

УДК 536.2 4.083; 621.45.038.3; 621.452.3

## ТЕПЛОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

© 2018 А. В. Викулин<sup>1</sup>, Н. Л. Ярославцев<sup>1</sup>, С. С. Ремчуков<sup>2</sup><sup>1</sup> Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский университет)<sup>2</sup> Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва

Статья поступила в редакцию 10.09.2018

Статья посвящена разработке конструкции и исследованию теплового состояния рекуперативного теплообменника. Приводятся результаты расчетов сходимости теплового баланса, графические зависимости расходных и тепловых характеристик объектов исследования.

*Ключевые слова:* рекуперативный теплообменник, уравнение теплового баланса, расходные и тепловые характеристики.

В процессе создания регенераторов тепла в ГТД и ГТУ одной из основных проблем является разработка высокоэффективных поверхностей теплообмена и конструкций рекуперативных теплообменников. При этом требуется с учетом заданной пропускной способности теплообменника обеспечить максимальный уровень интенсивности теплообмена не только локальный, но и интегральный по всей поверхности теплообменника.

Анализ существующих типов поверхностей теплообмена показал, что наиболее высоким коэффициентом теплопередачи  $K$  обладают щелевые тракты с компланарными каналами [1]. Основной геометрической характеристикой таких поверхностей является угол скрещивания  $2\beta$  ребер. Увеличение этого угла при одном и том же расходе охладителя приводит к значительному росту коэффициентов теплопередачи  $K$ , которые достигают максимальных значений при  $2\beta = 120^\circ$  [2]. Однако тракты теплообменников с такими углами отличаются большим гидравлическим сопротивлением, а также почти полным срабатыванием хладоресурса охладителя на небольшой по протяженности от входа области. Увеличение расхода воздуха в приемлемом для ГТД и ГТУ диапазоне приводит к возрастанию коэффициентов теплопередачи  $K$ , но практически не влияет на размеры интенсивно охлаждаемой поверхности.

Для повышения интегрального уровня теплосъема с поверхности теплообменника необходимы конструкции, которые позволяют Ярославцев Николай Львович, кандидат технических наук, профессор кафедры «Технология производства и эксплуатации двигателей летательных аппаратов». E-mail: yaroslavcevn1@mati.ru  
Викулин Александр Викторович, кандидат технических наук, профессор кафедры «Технология производства и эксплуатации двигателей летательных аппаратов». E-mail: vav106@yandex.ru  
Ремчуков Святослав Сергеевич, аспирант, инженер. E-mail: remchukov.sviatoslav@yandex.ru

сохранить высокую локальную интенсивность теплопередачи на достаточно большой поверхности [2]. В связи с этим были изучены возможности увеличения интенсивно охлаждаемой поверхности щелевого тракта со скрещивающимися под углом  $120^\circ$  компланарными каналами во внутренней полости [3, 4]. Исследуемыми конструктивными факторами являлись условия подвода и отвода охлаждающего воздуха в теплообменнике.

Разработанные модели в поперечном сечении имеют прямоугольную форму, а в продольном – трапециевидную. В исследуемых теплообменниках схем М1 и М2, представленных на рисунке 1а, охлаждающий воздух с одинаковыми начальными параметрами подается через боковые поверхности со стороны большего основания трапеции, а отводится со стороны меньшего основания трапеции, также через боковые поверхности. В трактах моделей М1, М2 с компланарными каналами при двухстороннем подводе и отводе охладителя интенсивность теплообмена не изучена, поэтому полученные ранее зависимости нельзя применять без дополнительных исследований. В теплообменнике схемы М3 (рис. 1б) охладитель подается через меньшее основание трапеции, а отводится через большее. При этом расстояние от входного сечения канала до выхода из него должно быть таким, чтобы высокая интенсивность теплосъема сохранялась на всей поверхности теплообменника. Во внутренней полости щелевого тракта установлены перегородки жесткости, расстояние между которыми изменялось от  $40 \cdot 10^{-3}$  м (модели М1 и М3) до  $80 \cdot 10^{-3}$  м (модель М2). Внутренние поверхности секций представляют собой взаимоскрещивающиеся ребра, расположенные под углом  $2\beta = 120^\circ$  с шагом  $t_p = 2,8 \cdot 10^{-3}$  м и высотой  $h = 1,35 \cdot 10^{-3}$  м.

