметим, что в число основных требований к выбору метода интенсификации устройств, его реализующих, входит не только энергетическая эффективность метода, но и тех-

нологичность, изученность, наличие практического опыта изготовления и эксплуатации интенсифицированных ТА в различных отраслях энергетики [6, 7].

Для реализации поставленных целей необходимо отказаться от использования моноблочных конструкций ВП, а применять известные ТА, состоящие из типовых модулей [8]. Такое техническое решение широко используют многие предприятия России, участвующие в проекте по замене пластинчатых ВП на трубчатые применительно к модернизируемым ГПА мощностью 6 и 10 МВт [9]. Осуществить приемлемое снижение стоимости изготовления ВП можно только в условиях серийного производства их из унифицированных узлов (модулей), применимых для ГТД разной мощности.

Для конструкции ВП (рис. 1), состоящей из типовых модулей, выполнены теплогидравлические расчеты применительно к ГТД мощностью 6,3; 10; 16 и 25 МВт. Принципиальные тепловые схемы ВП, исходные данные и результаты расчетов, выполненных без и при наличии интенсификаторов теплообмена, помещены в табл. 1. Сопоставление результатов расчета проведено при условии обеспечения одинаковых: степени регенерации $E = E_0 = idem$ и суммарных относительных потерь давления $\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\Sigma,0} = idem$ в обоих трактах ВП (индекс «0» относится к ВП без интенсификации теплообмена) и при использовании типовых модулей в составе каждого ВП для интенсифицированного ТА и теплообменника без ИТ. Показано, что в состав ВП двигателя мощностью 6,3 МВт входят пять типовых модулей; для 10 МВт – шесть; 16 МВт – двенадцать, для 25 МВт – четырнадцать типовых модулей. В ин-



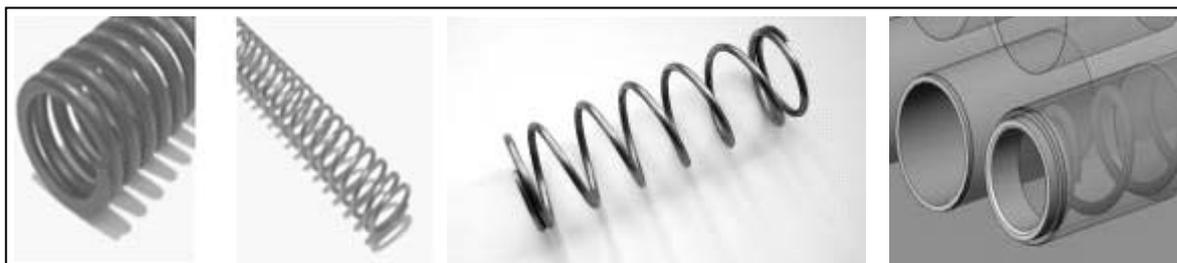


Рис. 2. Проволочные спиральные турбулизаторы

тенсифицированных ВП типовые модули имеют разную относительную длину участка труб, на котором установлен проволочный спиральный турбулизатор (ПСТ).

Анализ тепловых схем ВП (таблица) показывает, что, используя разное число типовых модулей с различной длиной участков труб, где размещены интенсификаторы, можно собрать ВП с $E = 85\%$ и $\Delta p_{\Sigma} < 5,2\%$ для ГПА различной мощности.

Спиральные интенсификаторы проволочного и ленточного типов

Турбулизировать пристенный слой теплоносителя и одновременно «утонить» его закруткой можно с помощью проволочных (ПСТ) и ленточных (ЛСТ) спиральных турбулизаторов [10–12]. Эти пассивные интенсификаторы, использующие энергию движущегося газового потока, подробно исследованы на «воздушных» установках в широком диапазоне геометрических и режимных параметров.

В. К. Мигай [10] исследовал 11 ПСТ (рис. 2) с разным диаметром проволоки $d_{пр} = 0,46 \dots 3$ мм и шагом витков $S_{пр} = 10 \dots 60$ мм, установленных в гладкой трубе внутренним диаметром $D = 13,8$ мм при переходном и турбулентном течении воздуха.

