

В.В. КУЗНЕЦОВ, Д.Н. СОЛОМОНЮК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ГТУ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ

Modes of perfection of designing technology of the heat-exchange apparatuses for GTP compound cycles are presented. Results of comparison of mass and overall dimensions smooth pipes surfaces and surfaces with intensification of the heat transfer are received.

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Одной из наиболее актуальных проблем современности является разработка новых и модернизация существующих энергетических установок, с целью повышения их топливной экономичности. В связи с этим в энергетике все большее применение находят газотурбинные установки сложных циклов: с регенерацией теплоты уходящих газов (достижимый уровень КПД до 40-45%), комбинированные газопаротурбинные установки (45-52%), установки, работающие по схеме "Водолей" (42-45%) [1-4].

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. В состав газотурбинных установок сложного цикла входит теплообменное оборудование (котлы-утилизаторы, воздухоохладители, рекуператоры), которые при этом являются наиболее массивными и габаритными элементами этих установок. Вопросам снижения массо-габаритных показателей этих аппаратов, выбору рациональных геометрических параметров и применению новых интенсифицированных поверхностей теплообмена посвящено большое количество работ (как, например, [5-6]). Однако, опыт проектирования теплообменных аппаратов показал, что применение данных методов полностью не избавляет проектанта от необходимости проводить оптимизационные расчеты, направленные на достижение компактной и легкой конструкции теплообменников.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья. Несмотря на значительное количество работ посвященных выбору геометрии поверхностей теплообмена, или анализу возможности применения новых интенсифицированных поверхностей в теплообменном оборудовании, практически отсутствуют статьи посвященные технологии проектирования теплообменных аппаратов. Кроме того, вышеупомянутые методы и рекомендации учитывают только теплообмен и сопротивление теплообменных матриц и не рассматривают ограничения накладываемые на размеры теплообменной поверхности по технологическим и конструктивным соображениям.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является разработка метода оптимизационного проектирования теплообменных аппаратов.

Достижение указанной цели осуществляется путем решения следующих задач:

1) применением математических методов для решения задач конструирования теплообменника

2) разработкой рекомендаций по выбору геометрических характеристик теплообменных поверхностей;

3) определением влияния, которое оказывают элементы теплообменника, не участвующие в процессе теплообмена, на геометрические характеристики теплообменной матрицы и параметры теплообменника в целом

4) анализом возможности применения интенсифицированных поверхностей теплообмена в теплообменных аппаратах ГТУ сложных схем.

Изложение основного материала исследований с полным обоснованием полученных научных результатов.

Процесс проектирования теплообменных аппаратов для газотурбинных установок сложных циклов включает в себя следующие этапы:

1) выбор типа поверхности теплообмена;

2) выбор компоновки матрицы теплообменника;

3) определение оптимальных геометрических параметров матрицы регенератора;

4) разработка конструкции теплообменника и ее отдельных узлов.

Очевидно, что массо-габаритные и энергетические характеристики теплообменника закладываются на первых трех этапах, в процессе последнего этапа они будут подвергаться уточнению. Но, как показывает опыт проектирования теплообменников, и последний этап может сопровождаться выполнением расчетов, характерных для первых этапов, вплоть до повторения их заново с полной переделкой поверхности теплообмена.

В ГТУ параметры теплоносителей (температура и давление) на входе в теплообменные аппараты и на выходе из них взаимосвязаны с аналогичными параметрами других элементов установки. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании теплообменников: при определении степени нагрева или степени охлаждения, скоростей теплоносителей и других параметров теплообменников требуется комплексное решение задачи в объеме всей газотурбинной установки [8].

Снижение массогабаритных характеристик теплообменных аппаратов осуществляется за счет интенсификации процессов теплопередачи. Для теплообменных аппаратов типа «газ»-«жидкость» (котлы-утилизаторы) это осуществляется за счет оребрения теплообменной поверхности со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи. Для теплообменных аппаратов типа

«газ»-«газ» (регенераторы, нагреватели-утилизаторы) этот способ не дает ощутимых результатов, поскольку коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон поверхности теплопередачи сопоставимы.