Тепловое состояние конструкции теплообменника оценивалось методом калориметриро-

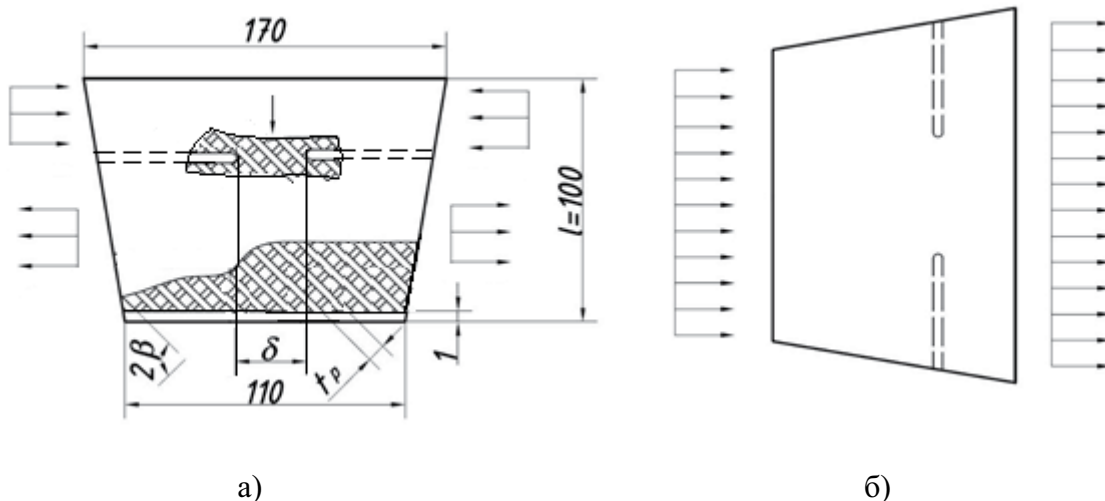
вания в жидкометаллическом термостате [5, 6]. Исследования проводились на сварных секциях из стали X18H9T, зависимость теплопроводности которой от температуры соответствует теплопроводности материалов, используемых при производстве высокотемпературных теплообменников. Это позволяет перенести результаты испытаний на натурный объект без дополнительной корректировки. Боковые поверхности секций (оробренные пластины) изготавливались фрезерованием. Качество сборки отдель-

ных элементов пилонов, отсутствие технологических дефектов охлаждающего тракта и зазора между пластинами контролировалось рентгенографическим способом [7].

После проведения испытаний выполнена проверка сходимости теплового баланса. По уравнению теплового баланса проведен расчет, позволяющий определить изменения температуры воздуха по тракту канала теплообменника. В таблице 1 представлены результаты расчета модели М1 для трех значений расхода воздуха.

**Таблица 1.** Результаты проверки сходимости теплового баланса

$G_b = 1,53 \times 10^{-3}$ кг/с; $T_{b,вх} = 120$ °С; $T_{b,вых} = 391$ °С; $\tau = 40$ с	$\Delta T_{\Sigma I} = \frac{m_{\Sigma I} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{81,3 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 0,765 \cdot 40} = 265,4$ °С $\Delta T_{\Sigma II} = \frac{m_{\Sigma II} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{84,5 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 0,765 \cdot 40} = 275,2$ °С	$\Delta T_{\text{экс}} = \bar{T}_{b,вых} - \bar{T}_{b,вх} = 271$ °С $\Delta T_{\Sigma \text{ср}} = \frac{\Delta T_{\Sigma I} + \Delta T_{\Sigma II}}{2} = 270,3$ °С
$G_b = 2,63 \times 10^{-3}$ кг/с; $T_{b,вх} = 75$ °С; $T_{b,вых} = 350$ °С; $\tau = 25$ с	$\Delta T_{\Sigma I} = \frac{m_{\Sigma I} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{139,2 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 1,315 \cdot 25} = 264,6$ °С $\Delta T_{\Sigma II} = \frac{m_{\Sigma II} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{144,6 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 1,315 \cdot 25} = 274,9$ °С	$\Delta T_{\text{экс}} = \bar{T}_{b,вых} - \bar{T}_{b,вх} = 272$ °С $\Delta T_{\Sigma \text{ср}} = \frac{\Delta T_{\Sigma I} + \Delta T_{\Sigma II}}{2} = 269,8$ °С
$G_b = 14,55 \times 10^{-3}$ кг/с; $T_{b,вх} = 75$ °С; $T_{b,вых} = 400$ °С; $\tau = 50$ с	$\Delta T_{\Sigma I} = \frac{m_{\Sigma I} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{495,2 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 7,28 \cdot 50} = 272,1$ °С $\Delta T_{\Sigma II} = \frac{m_{\Sigma II} \cdot L}{c_p \cdot \frac{G_b}{2} \cdot \tau} = \frac{509,4 \cdot 100 \cdot 1000}{1000 \cdot 7,28 \cdot 50} = 279,9$ °С	$\Delta T_{\text{экс}} = \bar{T}_{b,вых} - \bar{T}_{b,вх} = 275$ °С $\Delta T_{\Sigma \text{ср}} = \frac{\Delta T_{\Sigma I} + \Delta T_{\Sigma II}}{2} = 276$ °С



