

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПЛОШНЫХ И ПРОНИЦАЕМЫХ ЭКРАНОВ.

А.Г. Каримова, С.Г. Дезидерьев, А.В. Гимбицкий,
Р.Н. Гильфанов, Д.Г. Закирова, Е.Ю. Саркеев

¹Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А.Н. Туполева – КАИ, г. Казань, Россия

Одной из важнейших проблем при эксплуатации высокотемпературных конвертируемых газотурбинных двигателей, используемых в качестве газогенераторов на газоперекачивающих станциях, является перегрев бокса в связи с высокими температурами их корпусов, что требует эффективной системы тепловой защиты от них.

Для решения проблемы перегрева ограниченного пространства отсека, на станциях в настоящее время применяют способы тепловой защиты базирующиеся, в основном, на организации потока охлаждающего воздуха между корпусом двигателя и ограждающим кожухом. Эти способы, описанные в [1,2], а также запатентованные RU 2131715C2, RU 2166656C2, RU 2252326C1, US 4841726, как следует из описания, требуют дополнительных затрат энергии, в результате чего снижается КПД двигателя.

Таким образом, вопрос выбора оптимальной, малозатратной схемы тепловой защиты отсека от горячего двигателя является актуальным и требует экспериментального исследования.

В работе предлагаются различные конструктивные схемы (рис. 1) тепловой защиты с использованием экранов (сплошных, проницаемых пористых и перфорированных, многослойных, выполненных из металлов или малотеплопроводных материалов) установленных коаксиально между корпусом двигателя и наружной оболочкой с различными способами их обдува, в том числе с использованием эжекции. Выбор оптимальной схемы экранирования зависит от тепловых параметров каждого конкретного двигателя.

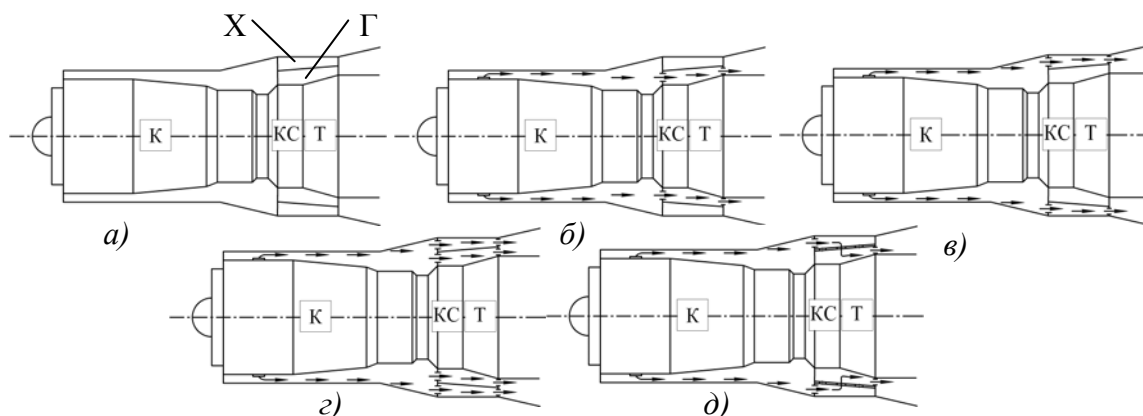


Рис.1 Способы организации тепловой защиты: а) – естественная конвекция в обеих полостях; б) – вынужденная конвекция в полости Г и естественная конвекция в полости Х; в) – естественная конвекция в полости Г и вынужденная конвекция в полости Х; г) – вынужденная конвекция в полостях Х и Г; д) – вдув воздуха через проницаемый экран.

Описание экспериментального стенда.

Для изучения вопроса о выборе оптимального способа тепловой защиты окружающего пространства отсека от расположенного в нем приводного стационарного высокотемпературного ГТД разработана универсальная экспериментальная установка (рис. 2), позволяющая моделировать

процессы теплопередачи от горячего корпуса двигателя к его наружной оболочке при установке между ними сменного экрана (сплошного, пористого, многослойного, перфорированного) при различных вариантах его обдува охлаждающим воздухом, в том числе с завесой и с возможностью изменять расстояние между экраном и нагреваемой поверхностью.