Сопоставление результатов расчета трубчатых ВП из типовых модулей для ГТД мощностью 6,3; 10; 16 и 25 МВт (без и с интенсификацией теплообмена (ИТ) в трубном (воздушном) тракте)

Принципиальная тепловая схема ВП	Параметр	Исходные данные				
		6,3	10,0	16,0	25,0	
	N_e , МВт	6,3	10,0	16,0	25,0	
	g_T , кг/ч	1255	1805	2855	4400	
	$G_{вз}$, кг/с	31,0	38,0	71,3	90,0	
	$t'_{вз}$, °С	215	262	223	283	
	$P'_{вз}$, кг/см ²	5,7	7,5	5,91	8,5	
	G_T , кг/с	32,9	39,8	75,6	93,5	
	t'_r , °С	560	570	590	600	
	P'_r , кг/см ²	1,062	1,062	1,062	1,062	
	η_e , %	36,1	39,7	40,3	40,9	
			Результаты счета			
			с ИТ/без ИТ	с ИТ/без ИТ	с ИТ/без ИТ	с ИТ/без ИТ
	E , %		85,0	85,0	85,0	85,0
	Δp_r , %		1,57/2,13	3,21/3,93	2,93/3,38	1,63/3,31
	$\Delta p_{вз}$, %		2,22/1,63	1,91/1,13	1,89/1,44	2,72/1,06
	Δp_{Σ} , %		3,78	5,08	4,82	4,36
M , т		30,5/32,4	44,0/47,3	86,1/90,5	105/117	
F , м ²		2000/2200	2400/2850	4800/5150	5600/7450	

Опыты проведены в широком диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (6,0 \dots 40) \cdot 10^3$, свойственном для большинства ВП. Выполненное обобщение опытных данных позволило свя-

зять геометрические параметры трубы с ПВТ с коэффициентом, характеризующим интенсификацию теплообмена в трубе, в виде

$$K_{\text{инт}} = \text{Nu}/\text{Nu}_0 = f(d_{\text{пр}}/D; S/D), \quad (1)$$

где Nu , $\text{Nu}_0 = 0,02 \cdot \text{Re}_0^{0,8}$ – числа Нуссельта для трубы с ПВТ и без него.

Достоверность функциональной зависимости (1) подтверждена экспериментальным исследованием [11], выполненным применительно к воздухоподогревателю со стеклянными трубами мощного котлоагрегата и при других геометрических размерах трубы и ПСТ. Опыты были проведены в воздушном потоке, движущемся в трубе с $D = 36,3$ мм с установленными ПСТ ($d_{\text{пр}} = 1,2 \dots 2,9$ мм; $S_{\text{пр}}/D = 1,11 \dots 5,55$) в диапазоне чисел Рейнольдса $\text{Re} = (15,3 \dots 25,7) \cdot 10^3$.

При использовании ЛСТ ($h < (D/2)$) коэффициент интенсификации теплообмена может быть определен по аппроксимационной зависимости [10], которую можно представить в виде, аналогичном (1), но с учетом слабого влияния режима течения (числа Рейнольдса)

$$K_{\text{инт}} = \text{Nu}/\text{Nu}_0 = f(h/D; S/D; \text{Re}), \quad (2)$$

где h – высота ленты. Формула (2) применима в диапазоне чисел Рейнольдса $\text{Re} = (6 \dots 50) \cdot 10^3$ при $S/D = 1,0 \dots 10$; $h/D = 0,125 \dots 0,3$.

Рост теплоотдачи при использовании спиральных турбулизаторов сопровождается увеличением гидравлического сопротивления газового тракта ВП. Между $K_{\text{инт}}$ и коэффициентом роста потерь давления $K_{\zeta} = \Delta p/\Delta p_0$ по сравнению с гладкой трубой в работе [13] установлена связь, определяемая формулой

$$K_{\text{инт}} = 2,6 \text{th}(0,406 \cdot K_{\zeta}^{0,71}). \quad (3)$$

В этой работе показано:

- практически все опытные данные работ [10, 11] размещаются в диапазоне $\pm 10 \dots 12\%$ вблизи линии, описываемой формулой (3);
- $K_{\text{инт}}$ существенно изменяется лишь в зоне, где $K_{\zeta} \leq 6,0$; дальнейшее сравнительно малое увеличение $K_{\text{инт}}$ сопровождается резким ростом K_{ζ} ;
- при практическом использовании спиральных турбулизаторов целесообразно ограничивать рост коэффициента теплоотдачи величиной $K_{\text{инт}} = 2,3$.