**Рис. 1.** Конструктивные схемы исследуемых моделей:  
 а) М1:  $2b = 120^\circ$ ,  $\delta = 40$  мм,  $t_p = 2,8$  мм; М2:  $2b = 120^\circ$ ,  $\delta = 80$  мм,  $t_p = 2,8$  мм;  
 б) М3:  $2b = 120^\circ$ ,  $\delta = 40$  мм,  $t_p = 2,8$  мм; где  $2b$  - угол скрещивания ребер;  
 $\delta$  - расстояние между перегородками жесткости;  $t_p$  - шаг между ребрами

При сравнении замеренного и вычисленно-го значений температуры воздуха на выходе из модели видно, что расхождение не превышает 1,5%, что позволяет считать результаты эксперимента достоверными.

На рисунке 2 представлены графики изменения температуры воздуха по длине модели М3 для трех значений расхода, а также схема модели М3 с разбивкой по контролируемым сечениям.

Гидравлические характеристики моделей получены в результате продувок моделей воздухом в расплаве цинка. Давление воздуха на выходе из модели равно давлению окружающей среды. Замер расхода охлаждающего воздуха производился с помощью стандартного расходомерного устройства и образцовых манометров. Перепад давления на шайбе расходомера определялся по высоте водяного столба дифференциального водяного манометра. Температура и давление окружающего воздуха фиксировались термометром и барометром. Температура расплава металла измерялась хромель-алюмелевой термопарой ( $\varnothing 0,2$ ) и фиксировалась на ленте самопишущего потенциометра КСП-4. Температура воздуха на входе и выходе из моделей определялась с помощью хромель-алюмелевых термопар ( $\varnothing 0,2$ ), установленных на соответствующих участках воздушных отводных

патрубков моделей, и потенциометром КСП-4. Время продувки контролировалось электронным секундомером, связанным с отсечным электропневмоклапаном воздушной магистрали испытательного стенда.

Результаты эксперимента в расчетных сечениях обрабатывались по известной методике [5, 6]. Для определения локальной плотности теплового потока  $q$  на боковых поверхностях использовались осредненные в расчетных сечениях три-четыре значения толщины цинковых корок, полученные при заданных режимных параметрах.

Рабочий диапазон изменения расхода охлаждающего воздуха составлял для моделей М1, М2  $G_B = (1,5 - 14,77) \times 10^{-3}$  кг/с а для модели М3 -  $G_B = (1,7-5,6) \times 10^{-3}$  кг/с; что характерно для условий эксплуатации натурального рекуперативного теплообменника. Зависимости физического и приведенного расходов воздуха через исследуемые модели представлены на рисунке 3.

Модель М3 обладает на 15-25% большей пропускной способностью, по сравнению с моделями М1, М2 в диапазоне перепадов давления 1,1-3,5.

На рисунке 4 представлены графики изменения плотности теплового потока  $q$  для модели М3 по ее горизонтальным сечениям для трех значений расхода воздуха. Анализ результатов показал, что в горизонтальных сечениях наблю-

