

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ В ПОЛЕ ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ

В. В. Шалай, К. В. Щербань

Омский государственный технический университет,  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

**В настоящее время актуален вопрос повышения теплоотдачи углеводородного топлива в системах каналов систем охлаждения жидкостных ракетных двигателей. В статье рассматриваются результаты экспериментального исследования систем охлаждения с интенсификацией в поле инерционных сил, полученные на модернизированном экспериментальном стенде. Данный стенд позволил исследовать эффективность нагрева компонентов жидкого топлива углеводородного теплоносителя в поле инерционных сил и верифицировать результаты расчёта, полученные в среде ANSYS.**

**Ключевые слова:** жидкостные ракетные двигатели, турбулициация, теплоотдача, система охлаждения, теплообмен, экспериментальный стенд.

## Введение

В настоящее время в практике мирового двигателестроения ведётся интенсивная разработка прямоточных реактивных воздушных двигателей для гиперзвуковых летательных аппаратов [1–3]. Анализ проводимых теоретических и экспериментальных работ показывает, что одной из основных проблем при создании такого рода летательных аппаратов является разработка системы охлаждения камеры сгорания двигателя и его сопла. [4–7]. К этим системам предъявляются жёсткие требования, так как они должны обеспечить работу двигателя при тяжёлом температурном режиме. Одним из наиболее широко применяемых в качестве горючего для летательных аппаратов является такое углеводородное топливо как керосин [8]. Полученные в данной области результаты [9–11] требуют экспериментальной верификации, для чего был создан модернизированный экспериментальный стенд, для исследования систем охлаждения с интенсификацией в поле инерционных сил. Подробное устройство стенда и выбора конструктивных решений было описано в статье [12].

## Постановка задачи

После модернизации экспериментального стенда он позволил провести экспериментальное исследование эффективности нагрева углеводородного теплоносителя в поле инерционных сил, характерных для гиперзвуковых летательных аппаратов, и верификацию результатов расчёта в среде ANSYS.

Модернизация стенда с целью проведения верификации результатов расчёта в среде ANSYS состояла в создании на основе базового стенда двух контуров — циркуляционного пневмогидравлического и электрического.

Необходимым условием для проведения верификации методики расчета является определение погрешностей экспериментального исследования.

## Теория

Погрешность при определении тепловых и электрических параметров на основе проведённого эксперимента складывается из двух составляющих:

- из погрешности определения величин при прямых измерениях;
- из погрешности косвенного определения величин по известным функциональным закономерностям.

Погрешность  $\Delta X$  измеряемой величины  $X$  (доверительный интервал) определяется выражением

$$\Delta X = \sqrt{\Delta X_{ca}^2 + \Delta X_{np}^2}, \quad (1)$$

где  $\Delta X_{ca}$  — случайная погрешность измеряемой величины  $X$ ;  $\Delta X_{np}$  — приборная погрешность измеряемой величины  $X$ .

Случайная погрешность  $\Delta X_{ca}$  определяется выражением

$$\Delta X_{ca} = \alpha_{n,p} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta X_i)^2}{n(n-1)}} = \alpha_{n,p} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (2)$$

где  $\Delta X_i$  — отклонение измеряемой величины в  $i$ -ом эксперименте  $X_i$  от среднеарифметического значения  $\bar{X}$  в серии из  $n$  числа экспериментов

$$\Delta X_i = X_i - \bar{X}; \quad (3)$$

$\alpha_{n,p}$  — коэффициент Стьюдента, зависящий от числа измерений  $n$  и выбранного значения доверительной вероятности  $P$ ;

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta X_i)^2}{n-1}} \quad (4)$$

среднеквадратичное отклонение в рассматриваемой серии.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_i$  отыскивается по формуле

$$\alpha_i = \frac{V_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж} \cdot (T_{ж2} - T_{ж1})}{d_{вн} \cdot [\pi \cdot (T_{CTi} - T_{ж}(l_i)) \cdot L_{РАБ}]} - \frac{V_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж} \cdot (T_{ж2} - T_{ж1})}{d_{вн} \cdot \left[ \frac{V_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж} \cdot (T_{ж2} - T_{ж1})}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_H}{d_{вн}} \right]} \quad (5)$$

Приборная погрешность измеряемой величины  $\Delta X_{np}$  определяется выражением

$$\Delta X_{np} = \frac{k \cdot X_m}{100}, \quad (6)$$

где  $X_m$  — предельное значение шкалы измеряющего прибора;  $k$  — класс точности измеряющего прибора.

Абсолютная погрешность величины, определяемой косвенным образом по функциональной зависимости  $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_j, \dots, X_m)$ , вычисляется через относительную погрешность по формуле

$$\delta Y = \frac{\Delta Y}{Y} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left( \frac{\partial f}{\partial X_j} \frac{\Delta X_j}{f} \right)^2} \quad (7)$$

В проведённом исследовании число опытов в одной серии  $n = 5$ .

В проведённом исследовании экспериментально определялись такие величины, как температуры жидкости на входе в канал  $T_{ж1}$  и на выходе из него  $T_{ж2}$ , температура стенки  $T_{CTi}$  в месте подключения  $i$ -ой термопары ( $i = 1 \dots 10$ ), а также величина объёмного расхода керосина. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определялся косвенным путём на основе выражений (1) и (5). В эти выражения помимо перечисленных экспериментально определяемых величин входят значения теплоёмкости керосина  $c_{ж'}$ , коэффициента теплопроводности керосина  $\lambda_{ж}$  и плотности керосина  $\rho_{ж'}$ , которые являются табличными величинами [13] и рассматриваются как константы. Кроме того, в выражения (1) и (5) входят геометрические размеры, такие как наружный диаметр  $d_H$  и внутренний  $d_{вн}$  диаметры канала, длина рабочей области канала  $L_{РАБ}$ , расстояние от начала рабочего участка до точки крепления  $i$ -ой термопары  $l_i$ . Указанные размеры измерялись линейкой и штангенциркулем.

