

лись с помощью компьютерной программы Mathcad и частично представлены в работе [3].

Литература

1. Козлов В.И., Патрахальцев Н.Н., Эммиль М.В. Повышение топливной экономичности дизелей с помощью отключения цилиндров и циклов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - № 2. - 2008. - с.18 – 19.
2. Эммиль М.В. Формирование регуляторных характеристик дизель – генератора при регулировании отключением рабочих циклов // Вестник РУДН. – 2003. - № 1. – с. 56 – 58.
3. Гришин Д.К., Эммиль М.В. Исследование переходных процессов дизель – генератора, оснащённого системой отключения циклов // Вестник РУДН. Серия "Инженерные исследования". – 2004. - № 1(8). - с. 34 – 37.

Охлаждение каркаса роторного теплообменника

Дементьев А.А., к.т.н. доц. Костюков А.В.

Университет Машиностроения

(495) 223-05-23 доб. 1054, w1941w@yandex.ru, kostukov123@yandex.ru

Аннотация. Приводятся результаты расчетного исследования системы охлаждения каркаса роторного теплообменника. Выполнен анализ существующих систем охлаждения каркаса теплообменника.

Ключевые слова: компактные теплообменники, деформации каркаса теплообменников, тепловое состояние.

Одним из путей повышения эффективности применяемых в настоящее время микротурбин является повышение степени регенерации их теплообменников с 86-90% до 95-97%. Такое повышение приводит к снижению оптимальной степени повышения давления в компрессоре с 4-5 бар до 2.5-3 бар и, следовательно, к увеличению размеров и соответственно КПД лопаточных машин, малые значения которых являются одной из основных проблем газотурбинного двигателя малой мощности. Получение столь высокой степени регенерации является проблемой, так как приводит к значительному увеличению (в разы) размеров теплообменника, которые и в применяемых сегодня микротурбинах сравнимы с размерами всего двигателя. В связи с этим представляется весьма перспективным рассмотреть применение в микротурбинах со сверхвысокой степенью регенерации роторных теплообменников, имеющих по сравнению с неподвижными теплообменниками (рекуператорами) существенно меньшие размеры.

Недостатком роторного теплообменника является наличие утечек сжатого воздуха через его систему уплотнений. Очевидно, что при увеличении степени регенерации и, значит, при увеличении размеров теплообменника проблема утечек усилится.

Рассмотрим роторный теплообменник транспортных микротурбин, имеющий рекордно малые утечки воздуха (1-1.5%) (рисунок 1) [1].

Столь низкая величина утечек обусловлена тем, что в этом теплообменнике уплотнения скользят не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским перемычкам дисков-щек каркаса теплообменника. Значительное влияние на снижение утечек оказывают малые тепловые деформации каркаса, получаемые за счет охлаждения каркаса. В теплообменнике транспортной микротурбины [1] охлаждение осуществляется посредством обдува внутренних стенок каркаса воздухом (не прошедшим через теплопередающую матрицу) и охлажденным газом (прошедшим через матрицу теплообменника), происходящим при установке в каркас теплопередающих элементов конической формы (рисунок 1). Аналогичный принцип охлаждения может быть применен и в случае с цилиндрическими теплопередающими элементами [2]. Такие системы обеспечивают снижение максимальной температуры каркаса более чем на 150°C, но занимают часть полезного объема теплообменника (который мог бы быть заполнен теплопередающей матрицей) и соответственно снижают его компактность.

Охлаждение, предложенное в [3], не приводит к сколько-нибудь существенному увеличению объема теплообменника. Оно осуществляется за счет продувок воздуха через специ-

альные каналы 4, выполненные в “горячей” щеке каркаса. Продувка воздуха происходит за счет перепада давления, имеющегося на матрице теплообменника (рисунок 2).