Эта же формула (3) может быть применена при расчете полосовых [12] и ленточных [10] закручивателей.

При размещении интенсификаторов в трубе наибольший рост теплоотдачи имеет место в зоне их установки. За турбулизатором закрутка потока быстро затухает, и коэффициент $K_{\text{инт}}$ становится равным единице. Изменяя длину участка, занятого турбулизаторами, можно воздействовать на теплопередачу и тепловую мощность типового модуля.

Таким образом, управлять тепловой мощностью типового модуля и ВП в целом можно как за счет изменения числа модулей в секции, так и путем изменения длины участка трубы, занятого интенсификатором теплообмена.

Реализация массового производства рассмотренных турбулизаторов не представляет затруднений для промышленности. Возможность серийного производства узлов трубчатых ВП, их сборка, пооперационный контроль, заводские испытания типовых модулей обеспечат высокое качество ВП, что позитивно скажется при его монтаже на компрессорной станции.

Теплообменные элементы из многозаходных спиральных змеевиков

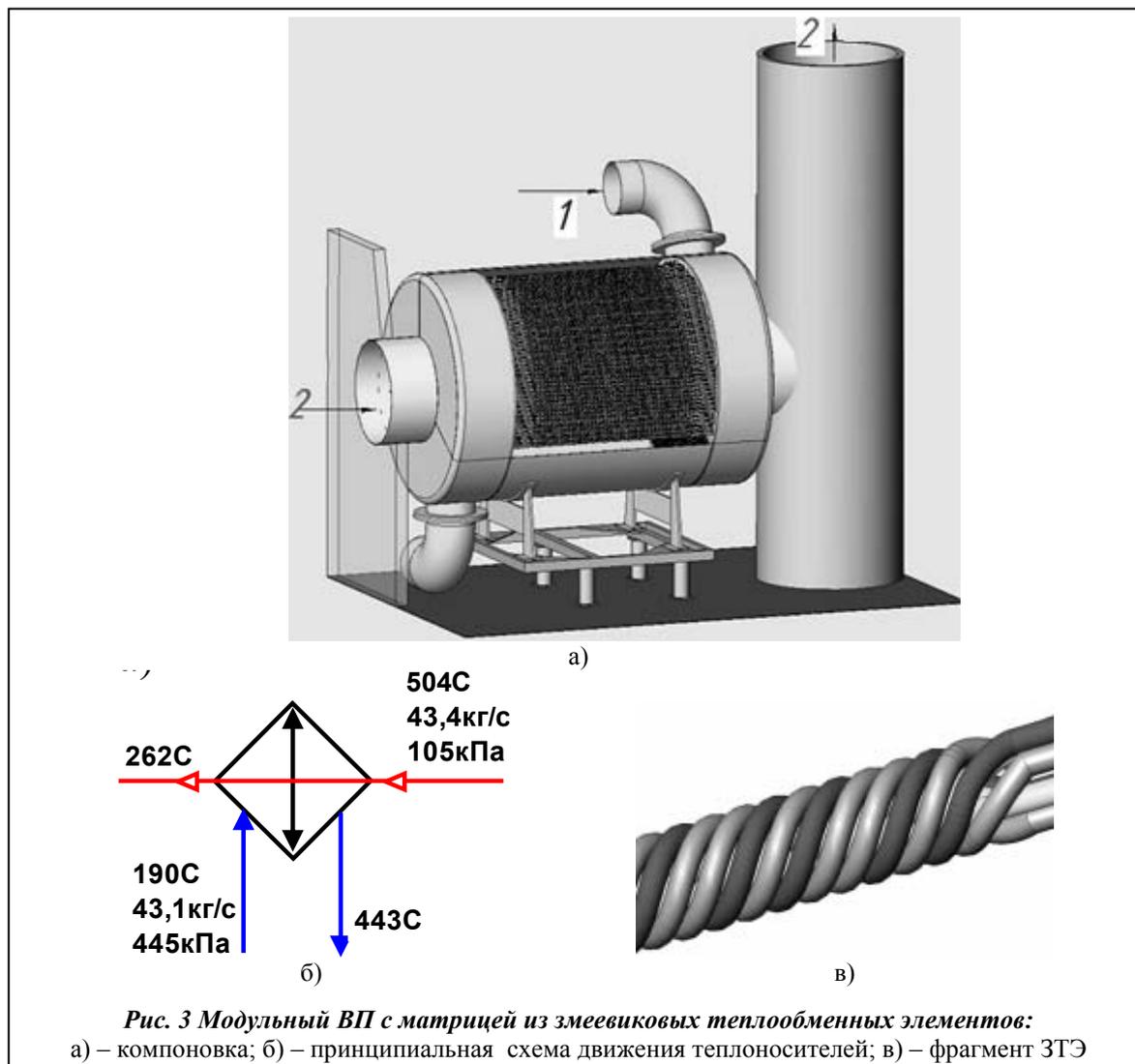
Использовать энергию потока теплоносителей для интенсификации теплообмена можно, применив для изготовления трубной матрицы ВП так называемые круто загнутые змеевики. Этот метод также не нов, он широко использовался при создании парогенераторов атомных станций и ТА для вязких жидкостей. В парогенераторах (ПГ) вода и пароводяная смесь перемещалась внутри змеевиковых труб, а «горячий» газ – в межтрубном пространстве, где интенсификация теплообмена достигалась путем комбинированного воздействия на пристенный слой теплоносителя многих сочетаемых друг с другом факторов, таких, как: закрутка потока витками труб, прерывание течения теплоносителя межвитковыми зазорами,