С учётом сказанного формула (7) применительно к выражению (1) и (5) приобретает вид

$$\delta \alpha_i = \sqrt{\left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial V_{ж}} \frac{\Delta V_{ж}}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж2}} \frac{\Delta T_{ж2}}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж1}} \frac{\Delta T_{ж1}}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial d_{вн}} \frac{\Delta d_{вн}}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial d_H} \frac{\Delta d_H}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial L_{РАБ}} \frac{\Delta L_{РАБ}}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж}(l_i)} \frac{\Delta T_{ж}(l_i)}{\alpha_i} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{CTi}} \frac{\Delta T_{CTi}}{\alpha_i} \right)^2} \quad (8)$$

Производные в выражении (8), вычисленные в программе MATHCAD при указанных выше значениях постоянных величин и при  $i = 5$  ( $T_{CT5} = 79,4^\circ\text{C}$  и  $T_{ж5} = 25,9^\circ\text{C}$ ), дают следующие значения:

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial V_{ж}} = 5 \cdot 10^7;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж2}} = 14,4;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж1}} = -14,4;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial d_{вн}} = -5,4 \cdot 10^4;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial d_H} = 3,4 \cdot 10^4;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial L_{РАБ}} = -169;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{ж}(l_i)} = 3,2;$$

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial T_{CTi}} = -3,2.$$

Учитывая, что коэффициент теплоотдачи в месте крепления 5-ой термопары принимает значение  $\alpha_5 = 93,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , выражение (4) можно представить в виде

$$\delta \alpha_i = \sqrt{3 \cdot 10^{11} \cdot (\Delta V_{ж})^2 + 0,024 \cdot (\Delta T_{ж2})^2 + 0,024 \cdot (\Delta T_{ж1})^2 + 3,3 \cdot 10^5 \cdot (\Delta d_{вн})^2 + 1,3 \cdot 10^5 \cdot (\Delta d_H)^2 + 3,3 \cdot (\Delta L_{РАБ})^2 + 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot (\Delta T_{ж}(l_i))^2 + 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot (\Delta T_{CTi})^2} \quad (9)$$

Определим абсолютные погрешности измерения температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$ . Среднеквадратичные отклонения для температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$   $\sigma_{ж1}$  и  $\sigma_{ж2}$  определяемые по выражению (4), приняли значение 1,1. При числе опытов в серии  $n = 5$  и доверительной вероятности  $P = 0,95$  коэффициент Стьюдента принимает значение  $\alpha_{n,p} = 2,8$ . Тогда, в соответствии с выражением (7), получаем случайную погрешность при измерении температур жидкости  $\Delta T_{ж1сч}$  и  $\Delta T_{ж2сч}$ .

$$\Delta T_{ж1сч} = \Delta T_{ж2сч} = \alpha_{n,p} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 2,8 \cdot \frac{1,1}{\sqrt{5}} = 1,37. \quad (10)$$

Приборная погрешность измерения температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$  определяется по выражению (8). Класс точности преобразователя ТРМ 1 при использовании в качестве первичного датчика термомпары  $k = 0,5$ . Поэтому приборные погрешности принимают значения

$$\begin{aligned} \Delta T_{ж1np} &= \frac{k \cdot X}{100} = \frac{0,5 \cdot 20}{100} = 0,1; \\ \Delta T_{ж2np} &= \frac{k \cdot X}{100} = \frac{0,5 \cdot 31,7}{100} = 0,16. \end{aligned} \quad (11)$$

Абсолютная погрешность измерения температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$  определяется по формуле (1)

$$\begin{aligned} \Delta T_{ж1} &= \sqrt{\Delta T_{ж1сч}^2 + \Delta T_{ж1np}^2} = \\ &= \sqrt{1,37^2 + 0,1^2} = 1,37^\circ\text{C}, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{ж2} &= \sqrt{\Delta T_{ж2сч}^2 + \Delta T_{ж2np}^2} = \\ &= \sqrt{1,37^2 + 0,16^2} = 1,38^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (13)$$

Абсолютная погрешность измерения температуры  $T_{сTi}$  определяется аналогично абсолютным погрешностям измерения температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$ .

$$\Delta T_{сTiсч} = \Delta T_{ж1сч} = \alpha_{n,p} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 2,8 \cdot \frac{1,1}{\sqrt{5}} = 1,37^\circ\text{C}, \quad (14)$$

$$\Delta T_{сTinp} = \frac{k \cdot X}{100} = \frac{0,5 \cdot 79,4}{100} = 0,4^\circ\text{C}, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{сTi} &= \sqrt{\Delta T_{сTiсч}^2 + \Delta T_{сTinp}^2} = \\ &= \sqrt{1,37^2 + 0,4^2} = 1,43^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (16)$$

Диаметры канала  $d_H$  и  $d_{BH}$ , расстояние от начала рабочей зоны канала до точки крепления  $i$ -ой термопары  $l_i$ , а также длина рабочей зоны  $L_{РАБ}$  являются размерами, которые устанавливаются один раз на всю серию экспериментов. Поэтому случайной погрешности при определении погрешности этих величин не будет, а погрешность будет определяться как приборная, которая в этом случае является половиной цены наименьшего деления, а именно  $5 \cdot 10^{-4}$  м, то есть

$$\Delta L_{РАБ} = \Delta d_{BH} = \Delta d_H = \Delta l_i = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}. \quad (17)$$

Объёмный расход  $V_{ж}$  также является установившимся параметром, и его погрешность определяется как приборная. Объёмный расход определяется по формуле

$$V_{ж} = \frac{Q}{\tau}, \quad (18)$$

где  $Q$  — объём жидкости,  $\text{м}^3$ ;  $\tau$  — время, в течение которого через прибор прошёл объём жидкости  $Q$ , с.

В данном случае  $Q = 0,2 \text{ л} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ,  $\tau = 60$  с.

Относительная погрешность расхода определяется по формуле

$$\delta V_{ж} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2}. \quad (19)$$

Приборная погрешность измерения  $\Delta \tau$  времени равна 0,5 с, т.к. время измерялось секундомером.

Приборная погрешность измерения  $\Delta Q$  объёма жидкости равна

$$\Delta Q = \Delta Q_{np} = \frac{k \cdot Q}{100} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{100} = 10^{-5} \text{ м}^3, \quad (20)$$

где 5 — класс точности счётчика объёма жидкости СГВ-15.