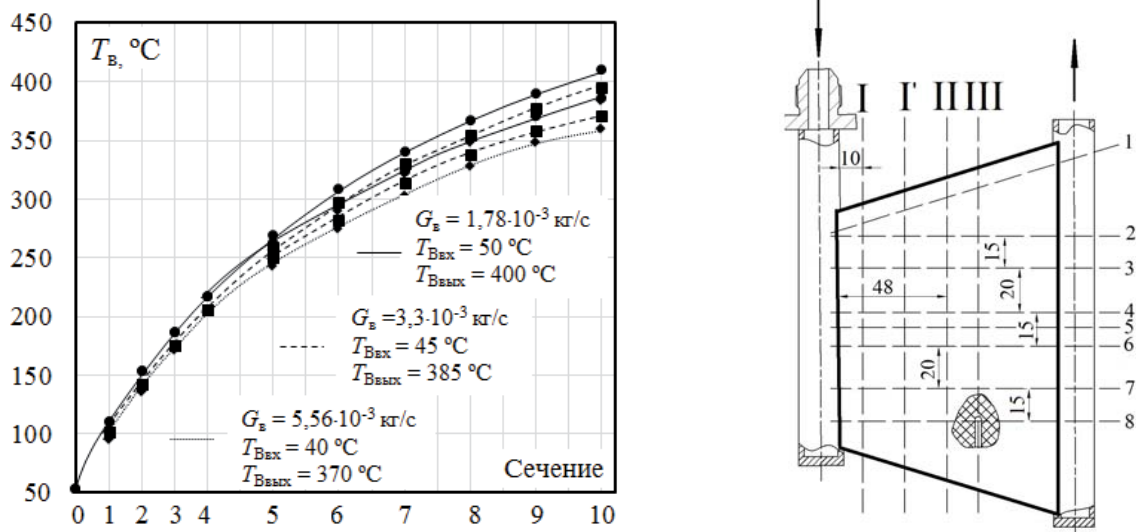


Рис. 2. Изменение температуры воздуха  $T_B$  по длине модели М3 и её схема

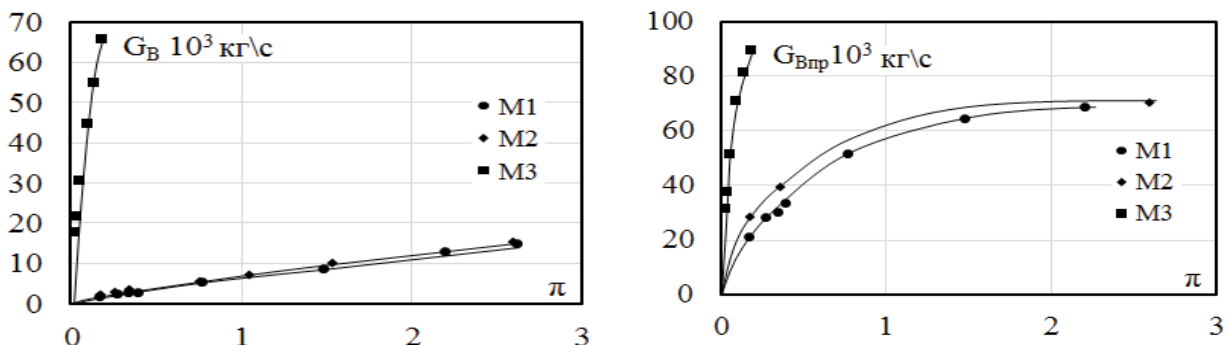


Рис. 3. Зависимости физического  $G_B$  и приведенного  $G_{Bпр}$  расхода воздуха от перепада давления  $\pi$  для моделей М1; М2; М3

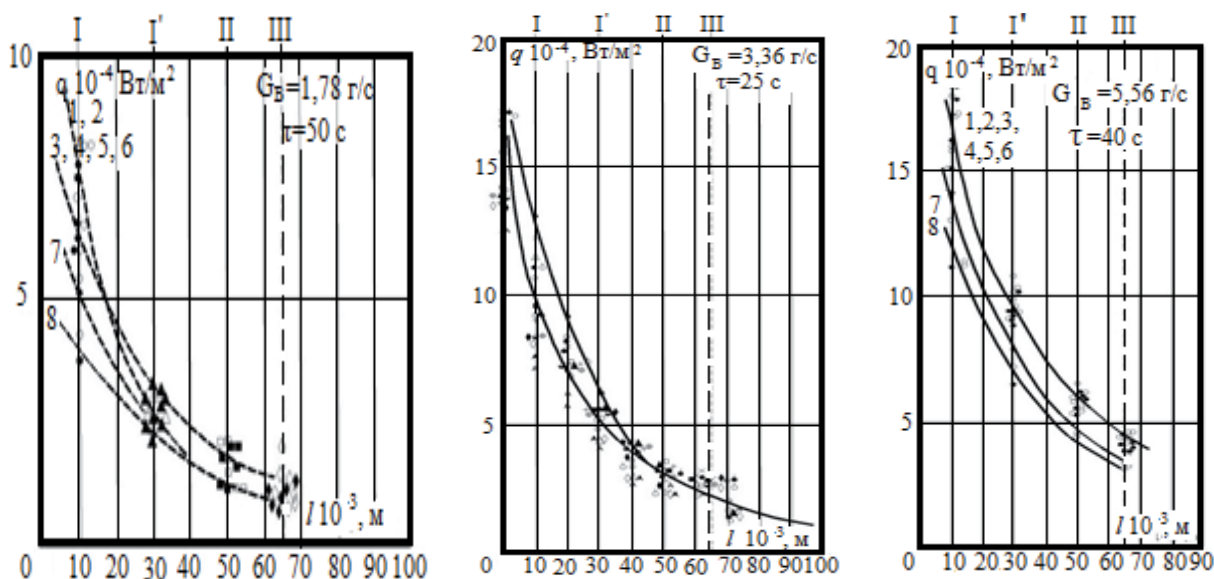


Рис. 4. Изменение плотности теплового потока  $q$  для модели М3 по ее горизонтальным сечениям для трех значений расхода воздуха

дается интенсивное снижение плотности теплового потока  $q$  по направлению от входного сечения модели М3 к выходному.

На рисунке 5 представлены графики изменения плотности теплового потока  $q$  для модели М3 по ее вертикальным сечениям для трех значений расхода воздуха.

