

УДК 621.914

С.И. СЕРБИН, д-р техн. наук; проф. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

А.Б. МОСТИПАНЕНКО, канд. техн. наук; Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

РАЗРАБОТКА КОНВЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 25 МВт

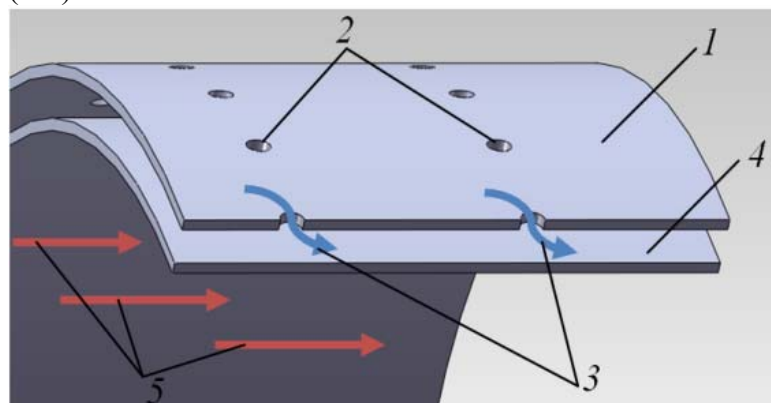
Викладена методика комплексного проектувального розрахунку конвективної системи охолодження жарової труби з використанням методів числового моделювання процесів в камері згорання.

The complex calculations method of the convective cooling system including the results of computational fluid dynamics of the combustion processes was described.

Современный рынок газотурбинной техники предъявляет высокие требования к экономичности, надежности и экологичности двигателей. Поэтому для достижения заданных параметров мощности и КПД конкурирующие фирмы вынуждены повышать температуру газов T_3 перед турбиной, что непосредственно ведет к повышению теплонапряженности жаровых труб камер сгорания. Эффективные системы охлаждения стенок жаровых труб являются необходимым атрибутом надежной работы всего газотурбинного двигателя.

Различают системы охлаждения пленочные, конвективные и конвективно-пленочные. В условиях нехватки охлаждающего воздуха особенно хорошо зарекомендовали себя системы охлаждения конвективного типа, когда наружная стенка *1* выполняется с мелкими отверстиями *2*, через которые охлаждающий воздух *3* струйками натекает и ударяется о внутреннюю стенку *4* (рис. 1). На внутренней стенке со стороны продуктов сгорания *5*, как правило, нанесен слой термобарьерного покрытия.

Эффективность применения подобных систем доказана ведущими зарубежными газотурбостроительными фирмами, такими как Siemens, Mitsubishi и Rolls-Roys [1–3], которые активно используют их в разработках перспективных образцов камер сгорания (КС).



1 – наружная стенка; *2* – отверстия охлаждения;
3 – охлаждающий воздух; *4* – внутренняя стенка;
5 – продукты сгорания в жаровой трубе

Рис. 1. Схема конвективной системы охлаждения

Однако вопросы, возникающие при проектировании подобных систем, не решены до конца. Одним из них является определение приведенного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке жаровой трубы (ЖТ), который бы учитывал конвективный и радиационный теплообмен. Существующие методики для его корректного определения требуют таких

данных как: температура и состав продуктов сгорания, скорости потоков у стенок, давление и потери в жаровой трубе и охлаждающих каналах. От точности этих данных будет зависеть и эффективность проектирования подобной системы.

Предложенная авторами в данной статье методика позволяет произвести тепловой расчет конвективной системы охлаждения на базе данных численного моделирования рабочих процессов в камерах сгорания.

В качестве примера рассмотрен вариант замены пленочной системы охлаждения на конвективную для серийной жаровой трубы камеры сгорания ГТД мощностью 25 МВт производства НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев) [4]. Замена позволила сократить относительный расход воздуха на охлаждение жаровой трубы с 11,4 до 10,2 %.