На рис. 1 приведены результаты оптимизационных расчетов регенератора ГТУ малой мощности с оребренными трубами, внутри которых течет воздух (линия 1). В качестве параметра, характеризующего оребрение взято отношение площади поверхности ребер (F_p) к общей площади поверхности теплообмена (F). Полученная кривая изменения массы имеет минимум при величине $F_p/F \approx 0.7$. Разброс точек вокруг кривой объясняется разным влиянием шага и высоты ребер на массу пакета. Для сравнения на график также нанесена масса регенератора из гладких трубок того же размера (линия 2). Видно, что при прочих равных условиях оптимальным выбором параметров оребрения возможно добиться существенного снижения массы. Однако стоит учесть, что в связи с малым давлением воздуха внутри труб, гладкотрубный пакет возможно набрать из трубок малой толщины (линия 3), а для оребренных поверхностей толщина труб по технологическим соображениям не может быть меньше 2 мм.

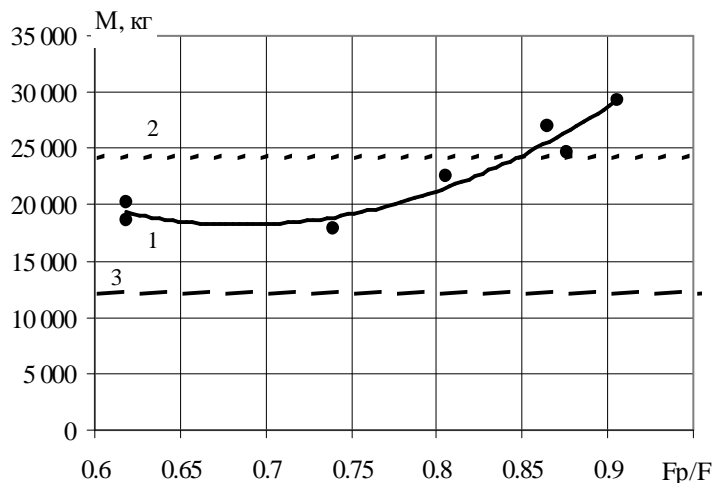
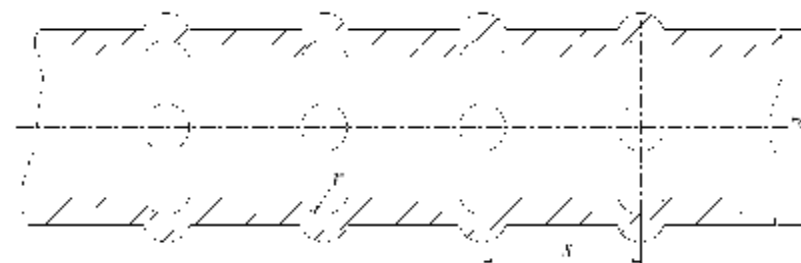


Рис. 1 – Влияние степени оребрения труб на массу теплообменного пакета регенератора ГТУ: 1 – оребренные трубы Ø38x2, 2 – гладкие трубы Ø38x2, 3 – гладкие трубы Ø38x1

Более перспективным является применение профилированных поверхностей теплопередачи с канавками и углублениями различной формы (рис. 2). На рис. 3 показано изменение массы теплообменного пакета регенератора из плоских змеевиков при применении труб с внутренними сферическими углублениями с разной степенью интенсификации

теплообмена по внутритрубной стороне при постоянном изменении гидравлического сопротивления трубок ($\xi/\xi_{г\text{л}}=1,1 \dots 1,5$)



с.2 – Профилированная поверхность теплопередачи с внутренними сферическими углублениями