Анализ представленных зависимостей показал, что распределение плотности тепловых

потоков во входном сечении модели М3 неравномерно и по мере движения от верхней части входного коллектора к нижней достаточно резко снижается. Данный характер кривых связан с неравномерностью потокораспределения воздуха на входе в модель, вызванного его поджатием на входе встречным потоком подогретого воздуха, подаваемого по каналам вихревой матрицы. Не исключено, что этот эффект

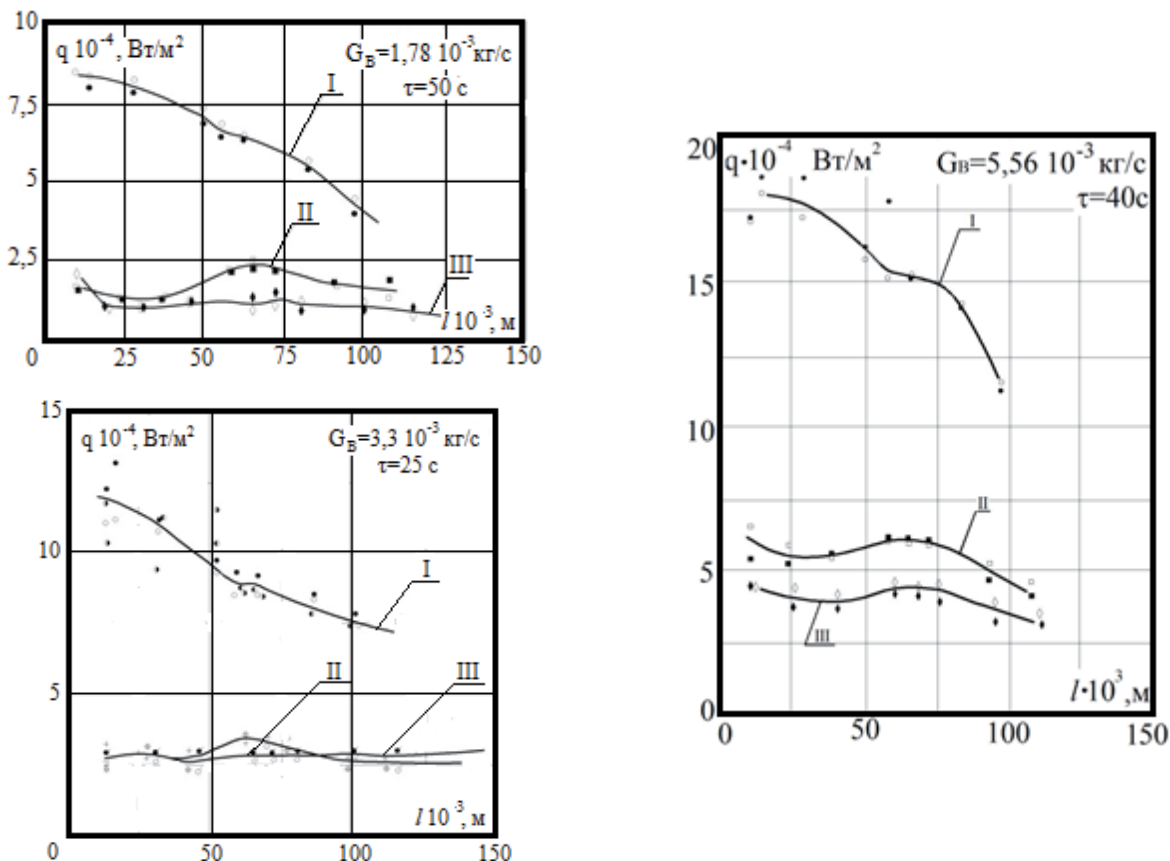


Рис. 5. Изменение плотности теплового потока  $q$  для модели М3 по ее вертикальным сечениям для трех значений расхода воздуха

обусловлен существенным подогревом воздуха в достаточно протяженном подводном коллекторе. Однако это влияние быстро затухает и уже в среднем сечении модели не ощущается. Распределение тепловых потоков в этой области по высоте модели практически равномерно и не отличается от распределения  $q_v$  III-ем сечении, смещенном к выходу модели. Только при максимальном расходе воздуха  $G_B = 5,56 \times 10^{-3}$  кг/с различие плотностей тепловых потоков в сечениях II, III становится заметным и достигает ~ 20%.

На рисунке 8 представлены графики распределения плотности теплового потока  $q$  для модели М1 (рис. 9) по горизонтальному и вертикальному сечениям при расходе воздуха  $G_B = 14,55 \times 10^{-3}$  кг/с.

