

Потеря продольной/ поперечной устойчивости	+	+	+	+	+	+
Пожар	+	+	+	+	+	+
Взрыв		+	+	+	+	+
Затопление	+	+	+	+	+	+
Разрыв состава ТС			+			+
Авария опасного груза					+	+

Представленные предложения могут быть использованы в качестве основы для разработки функциональных требований к комплексам автоматической идентификации факта аварии автотранспортного средства.

Литература

1. Next Generation 9-1-1 (NG9-1-1) Initiative. Final System Design Document. US Department of Transportation. Washington, D.C. February 2009. Version 2.0.
2. Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. Bringing eCall back on track - Action Plan (3rd eSafety Communication). Brussels, 23.11.2006. COM(2006) 723 final.
3. Intelligent transport systems — eSafety — Pan European eCall- Operating requirements. European Standard EN 16072. Date: 2010 -09.
4. Road transport and traffic telematics — ESafety — ECall minimum set of data. European Standard prEN 15722:2010. Date: 2010-11.
5. Impact Assessment. Deployment of in-vehicle emergency call - eCall - in Europe. Comments from the European Automobile Manufacturers Association (ACEA) on behalf of its members 11 October 2010.
http://ec.europa.eu/information_society/activities/esafety/doc/ecall/pos_papers_impact_assessm/acea_3cost.pdf
6. Техническое задание на выполнение работ по СЧ ОКР проекта «ЭРА-ГЛОНАСС»: «Разработка требований к механизму определения момента аварии для конфигурации дополнительного оборудования и рекомендованного алгоритма определения момента аварии; проведение компьютерного моделирования для подтверждения разработанных требований и алгоритмов; проекта программы и методики сертификационных испытаний автомобильного терминала «ЭРА-ГЛОНАСС» в части определения момента аварии для конфигурации дополнительного оборудования», М.: ОАО «Навигационно-информационные системы», 2011.
7. ГОСТ Р 22.0.05-94 Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Техногенные чрезвычайные ситуации. Термины и определения.
8. Справочник спасателя. Книга 11. Аварийно-спасательные работы при ликвидации последствий дорожно-транспортных происшествий. М.: ВНИИ ГОЧС, 2006.
9. Правила дорожного движения Российской Федерации. Утверждены Постановлением Совета Министров — Правительства Российской Федерации от 23 октября 1993 г. N 1090.

Высокотемпературный роторный теплообменник для газотурбинных и героторных двигателей

к.т.н. доц. Костюков А.В., Дементьев А.А.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб.

Аннотация. Приводятся результаты расчетного и экспериментального исследования теплового состояния каркаса роторного теплообменника с коническими и цилиндрическими теплопередающими элементами. Расчеты проводились в

расчетном комплексе ANSYS CFX, а эксперимент – на регенеративном газотурбинном двигателе Горьковского автозавода.

Ключевые слова: газотурбинные и героторные двигатели, высокотемпературный роторный теплообменник

В настоящее время в мире активно развиваются работы по энергетическим микротурбинам с электрическим кпд 28-34%. Столь высокую для малоразмерных газотурбинных двигателей эффективность обеспечивает введенный в их схему теплообменник.

Весьма интересны появившиеся сравнительно недавно работы по высокоэффективным героторным двигателям. Заявлено, что эффективность этих двигателей может достигать 55% [1]. Героторные двигатели работают по регенеративному циклу Брайтона и включают в себя теплообменники аналогичные газотурбинным.

Из опыта работ по регенеративным газотурбинным двигателям хорошо известно, что теплообменник является одним из наиболее сложных и проблемных элементов.