Ри

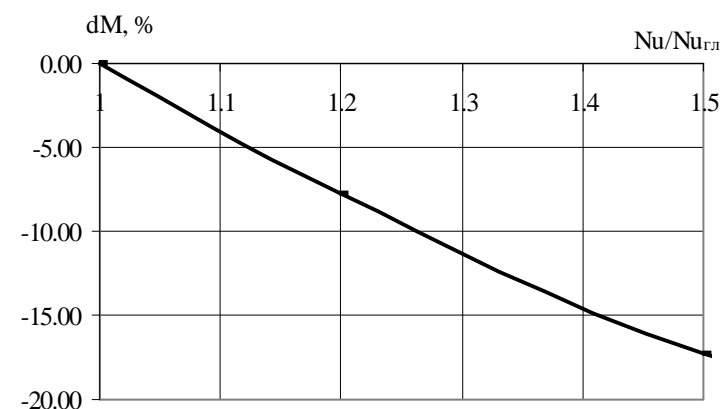


Рис. 3 – Уменьшение массы трубчатого пакета змеевикового регенератора при использовании профилированных поверхностей с различной степенью интенсификации теплообмена

Выбор оптимальной поверхности теплообмена, ее компоновки и характеристик представляет собою сложную задачу, поскольку к настоящему моменту известно большое количество теплообменных поверхностей.

Так, например, для регенератора ГТД с поверхностью из прямых гладких трубок можно предложить следующие компоновки труб в пучке:

- коридорную;
- шахматную;
- шахматную со смещением труб;
- плотную компоновку труб в пучке;
- компоновку пучка из труб разного диаметра.

При этом из трубчатого пучка могут быть образованы следующие известные конструкции регенераторов:

- коробчатая, в которой концы труб зажаты в неподвижных и подвижных трубных досках, а течение теплоносителя между ходами осуществляется по перепускным коробам, воздух течет по трубам, греющий газ снаружи;
- змеевиковая (по типу поверхности, характерной для котлов-утилизаторов, трубки соединяются калачами в плоский змеевик, воздух течет по трубам, греющий газ снаружи)
- кольцевая типа регенератора GEA (греющий газ течет по трубам, воздух обтекает трубы снаружи и совершает несколько ходов внутри теплообменника)
- кольцевая с расположением осей труб параллельно оси кольца (по трубам течет воздух, греющий газ течет обтекает трубы снаружи).

Обычно для достижения приемлемых, если не минимальных, массогабаритных характеристик пакета проектантам приходится выполнять серию трудоемких расчетов различных вариантов конструкции, на которые уходит значительное количество времени и сил. Существенного сокращения затрат на возможно добиться путем выполнения оптимизационных расчетов теплообменника с привлечением известных математических методов. Ниже приводится описание их применения на примере расчета регенератора ГТУ из гладких труб.

Выполнение оптимизационных расчетов регенератора ГТУ проведены на базе методов Ньютона и сопряженных градиентов (оба метода дают близкие результаты и затрачивают на расчет примерно одинаковое количество времени). В качестве критерия, определяющего оптимальную конструкцию, выбрана масса теплообменника, которая в результате расчетов должна достигнуть минимального значения. При этом значения степени регенерации теплоты (τ) и суммарных потерь давления (ΔP_{Σ}) должны быть равными значениям заданным по расчету цикла.

Выбор в качестве критерия минимальной площади поверхности теплообмена, как это часто рекомендуют, не всегда обеспечивает минимальную массу. Из-за возможности варьировать толщиной труб у теплообменников с одинаковой площадью теплообмена массы могут существенно различаться, в то время как стоимостные характеристики теплообменника в первую очередь определяются его массой и стоимостью материала.

При выполнении расчетов для каждого из вышеописанных вариантов компоновок оптимизации подлежали (здесь рассматривается многоходовой перекрестноточный теплообменник):

- диаметр труб (d);
- толщина стенки труб (δ);

- продольный и поперечный шаги труб в пучке (s_1 и s_2);
- длина труб (l);
- количество ходов теплоносителя (n_x);
- количество труб, установленных поперек течения теплоносителя во фронтальном ряду (n_{ϕ});
- количество рядов труб в одном ходу внутритрубного теплоносителя (n_p) или количество рядов труб, установленных вдоль течения теплоносителя.

При использовании поверхностей с интенсификаторами теплопередачи (оребрение или накатки различных типов) количество оптимизируемых параметров может существенно возрасти, что приведет к еще большему усложнению задачи и росту количества анализируемых вариантов.