Тогда относительная погрешность определения расхода керосина

$$\begin{aligned} \delta V_{ж} &= \sqrt{\left(\frac{\Delta \tau}{\tau}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{0,5}{60}\right)^2 + \left(\frac{10^{-5}}{0,2 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 0,05. \end{aligned} \quad (21)$$

Абсолютная погрешность расхода

$$\begin{aligned} \Delta V_{ж} &= \delta V_{ж} \cdot V_{ж} = \\ &= 0,05 \cdot 3,3 \cdot 10^{-6} = 1,65 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned} \quad (22)$$

Абсолютную погрешность жидкости в сечении  $i$ -ой термопары также можно принять равной абсолютной погрешности измерения температур  $T_{ж1}$  и  $T_{ж2}$

$$\Delta T_{жи} = 1,37^\circ\text{C}. \quad (23)$$

Подставляя значения выражений (12), (13), (16), (17), (23) в выражение (9), получаем значение относительной погрешности коэффициента теплоотдачи  $\alpha_i$  ( $i = 5$ ) при движении углеводородного теплоносителя (керосина) в прямолинейном канале  $\delta \alpha = 0,16$ . Аналогичным образом получаем погрешность для коэффициента теплоотдачи при движении в спирально-змеевиковом канале  $\delta \alpha = 0,17$ .

## Результаты экспериментов

Экспериментальное исследование влияния инерционных сил на интенсификацию теплоотдачи, т.е. на величину коэффициента теплоотдачи, состояло в проведении двух типов экспериментов. В первом эксперименте определялось значение коэффициента теплоотдачи (локального и среднего) в прямолинейном канале. Во втором эксперименте определялось значение коэффициента теплоотдачи в спирально-змеевиковом канале. Оба эксперимента проводились при одном и том же объёмном расходе углеводородного теплоносителя (керосина), равном 0,2 л/мин, при одном и том же тепловом потоке 70 Вт, при одной и той же температуре керосина на входе в канал нагрева  $20^\circ\text{C}$ . Подводимая тепловая мощность задавалась подводимым к ТЭНу напряже-

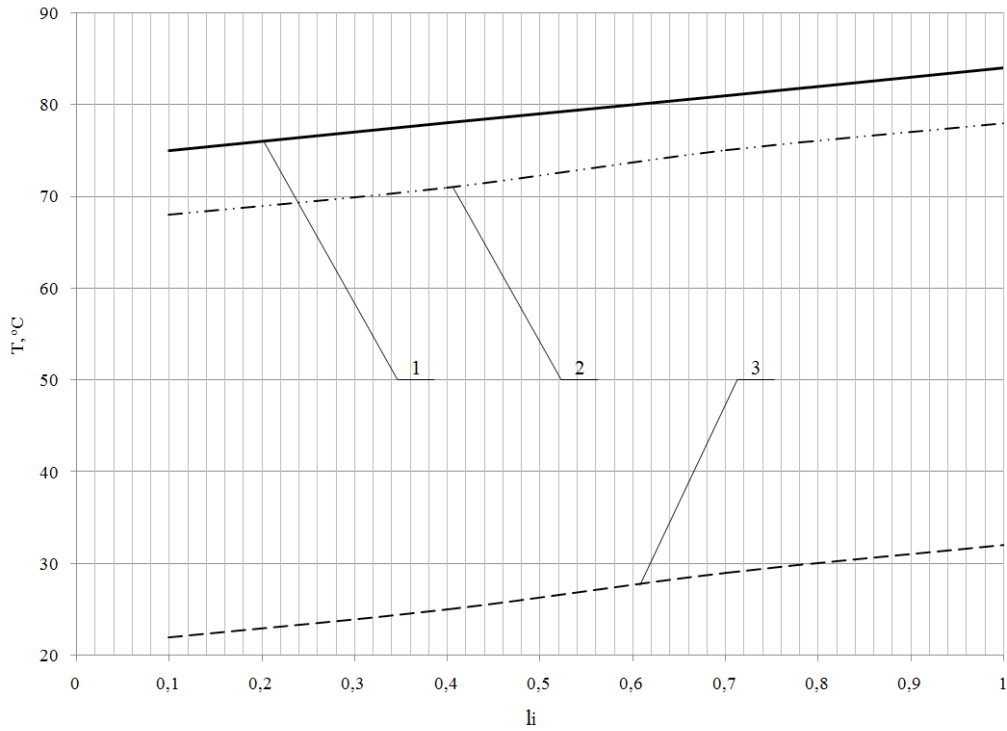


Рис. 1. Распределение температуры на наружной поверхности стенки по длине прямолинейного (1) и спирально-змеевикового (2) каналов нагрева (3 — температура жидкости)  
 Fig. 1. Temperature distribution on the outer surface of the wall along the length of rectilinear (1) and spiral-coil (2) heating channels (3 — liquid temperature)

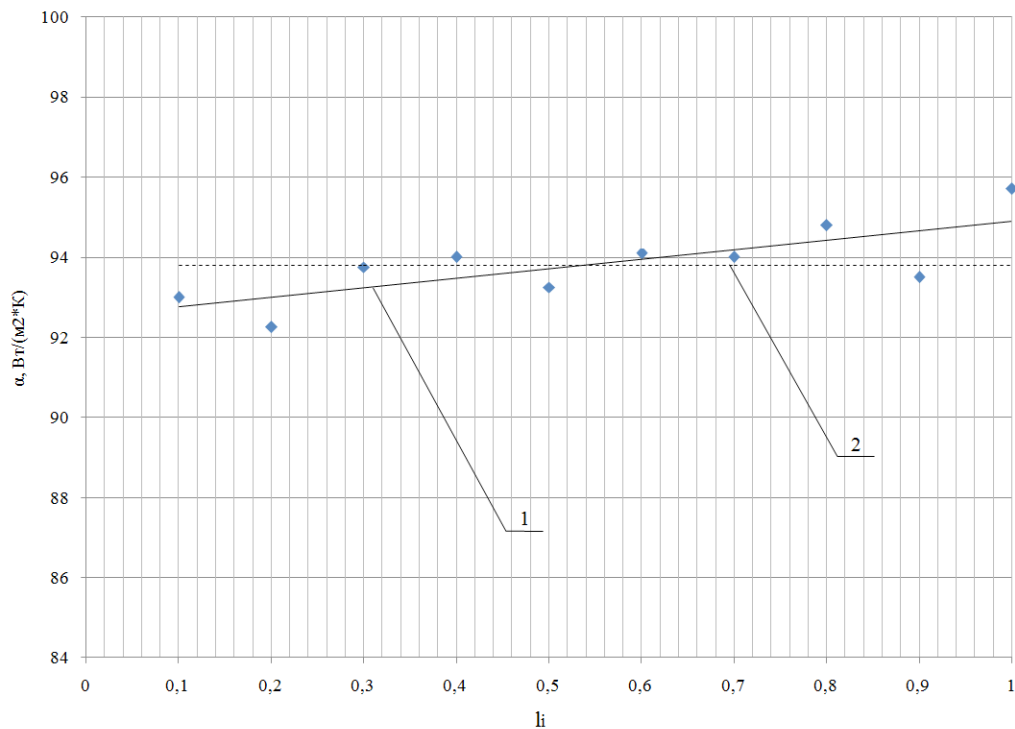


Рис. 2. Распределение локального коэффициента теплоотдачи по длине прямолинейного канала:  
 1 — линия регрессии для экспериментальных точек; 2 — линия среднего значения коэффициента теплоотдачи  
 Fig. 2. Distribution of the local heat transfer coefficient along the length of the rectilinear channel:  
 1 — regression line for experimental points; 2 — line of the average value of the heat transfer coefficient

нием и определялась по значениям напряжения и тока.