В 80-90-х годах прошлого столетия на Горьковском автозаводе (ГАЗ) был разработан оригинальный высокоэффективный роторный дисковый теплообменник [2]. По сравнению с применяемыми в настоящее время на микротурбинах неподвижными пластинчатыми рекуператорами теплообменник имеет в разы меньшие массу и габариты и более чем на порядок меньшую стоимость. Утечки воздуха высокого давления, являющиеся основной проблемой роторных теплообменников, не превышают в теплообменнике ГАЗ 1.5-2%. Одной из причин высокой эффективности работы уплотнений является то, что уплотнения работают не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским металлическим дискам - щекам каркаса. Кроме того, каркас теплообменника эффективно охлаждается, что обеспечивает его малые тепловые деформации. Охлаждение каркаса осуществляется посредством выполнения теплопередающих элементов коническими. В результате (см. рисунок) основная часть каркаса омывается только холодным воздухом и охлажденным (прошедшим через матрицу) газом. Выполнение теплопередающих элементов коническими приводит к необходимости пустых объемов (коллекторов) в ячейках каркаса и, как следствие, к сверхкомпактной матрице теплопередающих пакетов. Сверхкомпактность матрицы делает ее легко засоряемой. Действительно, гидравлическое сопротивление теплообменника ГАЗ через 100 часов работы растет примерно на 1% (абсолютный). Периодический прожиг теплообменника выполняемый непосредственно на двигателе ГАЗ снижает остроту проблемы. Тем не менее, ресурс теплопередающих элементов теплообменника ГАЗ ограничивается 800-1000 часами работы именно из-за его засорения. Кроме того, коническая форма пакетов приводит также к неравномерности распределения теплоносителей по поверхности теплопередающего элемента и снижению тепловой эффективности теплообменника.

Исходя из сказанного выше, представляется весьма перспективным рассмотрение в качестве теплопередающих элементов, полностью заполняющих ячейки каркаса. Например, цилиндрических теплопередающих элементов со щелевыми каналами, образованными намоткой металлической ленты в рулон. В отличие от конического, цилиндрический элемент будет иметь практически равномерное распределение расходов теплоносителей по фронту теплопередающего элемента, а также существенно больший гидравлический диаметр каналов теплообмена цилиндрического пакета по сравнению с коническим, что вместе с прямолинейным характером течения теплоносителей в цилиндрическом элементе должно обеспечивать его существенно более низкую засоряемость, а упрощение конструкции и формы исходного материала позволит снизить стоимость теплообменника.

Основной проблемой перехода к цилиндрическим пакетам является проблема разработки новой системы охлаждения каркаса теплообменника, с эффективностью по крайней мере не уступающей системе охлаждения, имеющей место в случае установки конических пакетов. Принципиальное решение этой задачи показано на рисунке 1 [2].

Для анализа эффективности системы охлаждения было выполнено математическое моделирование теплогидравлических процессов в теплообменнике с системой охлаждения каркаса в расчетном комплексе ANSYS CFX.

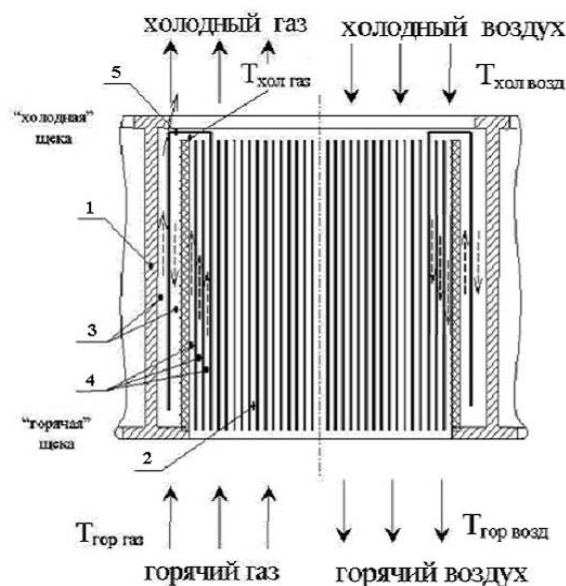


Рисунок 1 – Роторный теплообменник с щелевыми цилиндрическими теплопередающими элементами и системой охлаждения каркаса: 1- каркас теплообменника; 2- каналы теплопередающей цилиндрической матрицы; 3- каналы системы охлаждения; 4- каналы теплопередающей матрицы системы охлаждения; 5-дефлектор системы охлаждения

Используемые допущения:

- постоянные давления и температуры воздуха и газа на входе в теплообменник;
- постоянные расходы воздуха и газа через расчетную модель.

Расчетная модель – осесимметричная (рисунок 2).