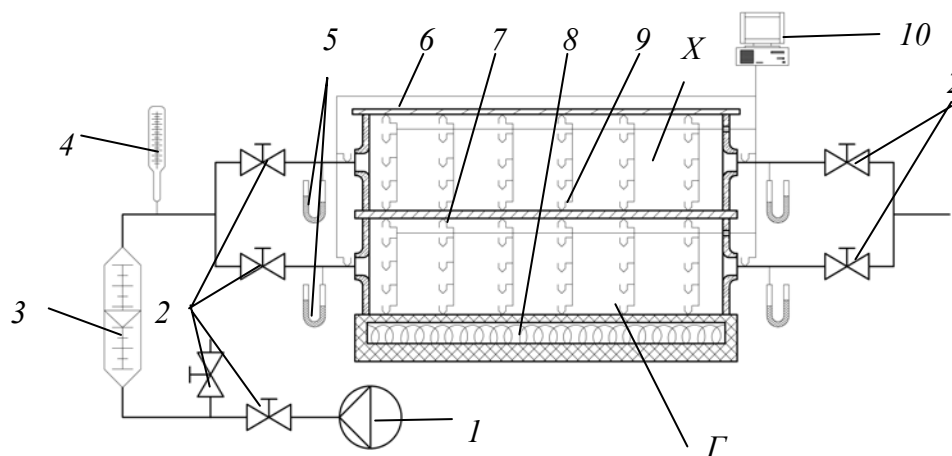


Рис. 2. Схема экспериментального стенда: 1- компрессор; 2 – регулировочные заслонки, краны; 3 – расходомер; 4 – термометр; 5 – манометр полного и статического давления; 6 – верхняя плита (оболочка); 7 – экран; 8 – нагреватель; 9 – спаи термопар; 10 – компьютер для преобразования и вывода на экран параметров измерения; X – холодная полость; Г – горячая полость

Источником теплоты является нижняя стенка – нагреватель 8, тепловой поток от которого направлен через горячую воздушную зону Г к экрану 7, далее через холодную воздушную зону X к наружной оболочке 6.

Экспериментальный стенд состоит из компрессора, расходомера для измерения расхода воздуха, соединительных трубопроводов, фильтра очистки воздуха, вентилей регулирования расхода, автотрансформатора для регулирования напряжения на нагревательном элементе горячей стенки, приборов измерения температуры и давления воздуха.

Термометрирование установки (см. рис 2) осуществляется хромель-копелевыми и хромель-алюмелевыми термопарами 9 диаметром 0,2 мм в лаковой изоляции и предусматривает измерение температуры в следующих местах: поверхность оболочки, воздушная прослойка в обеих полостях, поверхности экрана с горячей и холодной стороны, поверхность горячей стенки (медная пластина), поверхности стенок для учета утечек.

Методика расчета процессов теплопередачи.

Тепловой поток, генерируемый нагревателем, можно подсчитать по параметрам электрического тока:

$$Q = J^2 \cdot R \quad (1)$$

Тепловые потоки, для конкретных схем, определяются по известным в литературе формулам.

Для случая свободной конвекции в обеих полостях (рис. 1, а), процесс теплопередачи от горячей стенки к холодной в замкнутой прослойке можно оценить через плотность теплового потока, определяемую по эквивалентной теплопроводности

$$q = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\delta_r} (T_r - T_{\text{э.вн}}) \quad (2)$$

Характер свободного движения теплоносителя (рис. 1,а) в ограниченном пространстве зависит от формы, взаимного расположения поверхностей и расстояния между ними. Перенос теплоты осуществляется одним и тем же теплоносителем, циркулирующим между горячей и холодной стенками, образующими замкнутые контуры.