Предложенная конвективная система охлаждения (рис. 2) представляет собой кольцевой канал толщиной 5 мм, в который через отверстия подается воздух из межтрубного пространства. Отверстия расположены равномерно в шахматном порядке. Расположение отверстий может изменяться в зависимости от необходимости более интенсивного охлаждения отдельных участков жаровой трубы.

Сброс воздуха из кольцевого канала конвективной системы охлаждения в жаровую трубу осуществляется через торцевую щель за первым рядом отверстий вторичного воздуха и щели вокруг гильз на отверстиях вторичного воздуха, осуществляя тем самым их охлаждение.

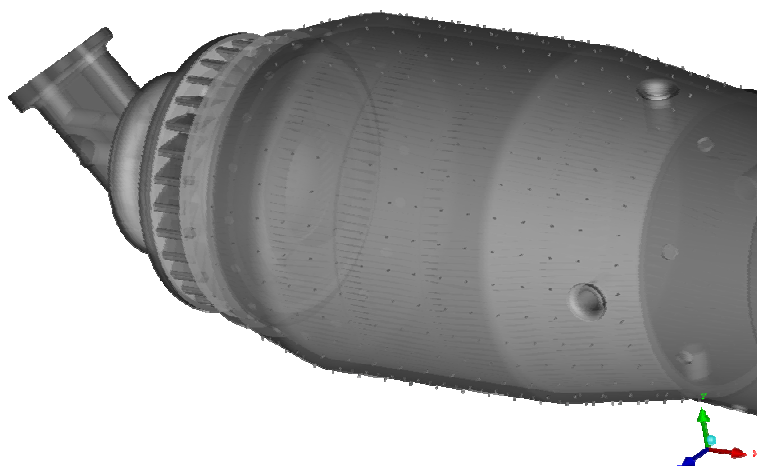


Рис. 2. Внешний вид жаровой трубы с ГТД мощностью 25 МВт с конвективной системой охлаждения

Предварительно проведен расчет суммарной площади отверстий для системы конвективного охлаждения. Исходными данными служили следующие величины:

- температура охлаждающего воздуха (759 К) принята по результатам экспериментальных измерений;
- расход охлаждающего воздуха $G_{\text{охл.ЖТ}}$ (0,3386 кг/с) принимался равным 10,2 % от суммарного расхода воздуха через жаровую трубу;
- значения полного давления в межтрубном пространстве камеры сгорания $P_{\text{вх}}$ (1,612 МПа) и полного давления с внутренней стороны стенки жаровой трубы $P_{\text{вых}}$ (1,538 МПа) получены в результате численного моделирования рабочего процесса в исходном варианте КС [5].

Известно, что расход воздуха через круглый канал определенной площади можно рассчитать следующим образом

$$G_{\text{охл.ЖТ}} = a \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{вх}}^2 - P_{\text{вых}}^2}{\xi T}},$$

где $\xi = 1,55$ – коэффициент потерь в круглых отверстиях;

F – площадь сечения канала;

a – коэффициент, учитывающий свойства газа (воздуха), который определяется по формуле

$$a = \sqrt{\frac{g^2}{R}} = \sqrt{\frac{9,81^2}{287}} = 0,579.$$

Следовательно, суммарная площадь отверстий охлаждения в жаровой трубе равняется $414,59 \text{ мм}^2$. Считаем, что диаметр одного отверстия может быть равен $d = 0,8 \text{ мм}$ или $d = 1 \text{ мм}$, тогда получаем общее количество отверстий в зависимости от диаметра $n = 825$ или $n = 528$.

Далее проведен расчет приведенного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке жаровой трубы по методикам, изложенным в [6, 7], учитывающий радиационный и конвективный теплообмен. Полученная зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи от температуры стенки для наиболее горячего участка показан на рис. 3.