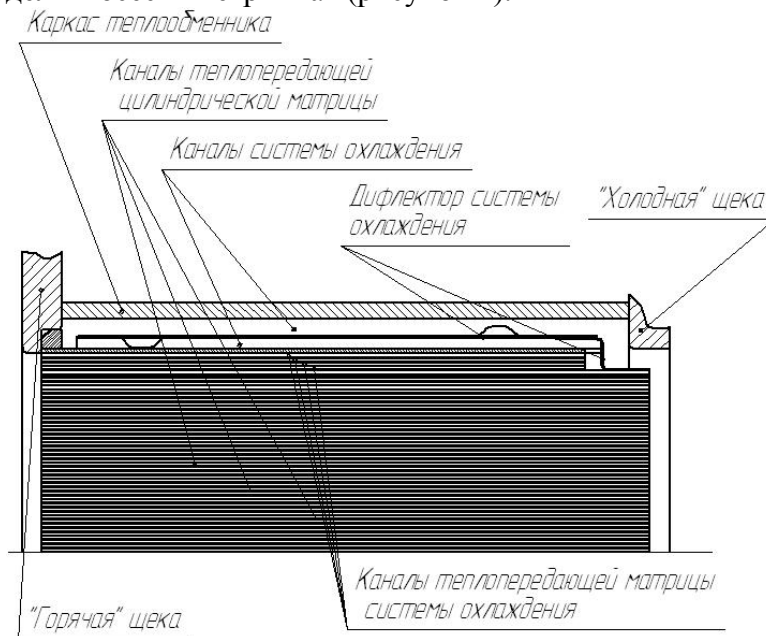


Рисунок 2 – Расчетная модель теплообменника с цилиндрическими теплопередающими элементами и предлагаемой системой охлаждения каркаса теплообменника

В нее входят: ячейка каркаса, цилиндрический ленточный теплопередающий элемент и элементы охлаждения ячейки каркаса. Режим течения в модели – ламинарный. Используемые при расчете уравнения: Навье-Стокса, энергии, неразрывности состояния. Граничные условия: на входе в теплообменник – расход и полная температура; на выходе теплообменника – статическое давление.

Результаты расчетов на различных режимах работы двигателя в таблице 1.

Зависимость максимальной температуры горячей щеки каркаса от режима работы двигателя

Расход воздуха через двигатель. [кг/сек]	Давление воздуха за компрессором. [Па]	Температура газа на входе в теплообменника. [°C]	Частота вращения турбокомпрессора/ Частота вращения теплообменника . [об/мин]/ [об/мин]	Средняя температура горячей «щеки» каркаса. [°C]
2,1	391300	697	33000/25,3	482
1,7	316100	547	30000/23	419
1,53	259900	427	27000/20,7	388
1,28	217800	402	24000/18,4	351
0,85	157000	327	18000/13,8	305

Для сравнения разработанной системы охлаждения каркаса теплообменника с системой охлаждения теплообменника газотурбинных двигателей ГАЗ, а также для апробации используемого расчетного комплекса ANSYS CFX и используемой расчетной модели были проведены экспериментальные исследования теплового состояния каркаса теплообменника ГАЗ.

Исследования проводились на газотурбинном двигателе ГАЗ-99Д.

В качестве объекта исследования использовался роторный теплообменник этого двигателя, имеющий сетчатые конические теплопередающие элементы.

В процессе испытаний проводились измерения:

- расхода воздуха через двигатель;
- статических давлений воздуха и газа на входе и выходе теплообменника;
- температуры воздуха на входе в теплообменник;
- температурного поля каркаса теплообменника в 6-ти точках.

Регистрирующая аппаратура измерений температурного поля каркаса совместно с приемо-передающей аппаратурой и источниками тока (аккумуляторами) устанавливалась на платформе, жестко связанной с диском теплообменника, и вращается вместе с ним. К регистрирующей аппаратуре подключаются провода термопар измеряющих температуры каркаса теплообменника. Приемо-передающая аппаратура передавала сигналы от регистрирующей аппаратуры по радиоканалу на компьютер.

Результаты проведенного экспериментального исследования – значения максимальных температур горячей «щеки» каркаса теплообменника приведены на рисунке 3. Здесь же приведены расчетные значения температуры горячей «щеки» каркаса теплообменника ГАЗ с коническими теплопередающими элементами, рассчитанные в программном комплексе ANSYS CFX.

Сетчатые конические теплопередающие элементы задавались как пористые тела с пористостью равной 0.69.

Течение в каркасе, так же как и в расчетах теплообменника с цилиндрическими теплопередающими элементами и предлагаемой системой охлаждения каркаса, принималось ламинарное.

Граничные условия – температуры, давления и расход газа и воздуха брались из результатов эксперимента.

Как видно из рисунка, экспериментальные значения максимальной температуры горячей «щеки» каркаса теплообменника достаточно близко совпадает с расчетными. Это косвенным образом подтверждает приведенные выше результаты расчетов теплового состояния каркаса теплообменника (таблица 1) с предлагаемой системой охлаждения каркаса теплообменника и цилиндрическими теплопередающими элементами, выполненными с использованием тех же уравнений в программном комплексе ANSYS CFX.