Для случая свободной конвекции трудно отделить теплоотдачу около охлаждаемой и нагреваемой поверхностей. Поэтому процесс теплообмена в замкнутой прослойке оценивается в целом. Коэффициент $\lambda_{\text{экв}}$ учитывает интенсивность циркуляции в зазоре и определяется через коэффициент теплопроводности теплоносителя с помощью коэффициента конвекции ϵ_k [3]:

$$\lambda_{\text{экв}} = \epsilon_k \cdot \lambda. \quad (3)$$

При $(Gr \cdot Pr) > 10^3$, значения ϵ_k определяются формулой

$$\epsilon_k = 0,18(Gr \cdot Pr)^{0,25}. \quad (4)$$

При $(Gr \cdot Pr) < 10^3$, $\lambda_{\text{экв}} = \lambda$.

Здесь число подобия Gr определяется по формуле:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{э.вн}}) \cdot \delta_{\Gamma}^3}{\nu^2}. \quad (5)$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции в большом объеме можно воспользоваться зависимостью:

$$Nu = B \cdot (Gr \cdot Pr)^n = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}, \quad (6)$$

Значения коэффициентов B и n зависят от произведения $Gr \cdot Pr$ и их рекомендуемые значения приводятся в табл. 1 [3].

Таблица 1 - Теплофизические параметры

Gr·Pr	B	n
$10^{-3} \dots 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7$	0,135	1/3

Числа подобия Pr, β и теплофизические величины определяются по средней температуре в прослойке

$$\bar{T} = \frac{T_{\Gamma} + T_{\text{э.вн}}}{2}. \quad (7)$$

Для горизонтальных пластин, разделенных воздушными прослойками, получены следующие расчетные формулы [4]

$$Nu = 0,195Gr^{0,25} \text{ при } 10^4 < Gr < 4 \cdot 10^5; \quad (7)$$

$$Nu = 0,068Gr^{0,33} \text{ при } 4 \cdot 10^5 < Gr. \quad (8)$$

Параметры в холодной полости определяются аналогично горячей.

Обобщение экспериментальных данных позволит получить зависимости, позволяющие рассчитывать температуру экрана, которая достаточно полно характеризует температурное состояние системы.

Плотность теплового потока от экрана к верхней стенке можно определить аналогично (2).

Для случая вынужденной конвекции в обеих полостях (рис. 1, з).

Тепловой поток $Q_{\text{Энт.Г}}$, отводимый вместе с протекающим в горячей полости воздухом:

$$Q_{\text{Энт.Г}} = G_{\text{в}} c_p (T_{\text{в.ВЫХ}} - T_{\text{в.ВХ}}). \quad (10)$$

Тепловой поток, передаваемый от нагретого в канале воздуха к внутренней поверхности экрана:

$$Q_{\text{э.вн}} = Q_{\text{э.нар}} = \alpha \cdot F_{\text{э.вн}} (T_{\text{в.ср.г}} - T_{\text{э.вн}}) = \frac{\lambda_{\text{э}}}{\delta_{\text{э}}} (T_{\text{э.вн}} - T_{\text{э.нар}}). \quad (11)$$

Аналогично могут быть определены тепловые потоки в холодной полости – между экраном и наружной оболочкой: $Q_{\text{Энт.х}}$; $Q_{\text{об.вн}}$.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{х}}$ можно определить по известным уравнениям [4], в зависимости от режима течения:

ламинарный режим течения в канале ($2000 < Re < 5 \cdot 10^4$) описываются уравнением

$$Nu = 0,66Re^{0,5} Pr^{1/3}. \quad (12)$$

турбулентный режим ($Re > 5 \cdot 10^4$) подчиняется формуле

$$Nu = 0,018Re^{0,8}. \quad (13)$$

Отсюда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{2\delta}. \quad (14)$$

Для случая с вдувом охлаждающего воздуха через проницаемый экран (рис. 1, д).