Анализ зависимостей, представленных на рисунках 6-8, показал:

- наиболее интенсивный теплосъем наблюдается на входе в тракт охлаждения модели, который по конструкции аналогичен узкой вихревой матрице с углом скрещивания ребер  $120^\circ$ . Здесь также интенсивно срабатывается хладоресурс воздуха и поэтому значительные  $q = (120 - 170) \times 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> на входе в модель уже через  $(20 - 30) \times 10^{-3}$  м по направлению потока практически сходят на нет;

- только значительное увеличение расхода охлаждающего воздуха до  $G_B = 14,55 \times 10^{-3}$  кг/с позволило получить в среднем продольном сечении 2 модели заметный теплосъем  $q = (8 - 10) \times 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>;

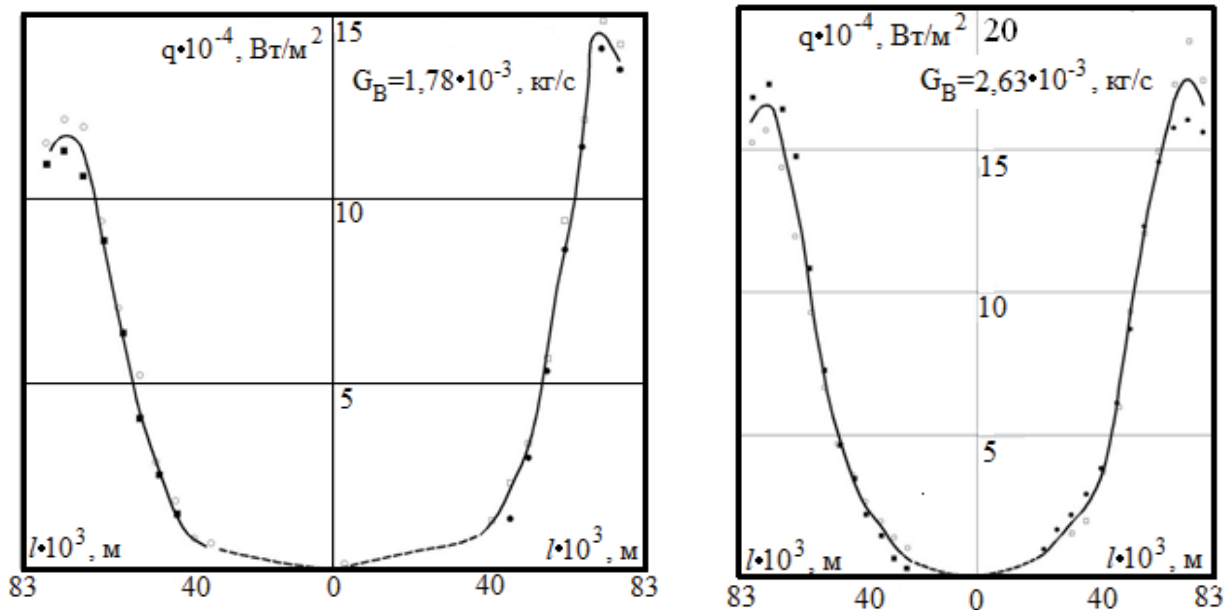


Рис. 6. Изменение плотности теплового потока  $q$  при расходах воздуха  $G_B = 1,78 \times 10^{-3}$  кг/с и  $G_B = 2,63 \times 10^{-3}$  кг/с для горизонтального сечения I модели М1

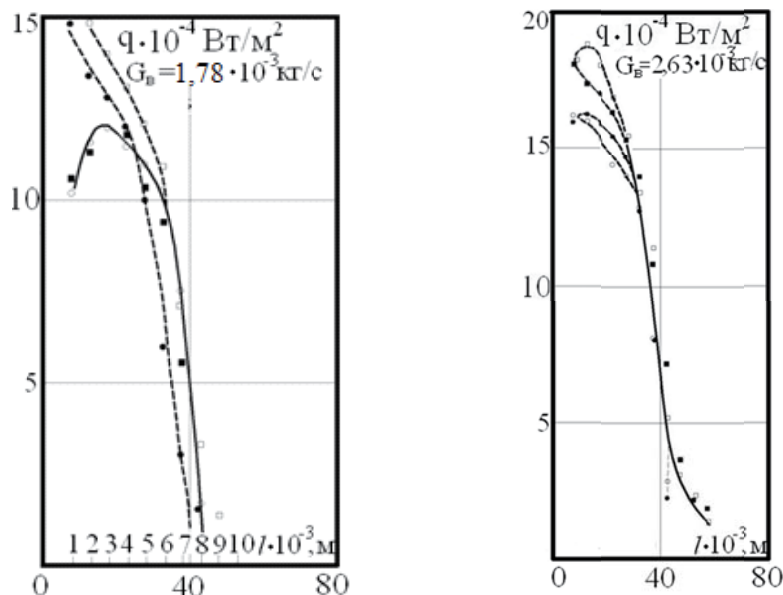


Рис. 7. Изменение плотности теплового потока при расходах воздуха  $G_B = 1,78 \times 10^{-3}$  кг/с и  $G_B = 2,63 \times 10^{-3}$  кг/с для вертикального сечения I модели М1