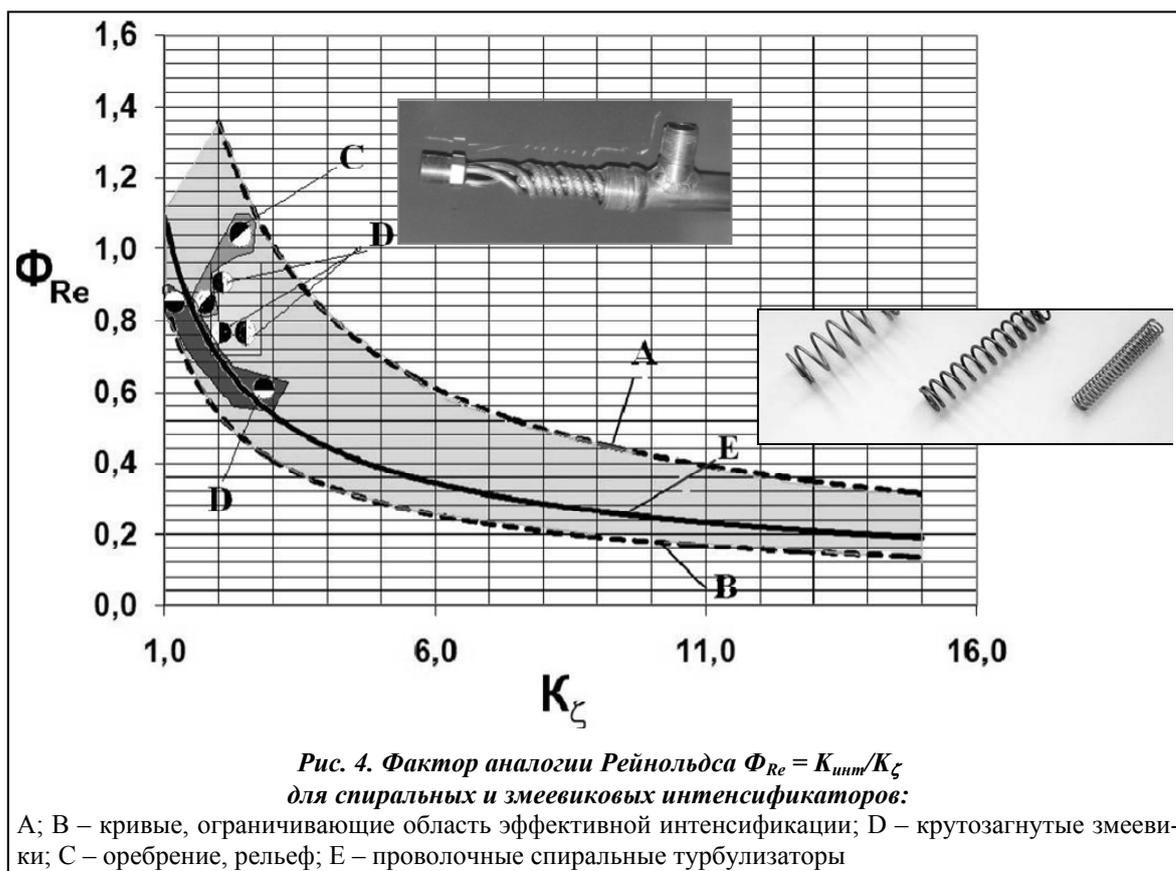
вдвух/отсос теплоносителя за счет разности давлений в параллельных каналах матрицы, изменение скорости потока вследствие конфузурно-диффузорной конфигурации прерывистых стенок щелевых каналов матрицы.