Тепловой поток $Q_{\text{Энт}}$, воспринятый уходящим из установки воздухом, определяется по уравнению энтальпии:

$$Q_{\text{Энт}} = G_{\text{в}} \cdot c_p (T_{\text{в.ВЫХ}} - T_{\text{в.ВХ}}) = G_{\text{в}} \cdot c_p [(T_{\text{э.ВХ}} - T_{\text{в.ВХ}}) + (T_{\text{э.ВЫХ}} - T_{\text{э.ВХ}}) + (T_{\text{в.ВЫХ}} - T_{\text{э.ВЫХ}})]. \quad (15)$$

Тепловой поток, передаваемый экрану от нагретого воздуха:

$$Q_{\text{э.вн}} = \alpha_{\text{г}} F_{\text{э}} (T_{\text{в.ср.г}} - T_{\text{э.вн}}). \quad (16)$$

Коэффициент теплоотдачи от нагретого в прослойке воздуха к пористой стенке вычисляется по эмпирической зависимости, полученной [5]:

$$\text{Nu}_{\text{п}} = 4,2 \text{Re}_{\text{ср}}^{-0,1} \left(\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{в.вх}}} \right)^{0,5} \quad (17)$$

Эффективность охлаждения $\theta = (T_{\text{г}} - T_{\text{э.вн}})/(T_{\text{г}} - T_{\text{в.вх}})$ и температуру $T_{\text{э.вн}}$ можно рассчитать по полученной ранее эмпирической зависимости в [5]:

$$\theta = 0,7 \text{Re}_{\text{г}}^{0,1} \left(\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{в.вх}}} \right)^{-0,5} \quad (18)$$

$$T_{\text{э.вн}} = T_{\text{г}} - 0,7 \cdot \text{Re}_{\text{г}}^{0,1} \left(\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{в.вх}}} \right)^{-0,5} \cdot (T_{\text{г}} - T_{\text{в.вх}}) \quad (19)$$

Эти зависимости будут уточняться по мере получения дополнительных данных с учетом влияния различных факторов.

Данные по эффективности тепловой защиты с использованием перфорированных экранов нами не обнаружены.

Результаты тестовых опытов.

Были выполнены проверочные опыты с использованием сплошного экрана при создании свободной и вынужденной конвекции.

Программа проведения тестовых опытов предусматривала снятие показаний всех параметров, перечисленных выше, после выхода установки на стационарный режим (1...1,5 часа после включения). Опыты проведены для 2-х величин напряжения на нагревательном элементе - U (температура медной пластины), а также при одном значении расхода воздуха.

Результаты измерения температур всех поверхностей и воздушных прослоек экспериментальной модельной установки представлены в виде графика на рис. 3.