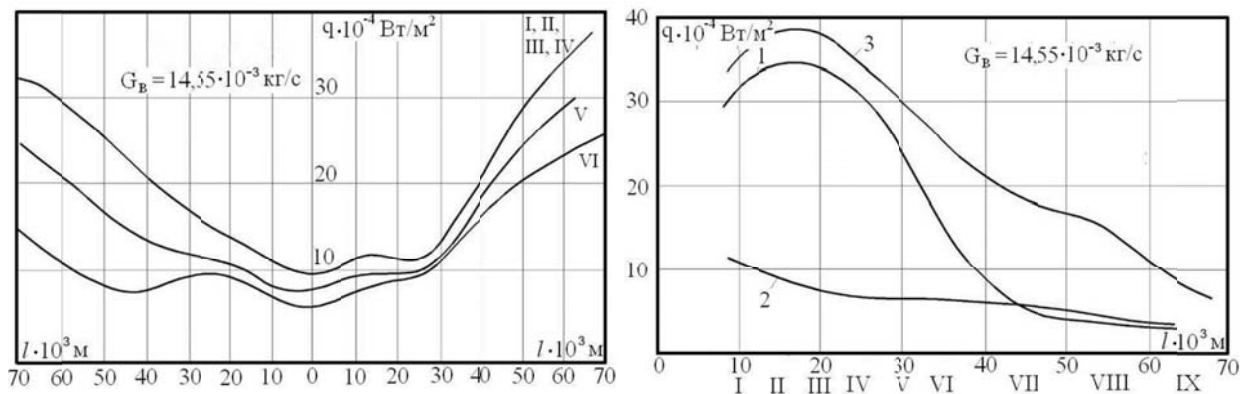


Рис. 8. Изменение плотности теплового потока  $q$  для модели М1 по горизонтальным и вертикальным сечениям при расходе воздуха  $G_b = 14,55 \times 10^{-3}$  кг/с

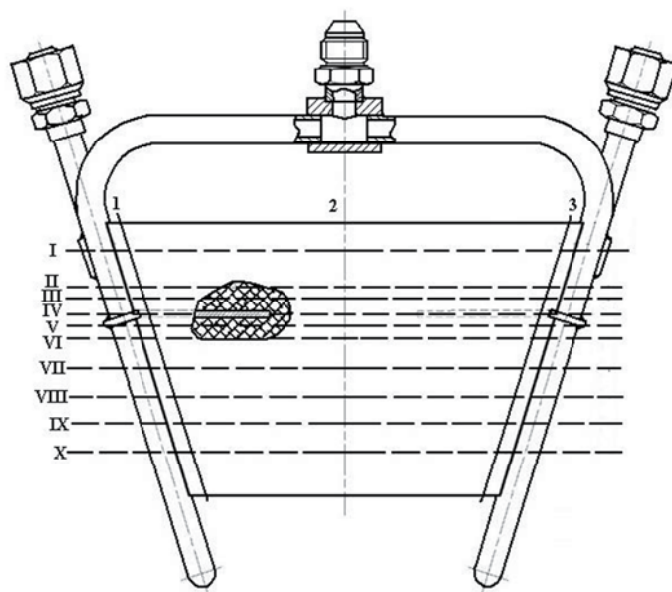


Рис. 9. Конструктивная схема модели М1и ее разметка по контролируемым сечениям

- характер изменения  $q$  в среднем продольном сечении 2 (рис. 8) равномерный, кривая  $q = f(l)$  плавно снижается к периферии от  $10^5$  до  $10^4$  Вт/м<sup>2</sup>.

Аналогичные выводы можно сделать и по результатам испытаний модели М2, только при больших расходах воздуха можно увеличить теплосъем в области встречи и разворота воздушных потоков. Однако по мере движения к меньшему основанию трапеции этот всплеск интенсивно затухает.

При выполнении работы разработаны конструктивные схемы трех систем охлаждения теплообменников и исследовано влияние условий подвода и отвода хладагента на их тепловые характеристики.

Для каждого варианта моделей экспериментально получены и исследованы: расходные характеристики каждой модели ( $G_b = f(\pi)$ ,  $G_{np} = f(\pi)$ ); распределение температуры воздуха по длине модели для трех значений расхода воздуха ( $T_b = f(l, G_b)$ ); распределение плотности

теплового потока по каждому сечению для трех значений расхода воздуха ( $q = f(l, G_b)$ ).

Анализ расходных характеристик показал, что модели М1 и М2 обладают большим гидравлическим сопротивлением, по сравнению с моделью М3; модель М3 обладает большой пропускной способностью (при  $\pi=1,1; G_b = 5 \times 10^{-3}$  кг/с).