Результаты экспериментального исследования представлены в виде графических зависимостей (рис. 1–3).

Помимо распределения температуры стенки в точках крепления поверхностных термопар по длине прямолинейного и спирально-змеевикового каналов нагрева представлена также зависимость температуры жидкости по длине ка-

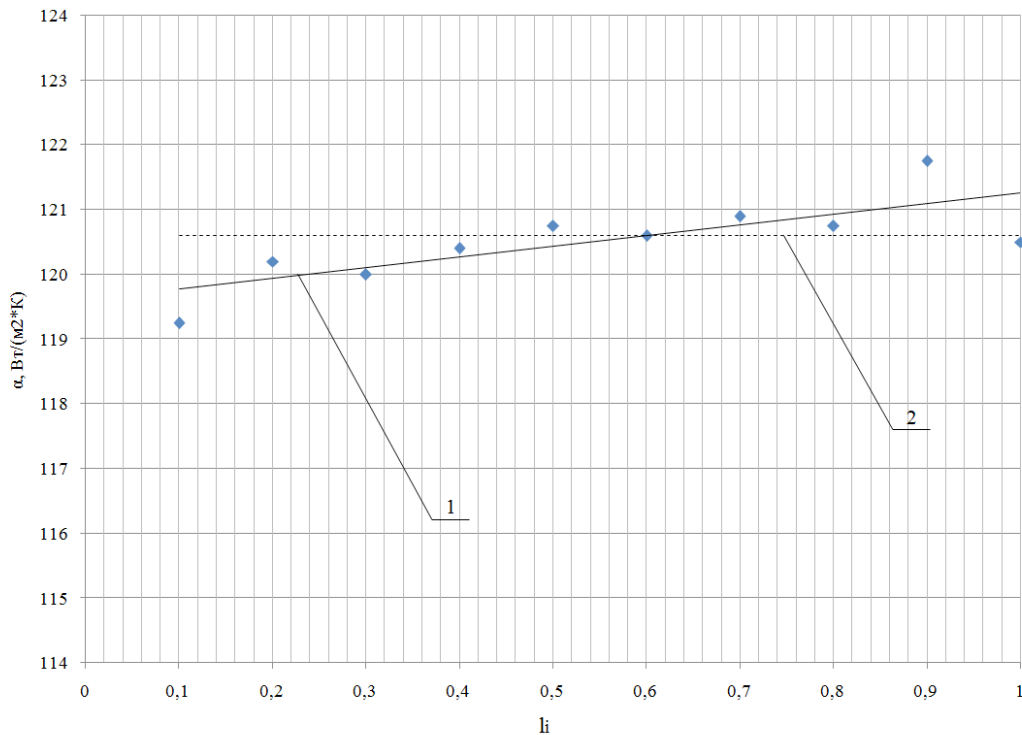


Рис. 3. Распределение локального коэффициента теплоотдачи по длине спирально-змеевикового канала:  
 1 — линия регрессии для экспериментальных точек; 2 — линия среднего значения коэффициента теплоотдачи  
 Fig. 3. Distribution of the local heat transfer coefficient along the length of the spiral-coil channel:  
 1 — regression line for experimental points; 2 — line of the average value of the heat transfer coefficient

нала (рис. 1). Из этих зависимостей видно, что в спирально-змеевиковом канале температура стенки ниже, чем в случае прямолинейного канала. При одном и том же распределении температуры жидкости по длине канала (что обусловлено одинаковыми объёмными расходами и тепловыми потоками) это приводит к тому, что температурный напор в спирально-змеевиковом канале между стенкой и жидкостью будет ниже, чем в прямолинейном канале. Это, в свою очередь, приводит к тому, что коэффициент теплоотдачи (и локальный и средний) в спирально-змеевиковом канале должен быть выше, чем в прямолинейном.

Это предположение подтверждается зависимостями (рис. 2, 3). Эти зависимости получены на основе выражения (4), а также на основе экспериментального определения температуры стенки (рис. 1). При определении значений коэффициента теплоотдачи плотность керосина  $\rho_{ж}$  принималась равной 780 кг/м<sup>3</sup>, теплоёмкость керосина  $c_{ж}$  принималась равной 2300 Дж/(кг·К), коэффициент теплопроводности жидкого керосина  $\lambda_{ж}$  принимался равным 0,105 Вт/(м·К) [14, 15]. Из этих зависимостей видно, что локальный и средний коэффициенты теплоотдачи в спирально-змеевиковом канале выше соответствующих коэффициентов теплоотдачи в прямолинейном канале при прочих равных условиях. Кроме того, распределения локального коэффициента теплоотдачи по длине канала показывают, что величина коэффициента теплоотдачи возрастает по длине. Этот факт объясняется тем, что по длине канала возрастает температура стенки и температура жидкости. Рост температуры жидкости приводит к снижению её вязкости, что, в свою очередь, приводит к увеличению значе-

ния критерия Рейнольдса, рост которого приводит к увеличению значения числа Нуссельта, а значит, и коэффициента теплоотдачи.

Таким образом, в результате экспериментального исследования было установлено, что при прочих равных условиях силы инерции способны существенно увеличивать интенсивность теплоотдачи со стороны охлаждающего потока. При условиях проведения эксперимента средний коэффициент теплоотдачи в спирально-змеевиковом канале оказался в 1,3 раза выше среднего коэффициента теплоотдачи в прямолинейном канале.