Поскольку из расчета цикла регенеративного ГТД заданы только суммарные потери давления, при проектировании регенератора появляется возможность за счет распределения этой величины между потерями давления по воздушной (ΔP_v) и по газовой (ΔP_r) сторонам добиться снижения массы теплообменника. Таким образом, также подлежит оптимизации и величина $\Delta P_v/\Delta P_r$.

Необходимо также отметить, что часть из вышеприведенных оптимизированных параметров (например количество рядов труб, ходов теплоносителя и пр.) являются величинами дискретными. В связи с этим приходится либо ввести в алгоритм расчета блок обеспечивающий округление данных величин до целого (как было сделано для количества трубок, установленных поперек хода теплоносителя, n_{ϕ}), либо выполнять расчет задавая эти величины с определенным шагом. Также дискретной величиной является и наружный диаметр и толщина стенок труб (определяются сортаментом на трубы).

В качестве примера в табл. 1 приведены результаты расчета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков с шахматным расположением труб в пучке. Значения в ячейках таблицы равны расхождению массы теплообменного пакета, рассчитанной для данных n_p и n_x , с минимальной массой полученной для данного размера труб (для всего диапазона изменения n_p и n_x). Продольный и поперечный шаги труб в пучке, длина труб и количество труб во фронтальном ряду определялись в процессе оптимизации исходя из условия минимальной массы.

В процессе выполнения оптимизационных расчетов также возникает необходимость ввода ограничивающих условий, которые чаще всего вызваны конструктивными и прочностными характеристиками проектируемого теплообменника, техническими и технологическими возможностями производства.

Ниже кратко рассматриваются некоторые из данных условий и их влияние на результаты расчетов.

Таблица 1 – Изменение массы теплообменного пакета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков при изменении геометрии пакета (результаты оптимизационного расчета, трубка $\varnothing 22 \times 1$ мм, минимальная масса теплообменного пакета 48 т)

Количество рядов трубок в одном ходу	Количество ходов теплоносителя во внутритрубном пространстве					
	4	6	8	10	12	14
4	97.4	36.8	13.8	4.4	2.7	3.1
6	47.6	9.5	1.3	0.7	2.5	6.5
8	24.0	2.1	0.0	2.7	9.7	18.9
10	12.0	0.8	1.9	10.1	20.3	31.6
12	7.3	0.8	7.8	19.0	32.3	43.7
14	6.1	3.6	14.7	29.5	42.1	54.8

Толщина стенок труб. Используемое условие минимальной массы приводит к тому, что алгоритм стремиться уменьшить толщину стенок труб до минимума. С другой стороны при фиксировании прочих геометрических параметров теплообменной матрицы уменьшение толщины стенок не оказывает существенного влияния на теплопередачу и величину гидравлических сопротивлений, площадь поверхности теплообмена остается практически неизменной (табл. 2). В результате при выполнении подобных расчетов рекомендуется определить минимальное значение стенок труб (исходя из прочностных или технологических соображений) и оптимизацию по данному параметру не проводить.

Диаметр труб. На рис. 4 (линия 1) показано изменение массы теплообменной поверхности регенератора с уменьшением диаметра труб (при фиксированной толщине стенки). Видно, что уменьшение диаметра сопровождается уменьшением и массы пакета, в связи с этим при выполнении алгоритма диаметр стремиться к минимуму. Рекомендуется ввести ограничение на минимальную величину диаметра (исходя из имеющегося типоразмера труб или возможности выполнить качественный гиб труб).