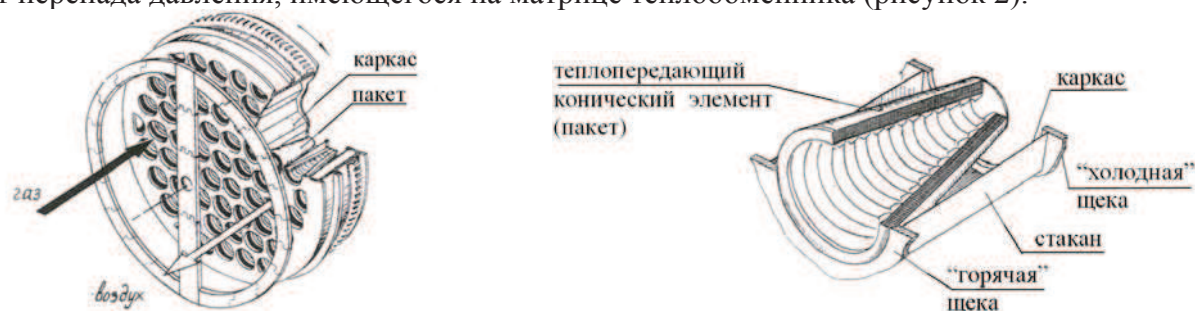


Рисунок 1. Роторный теплообменник транспортной микротурбины

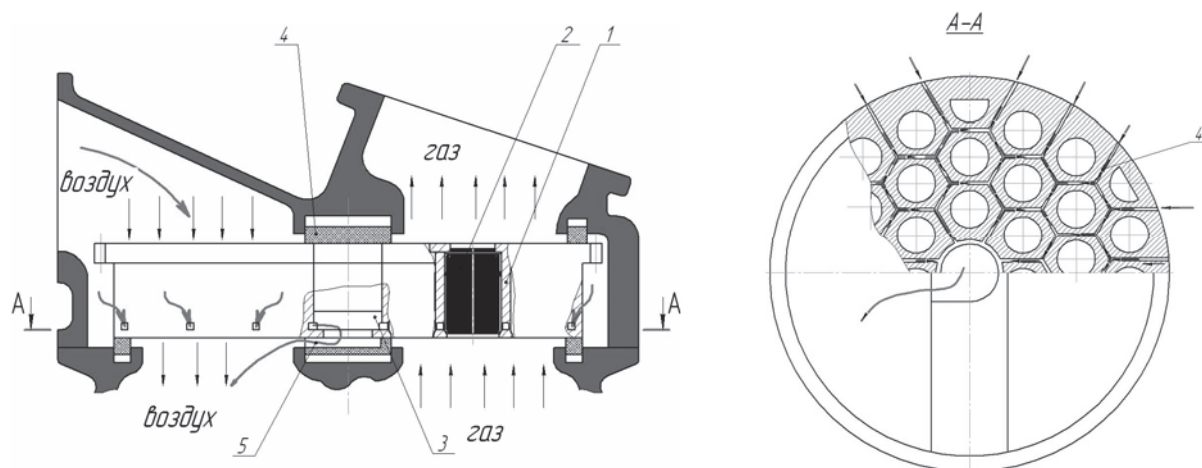


Рисунок 2. Вращающийся роторный теплообменник с воздушным охлаждением каркаса: 1 - каркас; 2 - теплопередающий элемент; 3 – воздушная полость; 4 – каналы охлаждения

Недостатком такого охлаждения является то, что воздух, продуваемый через систему охлаждения, не проходит через теплопередающую матрицу теплообменника. Это приводит к снижению степени регенерации теплообменника. Причем чем глубже охлаждение, тем сильнее снижается степень регенерации.

Такого недостатка лишена конструкция, показанная на (рисунок 3). В ней охлаждающий воздух продувается вентилятором через каналы охлаждения каркаса на вход в теплообменник (в полость 2).

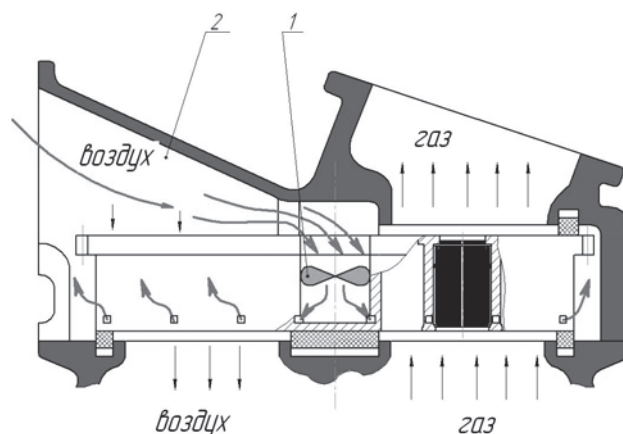


Рисунок 3. Вращающийся роторный теплообменник с воздушным охлаждением каркаса и принудительным наддувом воздуха в каналы охлаждения.