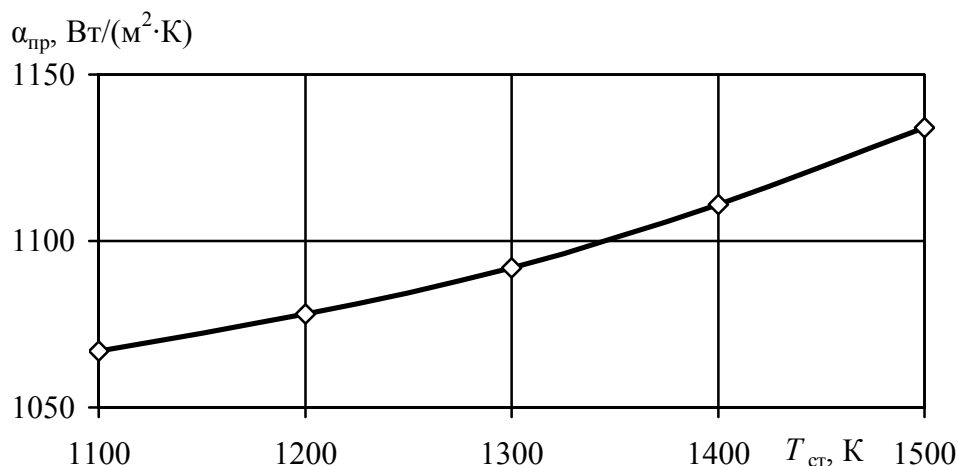


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициентов теплоотдачи от температуры стенки для наиболее теплонапряженного участка жаровой трубы

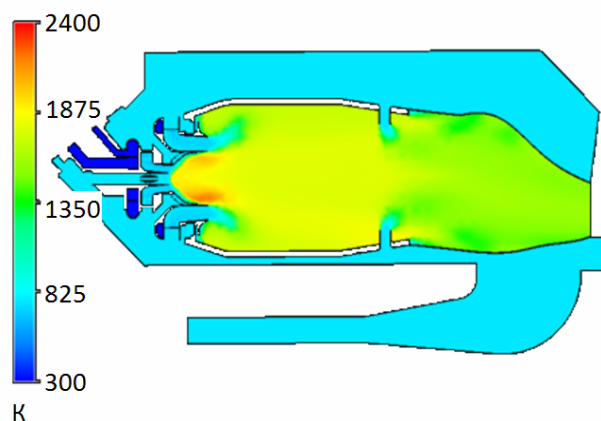


Рис. 4. Поле температур в камере сгорания с конвективной системой охлаждения

Исходные данные, такие как температура (рис. 4) и скорость потока у внутренней стенки жаровой трубы, а также состав продуктов сгорания по сечениям были получены путем предварительного численного трехмерного моделирования процессов в камере сгорания.

Таблица 1
Расчет температуры материала стенки жаровой трубы для наиболее горячего участка

Определяемая величина	Конвективная система охлаждения с диаметром отверстий 1 мм	Конвективная система охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм
Средняя температура материала жаровой трубы, К	1313	1155
Максимальная температура материала жаровой трубы, К	1363	1225
Средняя температура керамического термобарьерного покрытия, К	1383	1252
Максимальная температура керамического термобарьерного покрытия, К	1462	1356
Средняя температура керамического термобарьерного покрытия со стороны жаровой трубы, К	1443	1332
Температура продуктов сгорания внутри жаровой трубы у стенки, К	1764	1764
Приведенный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке, Вт/(м ² ·К)	1560	1560
Подогрев охлаждающего воздуха, град	43	87
Расположение отверстий	Шахматное	Шахматное
Количество отверстий, шт.	528	825
Количество отверстий в ряду, шт.	33	30
Количество рядов, шт.	16	27,5
Материал стенки жаровой трубы	ВЖ159	ВЖ159
Рабочая температура материала жаровой трубы, К	1523	1523
Толщина материала жаровой трубы, мм	1,5	1,5
Материал керамического термобарьерного покрытия	ZrO ₂ + Y ₂ O ₅	ZrO ₂ + Y ₂ O ₅
Толщина керамического термобарьерного покрытия, мкм	500	500

В качестве материала стенки жаровой трубы выбран сплав ВЖ159 с рабочей температурой 1523 К. С внутренней стороны жаровой трубы стенка канала покрыта термобарьерным покрытием толщиной 500 мкм. Покрытие представляет собой диоксид циркония ZrO₂ стабилизированный пятиокисью иттрия Y₂O₅.