Таблица 2 – Влияние толщины стенки трубок на параметры регенератора (гладкотрубный регенератор для ГТД мощностью 2,5 МВт)

Размеры труб, мм	$\varnothing 16 \times 1$	$\varnothing 16 \times 2$
Коэффициент эффективности теплообменника	0.84	0.84
Суммарные относительные гидравлические потери, %	4.00	4.00
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² *К)		
для воздуха	196.8	210.2
для выхлопных газов	113.0	109.2
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² *К)	72.5	73.2
Поверхность теплопередачи, м ²	1072	1061
Масса теплообменной поверхности, кг	8515	16862
Объем теплообменного пакета, м ³	7.9	8.4

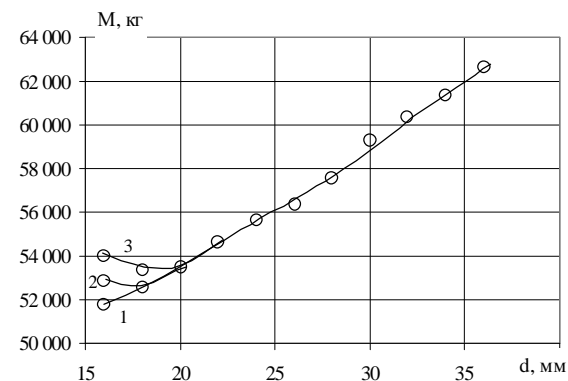


Рис. 4 – Зависимость массы теплообменного пакета гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков для ГТД мощностью 16 МВт от диаметра трубок:

1 – расчет без ограничений, 2 и 3 – расчеты с ограничением по соотношению размеров фронта пакета

Соотношение сторон корпуса регенератора. Если рассматривать регенератор с учетом его компоновки с газотурбинным двигателем и размеров подводящих и отводящих газоходов, то более рациональной конструкцией теплообменника, очевидно будет та, которая имеет поперечное сечение близкое к квадрату (соотношение сторон $a/b=1$).

Если одна из сторон теплообменника значительно больше другой, то это приводит:

- к большому углу раскрытия диффузора газохода по данной стороне и, как следствие к существенным потерям давления в газоходе;
- к необходимости уменьшить угол раскрытия диффузора с соответствующим ростом длины диффузора (возрастание массо-габаритных показателей),
- к необходимости установки в газоходе направляющих устройств (усложнение конструкции, трудности в наладке, возрастание потерь давления).

Квадратное сечение регенератора обеспечивает равные (минимальные) углы раскрытия по диффузора по обоим сторонам. В большинстве случаев теплообменник с квадратной формой фронтального сечения не обладает минимальной массой, потому рекомендуется сделать это условие менее жестким (допустить превышение длины одной из сторон над другой, например, до 30%, т.е. $0.7 \leq a/b \leq 1.3$). Найденные с учетом данного условия минимальные массы теплообменной матриц с разными размерами труб показаны на рис. 4 (линии 2 и 3). Видно, что с уменьшением диаметра трубок расхождение между конструкцией с минимальной массой и конструкцией с требуемой формой поперечного сечения возрастает. При этом появляется минимум и по диаметрам трубок, хотя без ввода указанного условия он не наблюдался (линия 1).

Размеры корпуса регенератора. Ограничение на эти величины накладываются транспортным габаритом. К примеру при расчетах кольцевого регенератора необходимо ограничивать наибольший диаметр корпуса, для возможности размещения его в габаритах железнодорожной платформы. Длина труб между трубными досками кроме того может ограничиваться имеющимся сортаментом труб (это также важно при проектировании кольцевого регенератора, который получается "вытянутым" вдоль осей труб, чему также способствует введенное ограничение по диаметру).

Масса секции регенератора. Ограничение связано с грузоподъемностью транспортных средств. В результате приходится разбивать регенератор на несколько секций, что приводит к возрастанию массы корпуса, и росту величины протечек теплоносителей мимо теплообменной матрицы.

Протечки теплоносителей мимо поверхности теплообмена. Вызваны наличием зазоров между крайним рядом труб теплообменного пакета и корпусом регенератора, зазорами между подвижными трубными досками и корпусом, зазорами в отверстиях перегородок, их величина может оказать существенное влияние на массу пакета теплообменника (рис. 5)

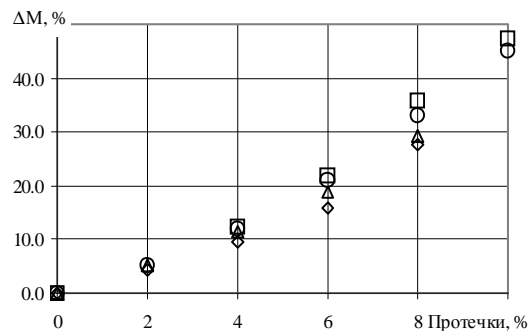


Рис. 5 – Влияние протечек теплоносителя мимо поверхности теплообмена на массу пакета (результаты оптимизационных расчетов гладкотрубных регенераторов разной конструкции).