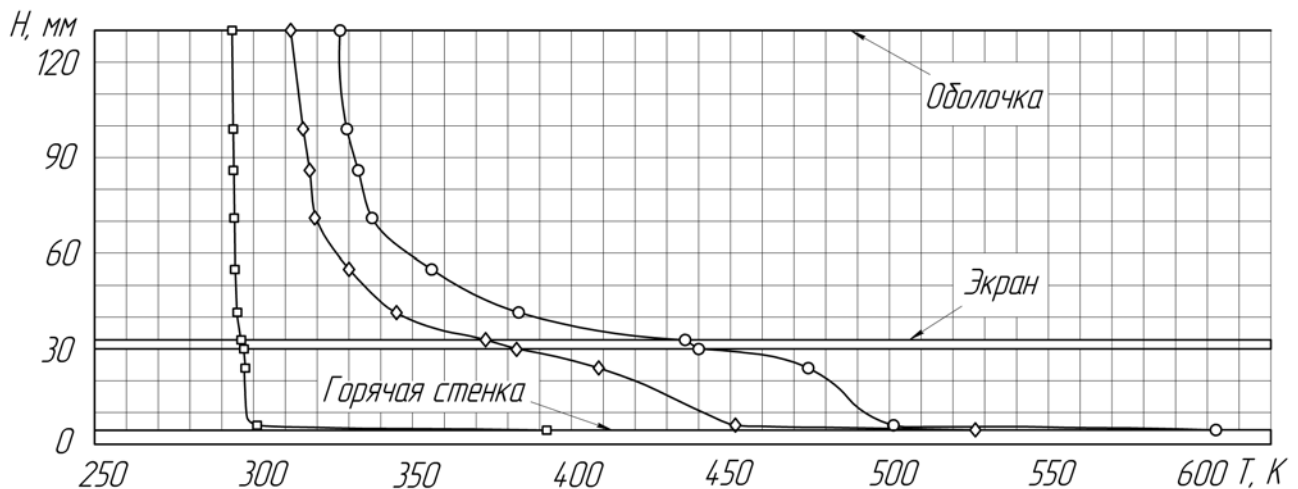


Рис.3. О - $G_B = 0$ г/с; $U = 170$ В, \diamond - $G_B = 0$ г/с; $U = 140$ В, \square - $G_B = 4$ г/с; $U = 170$ В

При свободной конвекции увеличение нагрева горячей стенки (медной пластины) эпюра распределения температур в зазоре между нагревателем и сплошным экраном смещается в область более высоких температур.

В случае вынужденной конвекции в полостях снижается температура воздуха и всех поверхностей. Значительно улучшается эффективность охлаждения.

Полученные в настоящей работе из тестовых опытов результаты подтверждают эффективность использования тепловой защиты экранированием. При увеличении расхода воздуха эффективность возрастает. Для получения зависимостей по эффективности охлаждения и установления влияния геометрических и режимных параметров необходимо проведение широкого круга экспериментальных исследований, в том числе для других схем тепловой защиты, и выбора оптимального варианта.

Обозначения

$Q_{э.вн}$ – тепловой поток от горячего воздуха к экрану [Вт]; $Q_{энт}$ – тепловой поток, воспринятый воздухом, прошедшим от входного до выходного устройства [Вт]; $Q_{энт.г}$ – тепловой поток, воспринятый воздухом в горячем зазоре [Вт]; $Q_{энт.х}$ – тепловой поток, воспринятый воздухом в холодном зазоре [Вт]; $Q_{ут}$ – потери на утечки [Вт]; $Q_{об.вн}$ – тепловой поток от воздуха к оболочке [Вт]; $Q_{об.нар}$ – тепловой поток к окружающему воздуху от оболочки [Вт]; q – плотность теплового потока [Вт/м²]; T_g – температура горячей стенки [К]; $T_{э.вн}$ – температура экрана [К]; $T_{э.вх}$ – температура воздуха на входе в проницаемый экран [К]; $T_{в.вх}$ – температура воздуха на входе в холодную полость [К]; $T_{э.вых}$ – температура воздуха на выходе из экран [К]; $T_{в.вых}$ – температура на выходе из установки [К]; $T_{в.ср i}$ – температура воздуха в ядре потока в i -ом сечении [К]; $T_{в.вх}$ – температура воздуха на входе [К]; $T_{в.вых}$ – температура воздуха на выходе [К]; δ_g – толщина в горячей прослойке [м]; $\delta_э$ – толщина экрана [м]; F_g – площадь теплообмена в горячей прослойки [м²]; $F_э$ – площадь экрана [м²]; G_v – расход воздуха [кг/с]; $\lambda_{э.кв}$ – эквивалентный коэффициент теплопроводности [Вт/м·К]; $\lambda_э$ – теплопроводность экрана [Вт/м·К]; α_g – коэффициент теплоотдачи в горячей прослойке [Вт/м²·К]; β – коэффициент объемного расширения по средней температуре [К⁻¹]; g – ускорение свободного падения [м/с²]; ν – коэффициент кинематический вязкости [м²/с].

Литература

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Т.5. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учеб. пособие М.: Машиностроение, 2008. – 200 с. – Предм. указ.: с. 146.
2. Джадж А. Газотурбинные двигатели малой мощности. ИИЛ., Москва. 1963.
3. Басков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. и др. Теплотехника. М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.
4. Юдаев Б.Н. Теплопередача: учебник для втузов. / М., «Высш. школа», 1973. – 360 с.
5. Каримова А.Г., Дезидерьев С.Г., Зубарев В.М., Хабибуллин М.Г. Результаты экспериментального исследования процессов теплообмена и эффективности тепловой завесы при пористом вдуве. // Изв. вузов. Авиационная техника. 2006. №1. С. 37-39.