Для анализа эффективности данного решения было выполнено математическое моделирование теплогидравлических процессов в каналах охлаждения и каркасе в целом.

Моделирование выполнялось в расчетном комплексе Fluent.

В качестве расчетной модели был взят сектор каркаса теплообменника с выполненными в нем воздушными каналами (рисунок 4).

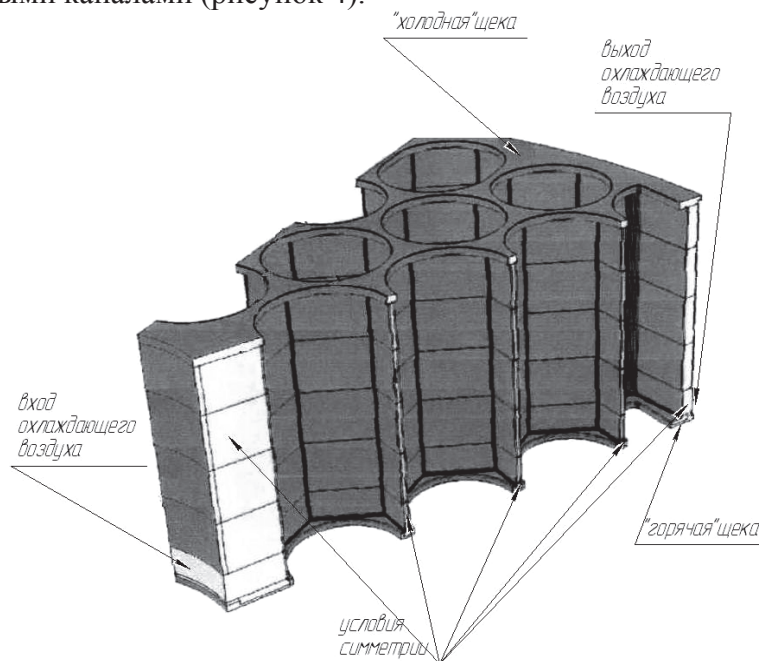


Рисунок 4. Расчетная модель охлаждаемого каркаса теплообменника

В центральную часть подавался воздух с плотностью, температурой, теплоемкостью, теплопроводностью и динамической вязкостью соответствующими условиям на выходе из компрессора двигателя мощностью 340 кВт [3]. Перепад давления, создаваемый вентилятором, принимался равным 2000 Па.

На внешних поверхностях “горячей” и “холодной” щек коэффициент теплоотдачи брался равным среднеарифметическому значению между коэффициентами теплоотдачи по газу и воздуху ($\alpha \approx 170 \text{ Вт/м}^2\text{град.}$ [4]). Температура омывающих каркас теплоносителей также бралась средней между температурами газа на входе в теплообменник и воздуха на выходе из теплообменника:

- $T = 930^\circ\text{K}$ [4] - средняя температура теплоносителей, омывающих “горячую щеку” каркаса;
- $T = 510^\circ\text{K}$ [4] - средняя температура теплоносителей, омывающих “холодную щеку” каркаса.

В расчетной модели также принималось, что на внутренних поверхностях каркаса передача тепла отсутствует.

Таким образом, было смоделировано тепловое состояние охлаждаемого каркаса теплообменника с установленными в нем теплопередающими элементами, с полной теплоизоляцией от внутренних стенок каркаса теплообменника.

Результаты расчета представлены на рисунках 5 и 6. Для наглядности представлена только нижняя половина расчетной модели, содержащая “горячую” щеку каркаса теплообменника. На рисунке 5 хорошо видна сильная неравномерность распределения температур “горячей” щеки каркаса по радиусу. Средняя температура составляет $\sim 510^\circ\text{C}$, что почти на 100°C ниже температуры каркаса без охлаждения. Значительная неравномерность распределения температур по радиусу на “горячей” щеке каркаса говорит о возможности более глубокого охлаждения каркаса при увеличении расхода воздуха, проходящего через каналы охлаждения. Полученный из расчета расход воздуха через данный вариант системы охлаждения равен 0,1127 кг/сек. При таком расходе и перепаде давления 2000 Па мощность, идущая на привод вентилятора, невелика и не превышает 100 Вт. Это указывает на значительные резервы в увеличении мощности вентилятора и соответственно в снижении температурной неравномерности каркаса при его охлаждении посредством продувки вентилятором воздуха через каналы, выполненные в “горячей” щеке каркаса.