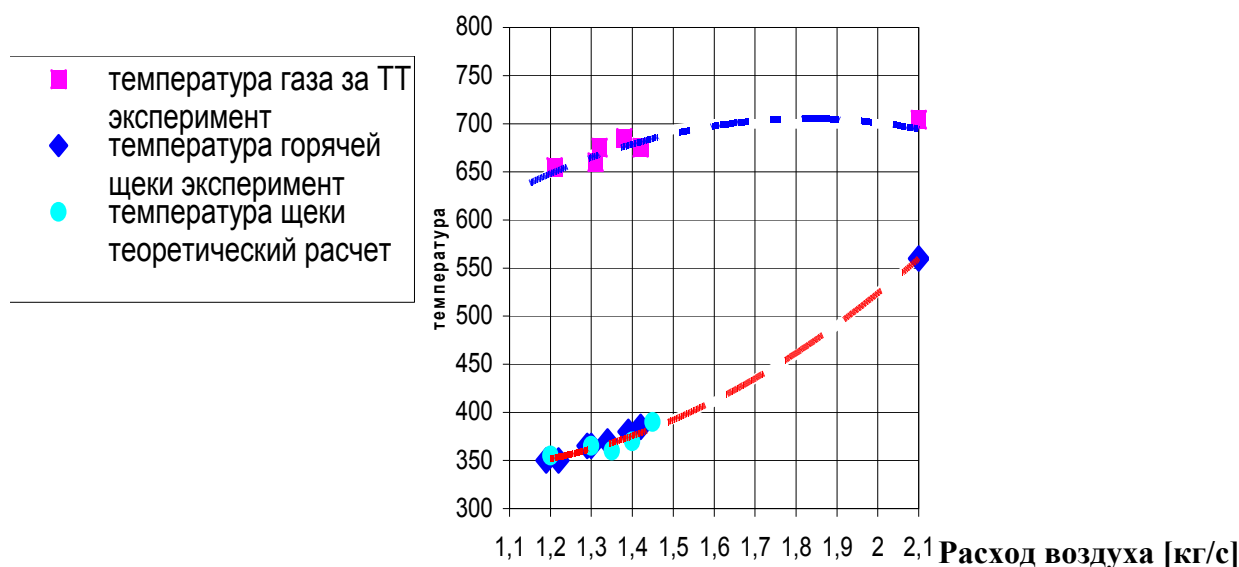


Рисунок 3 – Средние и максимальные температуры газа за тяговой турбиной (перед теплообменником) и поверхности горячей «щеки» каркаса теплообменника ГАЗ соответственно

Сравнение максимальных температур горячей «щеки» каркаса теплообменника ГАЗ (рисунок 3) и теплообменника с разработанной системой охлаждения (таблица 1) показывает существенно большую эффективность последней. Так при работе двигателя на номинале (расход воздуха равен 2.1 кг/с) максимальная температура горячей «щеки» каркаса теплообменника с системой охлаждения ГАЗ составила 552 °С, а с разработанной системой - 482 °С.

Выводы

Разработанная система охлаждения обеспечивает существенно меньшую температурную неравномерность и соответственно меньшие деформации каркаса теплообменника, чем система охлаждения каркаса теплообменника ГАЗ с коническими теплопередающими элементами.

Проведенное расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния каркаса теплообменника ГАЗ косвенным образом подтвердило результаты расчетов теплового состояния каркаса теплообменника с предлагаемой системой охлаждения каркаса теплообменника и цилиндрическими теплопередающими элементами.

Литература

1. Костюков В.М. Автомобильные газотурбинные двигатели Горьковского автозавода. Доклад на соиск. уч. ст. к.т.н. Горький, 1971.
2. Костюков А.В., Крутов М.А. и др.. Способ охлаждения каркаса вращающегося теплообменника и устройство для его осуществления. Патент № 2296930, 2007.

Математическая модель установившегося движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.
МГТУ «МАМИ»

тел.: (495) 223-05-23 доб. 1426, e-mail: lep@mami.ru

Аннотация. В статье приведена разработанная математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии, а также результаты ее анализа с точки зрения возможности повышения энергоэффективности такого автопоезда.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, автопоезд с активизи-