Верификация методики расчёта процессов течения и теплообмена углеводородного топлива в охлаждающих каналах основана на сравнении результатов, полученных при расчёте этих процессов в среде ANSYS, с результатами экспериментального исследования этих же процессов. Верификация осуществляется двумя способами: 1 — посредством визуализации протекающих процессов и используется для определения длин участков нагрева жидкости и её кипения; 2 — сравнением результатов расчёта нагрева углеводородного топлива, движущегося в поле инерционных сил, с соответствующими экспериментальными данными.

При первом способе для верификации результатов расчёта процессов нагрева жидкого теплоносителя и его кипения в пакете ANSYS необходимо знать длины этих участков. Основой верификации является экспериментальное определение длин указанных участков в зависимости от подводимой тепловой мощности.

Целью проведения эксперимента является экспериментальное определение длины участков

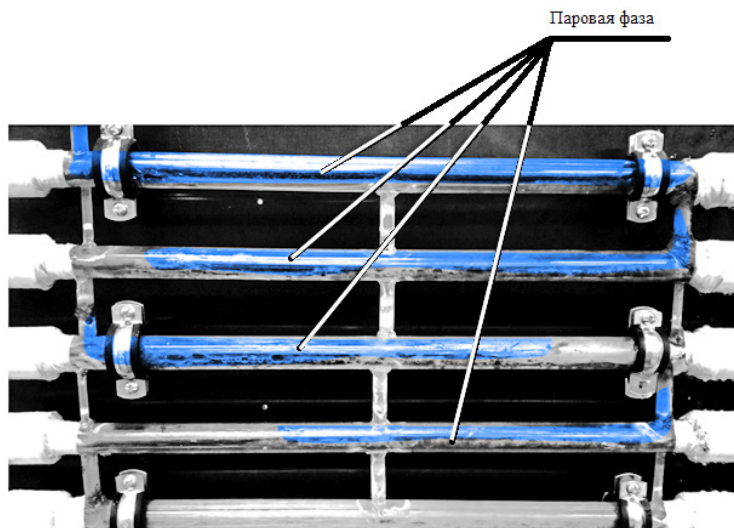


Рис. 4. Фотография движущегося теплоносителя в камере нагрева (снизу вверх) при подаваемом напряжении 160 В и подведённой мощности 3200 Вт  
 Fig. 4. Picture of moving coolant in the heating chamber (from the bottom up) at a supplied voltage of 160 V and a supplied power of 3200 W

нагрева жидкости от заданной температуры до её кипения.

Подводимая тепловая мощность измерялась регулятором мощности (РМ) и определялась по показаниям вольтметра и амперметра. Расход теплоносителя определялся датчиком расхода и изменялся посредством байпасной линии и вентиля. В качестве теплоносителя выступают вода и керосин. Расход устанавливался на уровне 0,5 л/мин и измерялся посредством счётчика СГВ-15 и секундомером. Температура теплоносителя на входе в камеру нагрева фиксируется термопарой. Задаваемое тремя регуляторами РМ одинаковое для каждого регулятора напряжение принимало значения 160 и 145 вольт. При этом фиксировалась линейкой длина участка нагрева теплоносителя до состояния начала кипения (начала образования пузырьков). При стационарной работе контура теплоноситель поступал на вход в камеру нагрева при температуре 50°C. Изменения длины участка нагрева осуществлялись линейкой длиной 0,5 м.

Проведено экспериментальное исследование длины участка нагрева воды до 100°C (начало кипения) в контуре камеры нагрева (рис. 4). Эти данные соответствуют приложенному напряжению 160 В и суммарной подведённой мощности 3200 Вт.

Эта фотография показывает, что при подведённом напряжении 160 В процесс кипения теплоносителя начинается на середине второго снизу канала, что соответствует примерно длине участка нагрева от 50 до 100°C 0,7–0,8 м (длина одного канала — 0,5 м). Из рисунка видно, что в конце пятого снизу канала (что соответствует суммарной длине 2,5 м) теплоноситель практически выкипел и перешёл в состояние пара.

Анализ показывает, что процесс кипения начинается на середине второго снизу канала и практически заканчивается в конце пятого ка-

нала (рис. 5). Это показывает, что при напряжении 160 В экспериментальные данные хорошо согласуются с расчётными.

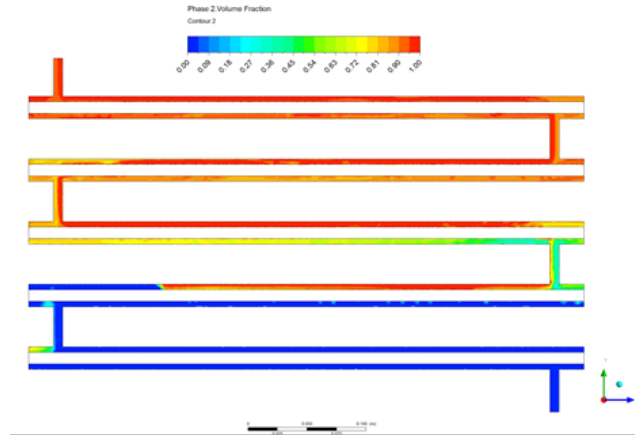
Аналогичные исследования были проведены для прилагаемого напряжения 145 В и суммарной подведённой мощности 2500 Вт (рис. 6). Для этого случая представлены графически результаты расчёта процессов нагрева и кипения теплоносителя в среде ANSYS, также на этом рисунке показано распределение доли паровой фазы теплоносителя по длине канала нагрева. Видно, что процесс кипения начинается на середине четвёртого снизу канала и практически заканчивается в конце пятого канала. Это показывает, что при напряжении 145 В экспериментальные данные также хорошо согласуются с расчётными.

### Обсуждение результатов

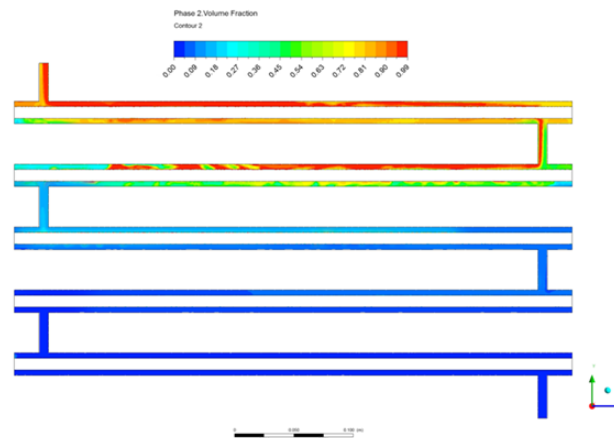
При использовании в качестве теплоносителя керосина предполагалось проводить верификацию в двух режимах: в предельном режиме без предварительной деаэрации и насыщением азотом осуществлять нагрев керосина до температуры 210°C, т.к. при 220°C начинается самовоспламенение керосина; в номинальном режиме с деаэрации, насыщением азотом и полным выкипанием керосина при температуре 280°C. При проведении эксперимента в предельном режиме температура кипящего керосина 210°C была достигнута.