В отличие от ПГ для «газо-газового» теплообменника важна интенсификация теплообмена в обоих трактах. Именно это и реализуется при использовании змеевиковых теплообменных элементов (ЗТЭ): во внутреннем тракте росту теплоотдачи способствует закрутка воздушного потока высокого давления, а в наружном – комплексное воздействие на пристенное течение газа вышеперечисленных факторов.

Опыт эксплуатации ПГ показал, что применение ЗТЭ не только способствует интенсификации теплообмена, но и создает предпосылки для проектирования теплообменного оборудования различного назначения на основе унифицированной и предварительно освоенной промышленностью элементной базы. Такой подход способствует автоматизации изготовления и дефектоскопии, обеспечиванию надежной повторяемости и предсказуемости основных характеристик элементной базы, повышению технологичности сборки и монтажа, демонтажа и ремонтпригодности трубных пучков.

Изготовление ЗТЭ требует обеспечения прочности, исключения и/или ограничения возможности «выпучивания» во время эксплуатации. Пренебрежение этими свойственными длинным змеевикам особенностями может привести к разрушению равномерной структуры матрицы, появлению «сгущений» и/или «сквозных» каналов, образованию транзитных по-





токов газа и, как следствие, падению степени регенерации ВП и эффективности ГТД в целом.

Аналогичное ПГ техническое решение может быть применимо и для высокоэффективных ВП. Расчеты показывают, что модульный ВП тепловой мощностью $Q=11,5$ МВт с матрицей из ЗТЭ и эффективностью более 80% за счет интенсификации теплообмена в обоих трактах ТА сравнительно компактен, что позволяет разместить его на участке между стеной компрессорного цеха ГТК-10 и штатной дымовой трубой (рис. 3).

Представляет интерес энергетически сопоставить оба способа интенсификации теплообмена, основанных на общих физических процессах воздействия массовых сил на теплоперенос [14] (рис. 4).

Видно, что опытные данные, относящиеся к обоим методам, незначительно отличаются друг от друга. Точки, характеризующие энергетическую эффективность ВП из ЗТЭ, лежат вблизи линии, отражающей изменение фактора модифицированной аналогии Рейнольдса [15] $\Phi_{Re} = K_{инт}/K_{\zeta}$ в зависимости от коэффициента роста K_{ζ} гидравлического сопротивления для спиральных интенсификаторов.

Таким образом, рассмотренные методы интенсификации применительно к трубчатым ВП дают заметные преимущества в плане повышения компактности и улучшения массогабаритных показателей по сравнению с прямотрубными гладкими конструкциями.

Следует отметить, что практическая реализация ВП с использованием ПСТ не требует применения сложных технологических приспособлений в отличие от конструкции на базе ЗТЭ и при этом предоставляет возможность оперативно управлять тепловой эффективностью ВП на начальной стадии внедрения новых конструкций.

Ниже приведены основные показатели этого ВП.

Характеристики ВП:

Тепловая мощность	11,5 МВт
Степень регенерации	81,4%
Относительные потери давления в газовом тракте	1,6%
Относительные потери давления в воздушном тракте	3,1%
Суммарные относительные потери давления	4,7%
Площадь поверхности теплообмена	2680 м ²
Наружный диаметр корпуса	3,9 м
Длина корпуса	6,2 м
Число ЗТЭ	1248 шт.
Масса секции	28,2 т
Объем секции	74 м ³

Параметры интенсификации

Внутренний тракт

Коэффициент интенсификации теплообмена, $K_{инт}$	1,16
Коэффициент роста сопротивления, K_{ζ}	1,36
Фактор аналогии Рейнольдса, Φ_{Re}	0,85
Коэффициент эффективности, $K_{эф}$	1,05
Число Рейнольдса, Re	1300

Наружный тракт

Коэффициент интенсификации теплообмена, $K_{инт}$	1,7
Коэффициент роста сопротивления, K_{ζ}	2,8
Фактор аналогии Рейнольдса, Φ_{Re}	0,61
Коэффициент эффективности, $K_{эф}$	1,2
Число Рейнольдса, Re	6700

Выводы

1. В условиях экономического кризиса задача энергосбережения включает в себя не только необходимость снижения стоимости жизненного цикла теплообменного оборудования ГПА, но и сокращение финансовых затрат на его изготовление, сборку и монтаж на компрессорной станции.