Окончательный гидравлический и тепловой расчет предложенной конвективной системы охлаждения производился методами численного моделирования в составе полноразмерной модели модифицированной камеры сгорания.

Результаты теплового расчета температуры стенки жаровой трубы для наиболее горячего участка приведены в табл. 1, рис. 5а, б, и рис. 6а, б.

Видно, что максимальная температура стенки жаровой трубы с керамическим термобарьерным покрытием ниже рабочей температуры сплава, что доказывает работоспособность данной системы охлаждения, однако более рациональным является использование системы охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм.

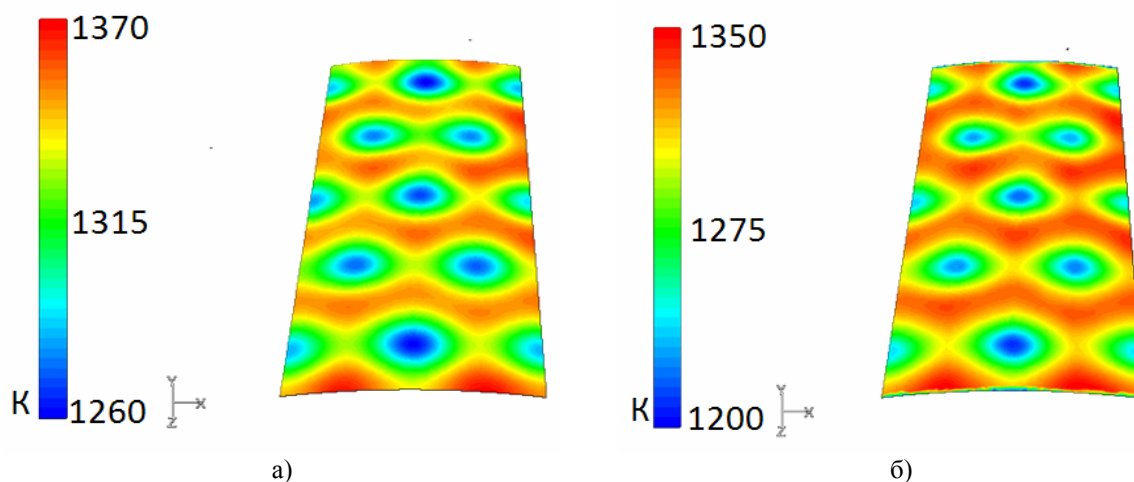


Рис. 5. Распределение температур на поверхности «керамическое покрытие-материал стенки» (а) и «материал стенки-охлаждающий воздух» (б) для наиболее горячего участка конвективной системы охлаждения с диаметром отверстий 1 мм