Анализ тепловых характеристик показал, что для моделей М1 и М2 наиболее интенсивный теплосъем наблюдается на входе в тракт охлаждения, где также интенсивно срабатывается хладоресурс воздуха и поэтому значительные плотности тепловых потоков  $q$  на входе в модель уже через  $(20 - 30) \times 10^{-3}$  м по направлению потока практически сходят на нет; для модели М3 подогрев воздуха по длине тракта охлаждения достаточно высок и достигает 350 °С, что говорит о хорошем использовании хладоресурса воздуха. С возрастанием расхода воздуха снижение подогрева не превышает 20 °С.

Экспериментально-теоретические исследования закономерностей теплообмена в рекупе-



ративных теплообменниках с компланарными ребрами показали, что путем двустороннего отвода охладителя можно увеличить протяженность интенсивно охлаждаемой поверхности теплообменника.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тихонов А.М. Регенерация тепла в авиационных ГТД. М.: Машиностроение, 1977, С. 118.
2. Викулин А.В., Попов В.Г., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Анализ возможности расширения диапазона регулирования пропускной способностью каналов сложной конфигурации теплонапряженных конструкций // Авиационная промышленность, 2013, № 2. – С. 20-28.
3. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Земляная В.А. Исследование теплообмена в системах охлаждения теплонапряженных конструкций // Теплоэнергетика, 2017, № 1. – С. 39-44.
4. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Диагностика эффективности системы охлаждения малогабаритных теплообменников с компланарными каналами // Известия Вузов. Авиационная техника, 2016., №3, С.94-99.
5. Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Методология теплового проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин газотурбинных двигателей и газотурбинных установок // Научная мысль, 2016, № 1. – С. 86-105.
6. Попов В.Г., Викулин А.В., Ярославцев Н.Л., Сундуков А.А., Чеснова В.А., Побежимовский Е.В. Калориметрический метод теплового контроля теплонапряженных деталей ГТД и ГТУ // Научные труды (Вестник МАТИ), 2011, № 18 (90). – С. 50-56.
7. Викулин А.В., Попов В.Г., Чеснова В.А. Совершенствование конструкции охлаждаемых лопаток высокотемпературных газовых турбин с целью

повышения надежности и ресурса работы современных авиационных ГТД и энергетических ГТУ // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева, 2012., № 2 (23). – С. 7-11.

#### REFERENCES

1. Tikhonov A.M. Heat recovery in aircraft goods declaration. M.: Build machines. 1977. Pp. 118.
2. Vikulin A.V., Popov V.G., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. Analysis possibilities for expanding the range of channel bandwidth management of complex configuration of heat-stressed structures//Aviation industry. 2013. № 2. - Pp. 20-28.
3. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Zemlynay V.A. Study heat transfer in cooling systems of heat-stressed structures//Heat-and-power engineering. 2017. № 1. - Pp. 39-44.
4. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. Diagnosis efficiency of cooling system of small-sized heat exchangers with coplanar channels//New Universities. Aviation equipment, 2016. № 3. Pp. 94-99.
5. Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Chesnova V.A. Methodology of thermal design of air-cooled gas turbine blades of gas turbine engines and gas turbines//Scientific thought, 2016. № 1. - Pp. 86-105.
6. Popov V.G., Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Sundukov A.A., Chesnova V.A., Pobezhimovskij E.V. Calorimetric method for thermal control of heat-stressed parts of GTE and GTP//Scientific papers (Messenger of MATI), 2011, № 18 (90). - Pp. 50-56.
7. Vikulin A.V., Popov V.G., Chesnova V.A. Improving the design of cooled blades for high-temperature gas turbines to improve the reliability and life of modern aviation GTE and energy of GTP// Messenger Rybinsk State Aviation Technological Academy named after P.A. Soloviev, 2012. № 2 (23). - Pp. 7-11.

#### THE THERMAL STATE OF THE RECUPERATIVE EXCHANGER

© 2018 A.V. Vikulin<sup>1</sup>, N.L. Yaroslavtcev<sup>1</sup>, S.S. Remchukov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Moscow Aviation Institute (National Research University)

<sup>2</sup>Central Institute of Aviation Motors, Moscow

The article is devoted to the design and research of the thermal state of the recuperative exchanger. The results of calculations of convergence of thermal balance, graphic dependences of consumables and thermal characteristics of the objects of research.

**Keywords:** recuperative exchanger, heat balance equation, consumables and thermal characteristics.

*Nikolay Yaroslavtsev, Candidate of Technics, Professor of the Department «Technology of Production and Operation of Aircraft Engines». E-mail: yaroslavcevn1@mati.ru*

*Alexander Vikulin, Candidate of Technics, Professor of the Department «Technology of Production and Operation of Aircraft Engines». E-mail: vav106@yandex.ru*

*Svyatoslav Remchukov, Postgraduate Student, Engineer. E-mail: remchu-kov.svyatoslav@yandex.ru*