2. Применительно к ВП реализовать обе цели поставленной задачи можно путем интенсификации теплообмена в обоих трактах теплообменника.

3. Для интенсификации теплообмена следует использовать проверенные на практике наиболее технологичные способы, способствующие разработке унифицированной элементной базы для серийного производства типовых модулей.

4. Элементы, интенсифицирующие теплообмен, должны быть достаточно просты в изготовлении и легко встраиваться в существующие технологии производства трубчатой матрицы модуля ВП.

5. Массовое изготовление спиральных интенсификаторов не требует уникального оборудования, их надежная установка и закрепление в трубах не вызывает технологических затруднений.

6. На начальном этапе внедрения высокоэффективного ВП предпочтительно применение ПСТ как наиболее технологичного и апробированного метода формирования интенсифицированных поверхностей теплообмена.

Литература

1. *Вертепов А. Г.* Алгоритмическое обеспечение оптимальной загрузки ГПА / А. Г. Вертепов, С. П. Зарицкий, Г. В. Зыбин, А. В. Покутный, И. Ч. Лещенко // Газовая пром-сть. – 2009. – № 4. – С. 57–63.
2. *Щуровский В. А.* Новое поколение ГТУ для магистральных газопроводов // Газотурбин. технологии. – 1999. – № 7–8. – С. 8–13.
3. *Халатов А. А.* Какие газотурбинные двигатели необходимы газотранспортной системе Украины? / А. А. Халатов, Д. А. Костенко // Газотурбин. технологии. – 2008. – № 6. – С. 22–24.

4. *Смирнов С. А.* Газотурбинный двигатель промышленного типа / С. А. Смирнов, В. В. Шевчук, А. Н. Хусточка // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 2 (73). – С. 14–15.
5. *Огнев В. В.* Реализация энергосберегающей политики ОАО «Газпром» в современных условиях / В. В. Огнев, Г. А. Хворов, М. В. Юмашев, Г. С. Аكوпова // Газовая пром-сть. – 2009. – № 3. – С. 76–80.
6. *Калинин Э. К.* Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Кооп, А. С. Мякочин. – М.: Энергоатомиздат. – 1998. – 408 с.
7. *Дрейцер Г. А.* Современные проблемы анализа эффективности, проектирования, производства и эксплуатации компактных трубчатых теплообменных аппаратов. // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках : Тр. XIII школы-семинара. – М.: Моск. энерг. ин-т. – 2001. – Т. 2. – С. 299–306.
8. *Шварц В. А.* Конструкции газотурбинных установок. – М.: Машиностроение. – 1970. – 436 с.
9. *Виноградов В. В.* Опыт внедрения регенераторов на КС / В. В. Виноградов, А. Н. Орберг, В. Б. Сударев, Е. П. Шевченко // Газовая пром-сть. – 2002. – № 11. – С. 68–71.
10. *Мигай В. К.* Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия. – 1980. – 144 с.
11. *Пермяков Б. А.* Повышение эффективности воздухоподогревателей со стеклянными трубами / Б. А. Пермяков, А. Эл. Ш. Рамадан, А. К. Аксенов // Пром. энергетика. – 1995. – № 7. – С. 35–36.
12. *Колядин Е. А.* Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных котлах // Автореф. ... канд. техн. наук. – Астрахань. – 2007. – 24 с.
13. *Сударев А. В.* Интенсификация теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования проволочными спиральными вставками / А. В. Сударев, А. А. Халатов, Б. В. Сударев // Газотурбин. технологии. – 2009. – № 4 (75). – С. 26–30.
14. *Шукин В. К.* Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение. – 1970. – 332 с.
15. *Халатов А. А.* Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т.7 Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении. – Киев: Ин-т техн. теплофизики, 2008. – 292 с.

Поступила в редакцию
29.10.09