Шаги труб в пучке. В процессе оптимизационных расчетов алгоритм также стремится свести шаги в труб к минимальному значению (наиболее часто минимальным становится поперечный шаг). Для гладкотрубного регенератора из плоских змеевиков минимальные значения данных величин ограничиваются:

- 1) размерами дистанционирующих элементов (колец, пластин), которые придают пучку жесткость;
- 2) размерами калачей и их взаимным расположением;

3) прочностью трубной доски, в которую ввариваются концы труб.

Поскольку даже незначительное изменение шага труб приводит к существенному росту массы пакета, то этому ограничению рекомендуется уделять особое внимание. Существенно увеличивают шаги (а вследствие этого и массу пакета) второе и третье условия, следовательно рациональное проектирование трубных досок, коллекторов и переходных камер, калачей змеевиков и их соединений с трубным пучком является одним из направлений по созданию компактных, легких теплообменников.

Радиус гиба калачей змеевиков (R_r). Большой радиус гиба приводит к росту массы и габаритов теплообменника, к тому же он начинает накладывать ограничение на минимальную величину продольного шага трубок в пучке. Меньший же радиус приводит к росту сопротивления движению воздуха между ходами. Минимальная величина радиуса выбирается из технологических соображений. Так первоначально в расчетах она ограничивалась одним диаметром трубок ($R_r/d=1$), в последствии, исходя из возможности изготовления калачей, была повышена до $R_r/d=1.37$.

Масса неактивной части регенератора. Сюда относятся массы элементов не участвующих в процессе теплообмена, а именно:

- корпус;
- входные и выходные воздушные коллектора;
- трубные доски;
- элементы обеспечивающие многократный ток теплоносителей: калачи змеевиков, перепускные коробки, перегородки;
- дистанционирующие элементы придающие жесткость трубному пучку (кольца, пластины);
- части трубного пакета "затененные" корпусными конструкциями, калачами.

По результатам выполненных расчетов рекомендуется качестве критерия оптимальной конструкции выбирать не массу (или площадь) поверхности теплообмена, а массу теплообменника в целом, поскольку в зависимости от выбранной конструкции регенератора масса корпусных и прочих элементов может равняться, а то и превышать массу трубного пакета. Так к примеру в регенераторе типа GEA значительная часть массы приходится на находящийся под давлением корпус, толщина стенок которого может достигать 30 мм, а толщина трубных досок – 50 мм и более. Обычно к снижению массы теплообменной матрицы приводит уменьшение шага труб в пучке, но по результатам прочностных расчетов вызывает увеличение толщин и масс трубных досок, что может повысить массу всего теплообменника. В таблице 3 приведены результаты двух оптимизационных расчетов регенератора из плоских змеевиков, один из которых проводился по минимизации массы теплообменного пакета (вариант 1), второй по минимизации массы теплообменника (вариант 2).

Учет в расчете перечисленных условий и ограничений оказывает существенное влияние на выбор оптимальных параметров поверхности

теплообмена. Так по результатам расчета змеевикового регенератора приведенным в таблице 1 оптимальной является восьмифазовая конструкция теплообменника с восемью запараллеленными рядами труб и минимальная масса пакета составит 48 т. После ввода в алгоритм ограничений и масс неактивных элементов оптимум был получен для шестифазовой конструкции с десятью рядами труб в ходу.