При втором способе верификации расчёта нагрева углеводородного топлива (керосина), движущегося в поле инерционных сил, результаты экспериментального исследования сравниваются с соответствующими результатами расчёта в среде ANSYS, полученными для условий проведения эксперимента. При расчёте определялись температура средней по сечению жидкости (керосина) и температура на наружной поверхности канала (медной трубки), в котором двигался керосин (рис. 7, 8).





**Рис. 5. Графическое изображение паровой доли движущегося теплоносителя (снизу вверх) по длине канала нагрева при подаваемом напряжении 160 В и подведённой мощности 3200 Вт**  
**Fig. 5. Graphic image of the vapor fraction of moving coolant (from bottom to top) along the length of the heating channel at a supplied voltage of 160 V and supplied power of 3200 W**



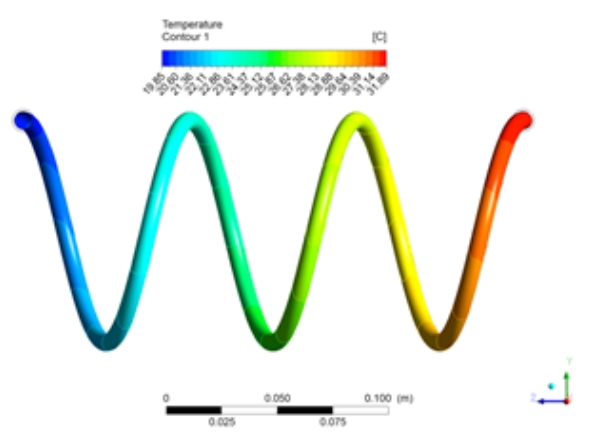
**Рис. 6. Графическое изображение содержания паровой фазы в движущемся теплоносителе (снизу вверх) по длине канала нагрева при подаваемом напряжении 145 В и подведённой мощности 2500 Вт**  
**Fig. 6. Graphic image of the vapor phase content in moving coolant (from bottom to top) along the length of the heating channel at a supplied voltage of 145 V and a supplied power of 2500 W**

### Выводы и заключение

Проведено сравнение результатов расчёта температуры средней по сечению жидкости (керосина), температуры на наружной поверхности канала (медной трубки), в котором двигался керосин и экспериментальных исследований (рис. 9).

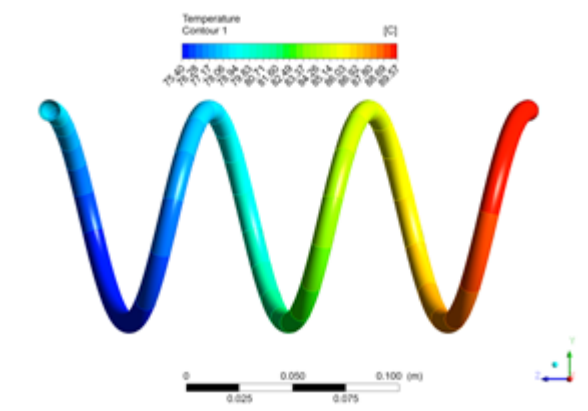
Графики говорят о хорошем наложении результатов расчёта на экспериментальные данные.

Таким образом, на основе визуального сравнения экспериментальных данных с результатами расчёта в среде ANSYS процессов нагрева теплоносителя (воды) и кипения, проведённого для двух напряжений 145 и 160 В; а также, на основе сравнения экспериментального исследования с результатами расчёта в среде ANSYS нагрева углеводородного теплоносителя (керосина), можно сделать вывод, что математическая модель этих процессов, заложенная в пакет



**Рис. 7. Распределение средней по сечению температуры жидкого углеводородного теплоносителя (керосина) по длине канала охлаждения**

**Fig. 7. Distribution of the average cross-sectional temperature of a liquid hydrocarbon coolant (kerosene) along the length of the cooling channel**



**Рис. 8. Распределение температуры на наружной поверхности стенки канала движения керосина (медной трубки) по его длине**

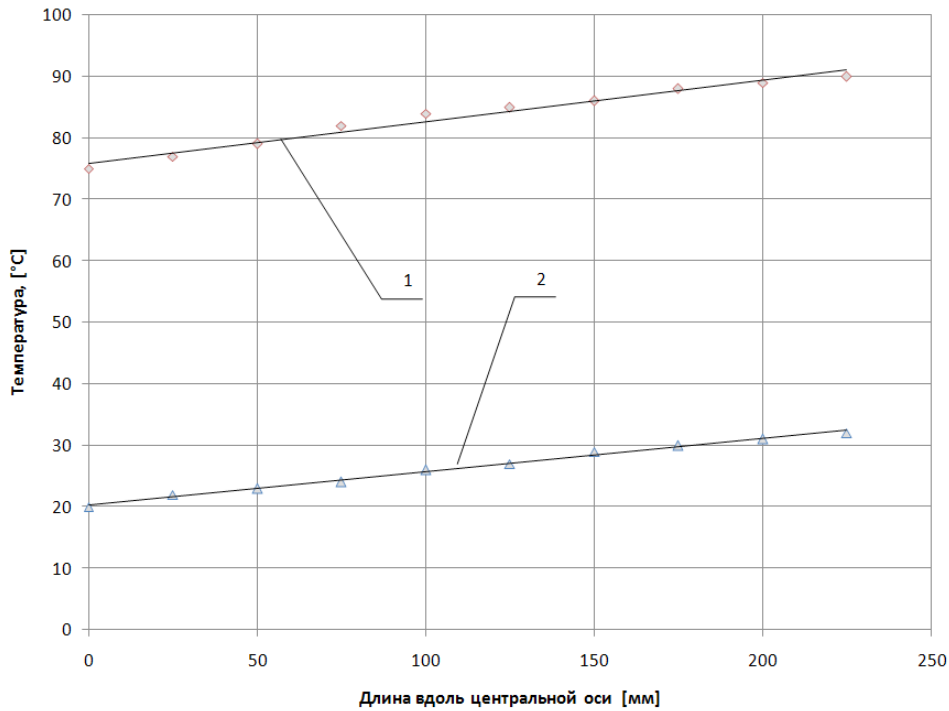
**Fig. 8. The temperature distribution on the outer surface of wall of the channel of motion of kerosene (copper tube) along its length**

ANSYS, адекватно описывает указанные процессы и может быть использована для расчёта процессов, протекающих в каналах системы охлаждения ЖРД.