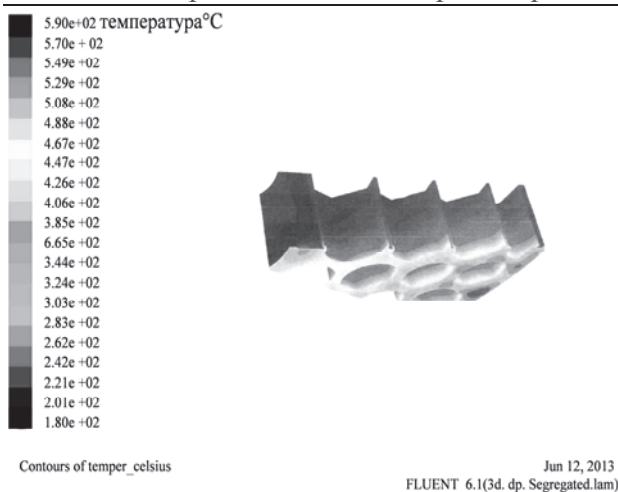


Рисунок 5. Распределение температур в охлаждаемом каркасе теплообменника

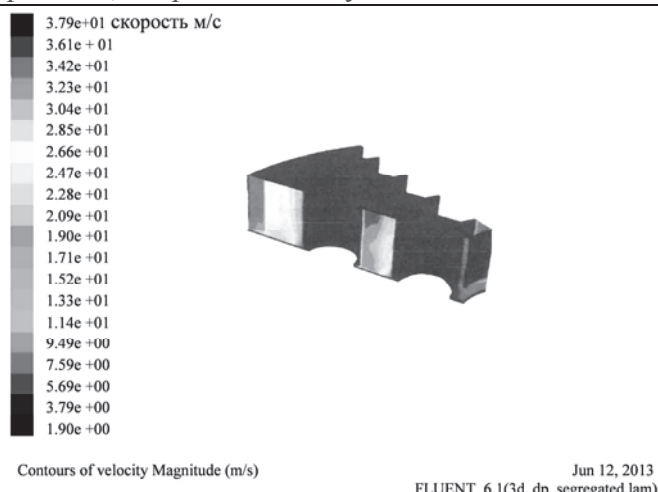


Рисунок 6. Распределение скорости охлаждающего воздуха в каналах охлаждения каркаса

Выводы

1. Предложена оригинальная система охлаждения каркаса теплообменника.
2. Выполненный анализ теплового состояния каркаса теплообменника показал, что предложенная система охлаждения позволяет снизить среднюю температуру горячей стороны каркаса до 510°C (т.е. примерно на 100°C)
3. Мощность, идущая на привод вентилятора системы охлаждения, не превышает 100 Вт. Это указывает на значительные резервы по снижению температурной неравномерности каркаса предложенным способом.

Литература

1. Плотников Д.А.. Разработка и исследование дисковых секционных регенераторов авто-тракторных ГТД. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н., 1981.
2. Костюков А.В., Крутов М.А. и др. Способ охлаждения каркаса вращающегося дискового теплообменника и устройство для его осуществления. Патент на изобретение №2296930, 2007.
3. Костюков В.М., и др., “Вращающийся дисковый регенератор”. Авторское свидетельство на изобретение № 800579, 1981.
4. Костюков А.В., Кустарев Ю.С., Крутов М.А. Расчет распределения температур в каркасе дискового роторного теплообменника при нестационарных граничных условиях. Общероссийский научно-технический журнал “Полет” , № 10, 2005.

Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины

д.т.н. проф. Держанский В.Б., д.т.н. проф. Тараторкин И.А., Тараторкин А.И.
ИМАШ УрО РАН, ООО «КАТЕ»

8 (3522) 23-06-03, [dzb_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru), ig_tar@mail.ru, alexandr_tar@mail.ru

Аннотация. В статье приводится обоснование способа стабилизации тепловой напряженности шин опорных катков быстроходных гусеничных машин выбором угла установки блока подвески.

Ключевые слова: тепло, напряженность, шина, каток, опорный, равномерность, распределение.

Современные условия применения быстроходных гусеничных машин характеризуются быстротечностью, частой сменой обстановки. В этих условиях возрастает уровень требований по надежности механизмов и систем гусеничной машины, которые обеспечивают ее подвижность. Особую значимость приобретает безотказная работа гусеничного движителя,