Таблица 3 – Сравнение результатов оптимизационных расчетов с разными критериями оптимальности

Величина	Вариант 1	Вариант 2
Размеры труб, мм	Ø22x1	Ø22x1
Коэффициент эффективности теплообменника	0.84	0.84
Суммарные относительные гидравлические потери, %	4.00	4.00
Количество ходов воздуха	10	6
Масса рабочей поверхности пакетов, кг	47866	50621
Масса пакета полностью с учетом неактивной (затененной) части трубок	55975	56539
Масса колец с пластинами, кг	5354	4548
Масса калачей, кг	15978	10857
Масса трубных досок, кг	5988	5153
Масса отводов, кг	2684	3167
Масса коробов, кг	3398	2992
Масса корпусов, кг	11851	8495
Масса теплообменника в целом, кг	97146	87396

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления. Полученные данные позволят совершенствовать технологию создания теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов и оптимизировать выбор типа теплообменной поверхности и основных параметров теплообменных аппаратов уже на стадии эскизного проектирования.

Список литературы: 1. Огнев В.В., Зуев А.В., Бухарин Н.Н. Газоперекачивающий агрегат "Надежда" // Турбины и компрессоры, №1-2, 2004, с5-9. 2. Длугосельский В.И., Беляев В.Е. и др. Газотурбинные установки для теплофикации // Теплоэнергетика, №12, 2007, с. 64-66. 3. Демидов О.И., Кутахов А.Г. и др. Использование газотурбинных установок при реконструкции ТЭЦ промышленно-отопительного типа // Промышленная энергетика, №2, 2004, с 19-25. 4. Коломеев В.М., Ксендик М.В. и др. ГПУ-16К: дослідно-промислова експлуатація, міжвідомчі приймальні випробування, перспективи використання// Нафтова і газова промисловість, №4 (228), 2006, с.38-40. 5. Валуева Е.П., Доморацкая Т.А. Оценка теплогидравлической эффективности рекуперативных теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика, №3, 2002, с 43-48. 6. Дубровский Е.В., Васильев В.Я. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей и теплообменников //Теплоэнергетика, №5, 2002, с 47-53. 7. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.1/Пер с англ. по ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатом издат, 1987. – 560 с.: ил. 8. Кузнецов В.В., Соломонюк Д.Н. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок// Промышленная теплотехника, т.29, №7, 2007, с.117-120.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.452.004

*О.С. КУЧЕРЕНКО, С.Н. МОВЧАН, А.А. ФИЛОНЕНКО,
В.В. КУЗНЕЦОВ, А.П. ШЕВЦОВ*

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ТУРБИНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Perspective of creation and application air turbine heat utilization plants are presented.

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Утилизация теплоты отработавших газов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является важной научно-технической проблемой. Актуальность этой проблемы сохранится длительное время, так как КПД приводных газотурбинных двигателей простого цикла в обозримой перспективе не превысит 40...45%.

В настоящее время хорошо изучены и освоены газопаротурбинные установки (ГПТУ) с утилизацией теплоты отработавших газов водой в утилизационных парогенераторах или в водогрейных теплообменниках.

Однако эксплуатация таких бинарных и контактных ГПТУ в условиях газоперекачивающих компрессорных станций (ГКС) затрудняется необходимостью установки дополнительного оборудования для подготовки и охлаждения воды.

Альтернативным решением использования теплоты отработавших газов ГПА является воздушная теплоутилизующая турбинная установка (ВТТУ), в которой утилизирующим теплоносителем является воздух, а его охлаждение выполняется окружающей средой.

Эта проблема при создании ВТТУ связана с обеспечением повышения мощности и коэффициента полезного действия ГПА.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. При работе ГТД с ВТТУ реализуется бинарный цикл и улучшаются суммарные экологические характеристики составной установки. ВТТУ включает воздухоприемное устройство, компрессор, нагреватель-утилизатор, турбину, потребитель мощности и воздухоотводящее устройство. ВТТУ может работать с нагревателем-утилизатором бросовой теплоты промышленных установок и при сжигании перед ним горючих газов малого давления, а также жидкого и твердого топлив.

По эффективности ВТТУ уступают паро- и водяным теплоутилизующим контурам (ТУК), потому для судов и морских объектов их использование нецелесообразно. Для наземных энергоустановок из-за простоты и практической возможности создания надежных, экологически чистых конструкций схемы ВТТУ могут найти применение.