#### Список источников

1. Балмина Р. В., Губанов А. А., Иванькин М. А. [и др.]. Состояние и перспективы разработки гиперзвукового вооружения // Техническая информация. 2012. № 1-2 (1821 – 1822). С. 1 – 72.
2. Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. М.: Теплотехник, 2011. 288 с. ISBN 978-5-98457-104-3.
3. Сухов Е. В. Совершенствование конструкций и метода расчёта компактных спирально-змеевиковых узлов охлаждения компрессорных агрегатов: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2012. 196 с.
4. Misra A. Composite materials for aerospace propulsion related to air and space transportation // Lightweight Composite Structures in Transport / Ed. J. Njuguna. Sawston, Cambridge: Woodhead Publishing, 2016. P. 305 – 327. ISBN 978-1-78242-325-6.
5. Hiroyasu H., Arai M. Structures of Fuel Spray in Diesel Engines // SAE Technical. 900475. 1990. 15 p. DOI: 10.4271/900475.
6. Chen Yu., Wang Yu., Bao Z. [et al.]. Numerical investigation of flow distribution and heat transfer of hydrocarbon fuel in regenerative cooling panel // Applied





**Рис. 9. Сравнение результатов расчёта в среде ANSYS с результатами экспериментального исследования:**  
 1 — расчётная температура наружной поверхности стенки канала; 2 — расчётная температура жидкости;  
 ◇ — экспериментальная температура стенки; △ — экспериментальная температура жидкости  
**Fig. 9. Comparison of calculation results in ANSYS with the results of the experimental study:**  
 1 — calculated temperature of the outer surface of the channel wall; 2 — estimated fluid temperature;  
 ◇ — experimental wall temperature; △ — the experimental temperature of the liquid

Thermal Engineering. 2016. Vol. 98. P. 628–635. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.088.

7. Moiseeva N. P., Pokhodun A. I. Investigation of the non-uniqueness and subrange in consistencies of ITS-90 using platinum resistance thermometers in the 0-961.78 °C range // Proceedings of Temperature. 1992. Vol. 6. P. 187–191.

8. Михайлов А. М. Паровая конверсия углеводородов как метод химической регенерации тепла // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. № 3 (178). С. 95–100.

9. Чернов Г. И., Щербань К. В. Математическая модель теплоотдачи при течении углеводородного топлива в каналах системы охлаждения ЖРД и обоснование возможности ее интенсификации // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической техники и подготовки инженерных кадров для авиакосмической отрасли: материалы XI Всерос. науч. конф., посвящ. памяти гл. конструктора ПО «Полет» А. С. Клинышкова, 30–31 мая 2017 г. / ОмГТУ. Омск, 2017. С. 114–127.

10. Юша В. Л., Чернов Г. И., Щербань К. В. Влияние расхода и схемы движения углеводородного топлива в каналах системы охлаждения сопла и его расхода на температурные поля в различных элементах сопла // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической техники и подготовки инженерных кадров для авиакосмической отрасли: материалы XII Всерос. науч. конф., посвящ. памяти гл. конструктора ПО «Полет» А. С. Клинышкова, 29–30 мая 2018 г. / ОмГТУ. Омск, 2018. С. 133–147.

11. Юша В. Л., Чернов Г. И., Щербань К. В. Конструкция системы интенсификации теплообмена углеводородного топлива в охлаждающих каналах жидкостного ракетного двигателя // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 8 (701). С. 86–91. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-86-91.

12. Шалай В. В., Щербань К. В. Разработка модернизированного экспериментального стенда для исследования систем охлаждения с интенсификацией в поле инерционных сил // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 1. С. 73–81. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-73-81.

13. Дорофеев А. А. Основы теории тепловых ракетных двигателей: теория, расчет и проектирование. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 571 с. ISBN 978-5-7038-3746-7.

14. Мякочин А. С., Яновский Л. С. Образование отложений в топливных системах силовых установок и методы их подавления. М.: Изд-во МАИ, 2001. 222 с. ISBN 5-7035-2279-X.

15. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М.: Высшая школа, 1986. 448 с.

**ШАЛАЙ Виктор Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология», президент ОмГТУ.



SPIN-код: 2322-6820

AuthorID (РИНЦ): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

**ЩЕРБАНЬ Кирилл Владимирович**, научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Системы жизнеобеспечения обитаемых и необитаемых объектов».

SPIN-код: 1093-3377

AuthorID (РИНЦ): 883560

AuthorID (SCOPUS): 57195570606

Адрес для переписки: sherban.kirill@gmail.com

#### Для цитирования

Шалай В. В., Щербань К. В. Экспериментальное исследование систем охлаждения с интенсификацией в поле инерционных сил // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 3. С. 63 – 74. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-63-74.

Статья поступила в редакцию 30.03.2019 г.

© В. В. Шалай, К. В. Щербань

## EXPERIMENTAL STUDY OF COOLING SYSTEMS WITH INTENSIFICATION IN FIELD OF INERTIAL FORCES

V. V. Shalay, K. V. Shcherban

Omsk State Technical University,  
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

**The article discusses the results of an experimental study of cooling systems with intensification of inertial forces in a field, obtained on a modernized experimental bench. This stand made it possible to study the efficiency of heating the components of liquid fuel of a hydrocarbon coolant in the field of inertial forces and verify the results obtained in ANSYS.**