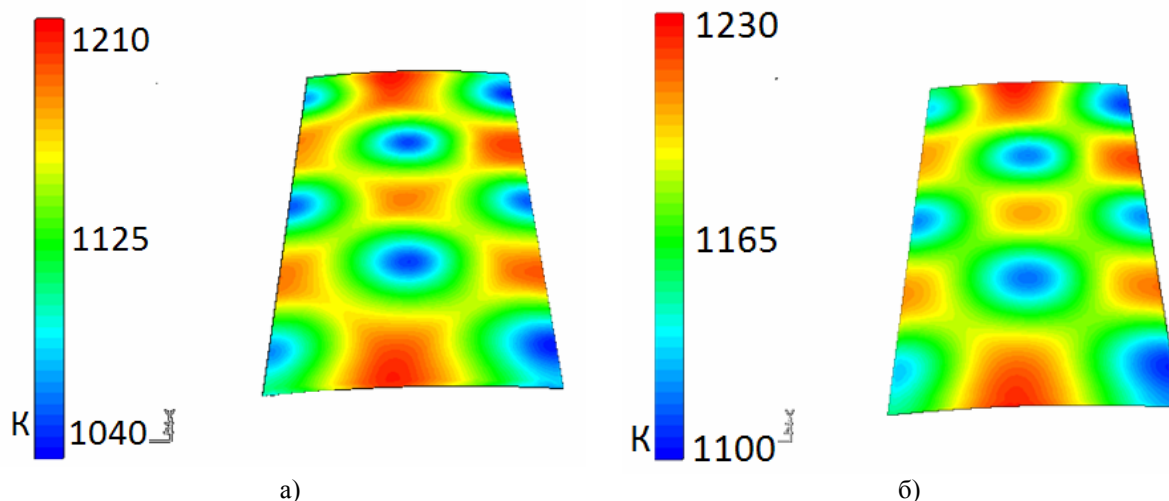


Рис. 6. Распределение температур на поверхности «керамическое покрытие-материал стенки» (а) и «материал стенки-охлаждающий воздух» (б) для наиболее горячего участка конвективной системы охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм

Таким образом, рациональный вариант конвективной системы охлаждения включает 825 отверстий диаметром 0,8 мм. Отверстия расположены равномерно в

шахматном порядке по 30 отверстий в 27 рядах и 1 ряд из 15 отверстий. Расположение отверстий может изменяться в зависимости от необходимости более интенсивного охлаждения отдельных участков жаровой трубы.

Приведенная методика позволяет определить не только осредненный уровень температуры стенок жаровой трубы, но и получить ее распределение по глубине и площади стенки. На ее основе возможно проводить оптимизацию геометрических параметров конвективных систем охлаждения для перспективных конструкций камер сгорания ГТД.

Список литературы: 1. *Khawar J.S.* The nature of NO_x formation within an industrial gas turbine dry low emission combustor / J.S. Khawar, E. Buchanan // ASME, 2005. – GT2005-68070. – 8 p. 2. *Smith D.* DOE Peer Review Meeting Rolls-Royce Overview [Электронный ресурс] / D. Smith // Rolls-Royce Corporation. – Indianapolis, 2002. – Режим доступа: <http://www.p2pays.org/ref/20/19270.pdf>. – Заголовок с экрана. 3. *Tsukagoshi K.* Latest Operating Experience and Technologies of Large Industrial Gas Turbine / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. / K. Tsukagoshi, S. Shiozaki // Second International Conference on Gas Turbine Technologies Organized by CAME-GT with the participation of the Gas Turbine Society of Japan and the Association of European Manufacturers of Industrial Gas Turbines. – Slovenia, 2004. – Режим доступа: <http://www.came-gt.com/2InternatConf/Tech%20Session%201KTsukagoshi.ppt>. – Заголовок с экрана. 4. *Буданова Н.А.* Создание низкоэмиссионных камер сгорания для газотурбинных двигателей ДН70, ДН80, ДБ90 / Н.А. Буданова, В.Г. Ванцовский, Е.В. Коротич // Судовое и энергетическое газотурбостроение. – Т.1. Научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – С. 31-35. 5. *Мостипаненко А.Б.* Повышение экологической безопасности газотурбинных установок использованием технологии малоэмиссионного сжигания топлив / А.Б. Мостипаненко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2007. – №1 (412). – С. 100-108. 6. *Антоновский В.И.* Расчет теплового излучения пламени в камерах сгорания газотурбинных установок [Электронный ресурс] / В.И. Антоновский, А.П. Пеков, С.М. Хайрулин // Первый межведомственный научно-технический семинар по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок. – 2004. – Режим доступа: <http://www.sonbi.ru/tsiam/conf/lemission/doc/23.pdf>. – Заголовок с экрана. 7. *Пчелкин Ю.М.* Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбиностроение» / Ю.М. Пчелкин – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.

© Сербин С.И., Мостипаненко А.Б., 2011
Поступила в редколлегию 24.02.11