**Keywords: liquid rocket engines, turbulization, heat transfer, cooling system, heat exchange, experimental stand.**

### References

1. Balmina R. V., Gubanov A. A., Ivan'kin M. A. [et al.]. Sostoyaniye i perspektivy razrabotki giperzvukovogo voruzheniya [The state and prospects for the development of hypersonic weapons] // *Tekhnicheskaya informatsiya. Tekhnicheskaya Informatsiya*. 2012. No. 1-2 (1821 – 1822). P. 1 – 72. (In Russ.).
2. Laptev A. G., Nikolayev N. A., Basharov M. M. Metody intensivatsii i modelirovaniya teplomassoobmennyykh protsessov [Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes]. Moscow: Teplotekhnika Publ., 2011. 288 p. ISBN 978-5-98457-104-3. (In Russ.).
3. Sukhov E. V. Sovershenstvovaniye konstruksiy i metoda rascheta kompaktnykh spiral'no-zmeyevikovykh uzlov okhlazhdeniya kompressornykh agregatov [Improvement of design and calculation method for compact spiral-serpentine cooling units of compressor units]. Omsk: OmSTU Publ., 2012. 196 p. (In Russ.).
4. Misra A. Composite materials for aerospace propulsion related to air and space transportation // *Lightweight Composite Structures in Transport* / Ed. J. Njuguna. Sawston, Cambridge: Woodhead Publishing, 2016. P. 305 – 327. ISBN 978-1-78242-325-6. (In Engl.).
5. Hiroyasu H., Arai M. Structures of Fuel Spray in Diesel Engines // SAE Technical Paper 900475. 1990. 15 p. DOI: 10.4271/900475. (In Engl.).
6. Chen Yu., Wang Yu., Bao Z. [et al.]. Numerical investigation of flow distribution and heat transfer of hydrocarbon fuel in regenerative cooling panel // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 98. P. 628 – 635. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.088. (In Engl.).
7. Moiseeva N. P., Pokhodun A. I. Investigation of the non-uniqueness and subrange in consistencies of ITS-90 using platinum resistance thermometers in the 0-961.78°C range // *Proceedings of Temperature*. 1992. Vol. 6. P. 187 – 191. (In Engl.).
8. Mikhaylov A. M. Parovaya konversiya uglevodorodov kak metod khimicheskoy regeneratsii tepla [Steam reforming of hydrocarbons as a method of chemical heat recovery] // *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*. 2013. No. 3 (178). P. 95 – 100. (In Russ.).
9. Chernov G. I., Shcherban K. V. Matematicheskaya model' teplootdachi pri techenii uglevodorodnogo topliva v kanalakh sistemy okhlazhdeniya ZHRD i obosnovaniye vozmozhnosti ee intensivatsii [Mathematical model of heat transfer during the flow of hydrocarbon fuel in the channels of the cooling system of a liquid propellant rocket engine and the rationale for the possibility of its intensification] // *Problemy razrabotki, izgotovleniya i ekspluatatsii raketno-kosmicheskoy tekhniki i podgotovki inzhenernykh kadrov dlya aviakosmicheskoy otrasli. Problemy razrabotki, izgotovleniya i ekspluatatsii raketno-kosmicheskoy tekhniki i podgotovki inzhenernykh kadrov dlya aviakosmicheskoy otrasli*. Omsk: OmSTU Publ., 2017. P. 114 – 127. (In Russ.).
10. Yusha V. L., Chernov G. I., Shcherban K. V. Vliyaniye raskhoda i skhemy dvizheniya uglevodorodnogo topliva v kanalakh sistemy okhlazhdeniya sopla i ego raskhoda na temperaturnyye polya v razlichnykh elementakh sopla [Influence of consumption and flow patterns of hydrocarbon fuel in the channels of the nozzle cooling system and its consumption on temperature fields in various nozzle elements] // *Problemy razrabotki, izgotovleniya i ekspluatatsii raketno-kosmicheskoy tekhniki i podgotovki inzhenernykh kadrov dlya aviakosmicheskoy otrasli. Problemy razrabotki, izgotovleniya i ekspluatatsii raketno-kosmicheskoy tekhniki i podgotovki inzhenernykh kadrov dlya aviakosmicheskoy otrasli*. Omsk: OmSTU Publ., 2018. P. 133 – 147. (In Russ.).
11. Yusha V. L., Chernov G. I., Shcherban K. V. Konstruktsiya sistemy intensivatsii teploobmena uglevodorodnogo topliva v okhlazhdayushchikh kanalakh zhidkostnogo raketnogo dvigatelya [Design of a Heat Transfer Intensification System for Hydrocarbon Fuel in the Cooling Channels of the Liquid Rocket Engine] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2018. No. 8 (701). P. 86 – 91. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-86-91. (In Russ.).
12. Shalay V. V., Shcherban K. V. Razrabotka modernizirovannogo eksperimental'nogo stenda dlya issledovaniya sistem okhlazhdeniya s intensivatsiyey v pole inertsiionnykh sil [Design of modernized test bench for analysis of cooling systems with intensification under inertial forces field] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 1. P. 73 – 81. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-73-81. (In Russ.).
13. Dorofeyev A. A. Osnovy teorii teplovykh raketnykh dvigateley: teoriya, raschet i proyektirovaniye [The fundamentals of the theory of thermal rocket engines: theory, calculation and design]. 3d ed. Moscow: BMSTU Publ., 2014. 571 p. ISBN 978-5-7038-3746-7. (In Russ.).

14. Myakochin A. S., Yanovskiy L. S. Obrazovaniye otlozheniy v toplivnykh sistemakh silovykh ustanovok i metody ikh podavleniya [Formation of deposits in fuel systems of power plants and methods for their suppression]. Moscow: MAI Publ., 2001. 222 p. ISBN 5-7035-2279-X. (In Russ.).

15. Kutepov A. M., Sterman L. S., Styushin N. G. Gidrodinamika i teploobmen pri isparenii [Hydrodynamics and heat transfer during vaporization]. Moscow, 1986. 448 p. (In Russ.).

---

**SHALAY Viktor Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Transport, Oil and Gas Storage, Standardization and Certification Department, President of OmSTU.

SPIN-code: 2322-6820; AuthorID (RSCI): 9913

ORCID: 0000-0003-0635-4849

AuthorID (SCOPUS): 35792469000

AuthorID (SCOPUS): 56755298300

AuthorID (SCOPUS): 57190972363

ResearcherID: P-8233-2015

**SHCHERBAN Kirill Vladimirovich**, Researcher, Laboratory of Life support systems for inhabited and uninhabited objects.

SPIN-code: 1093-3377

AuthorID (RSCI): 883560

AuthorID (SCOPUS): 57195570606

Address for correspondence:

sherban.kirill@gmail.com

#### For citations

Shalay V. V., Shcherban K. V. Experimental study of cooling systems with intensification in field of inertial forces // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 3. P. 63–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-63-74.

Received 30 March 2019.

© V. V. Shalay, K. V. Shcherban