

## **Воздухо-воздушные теплообменники системы охлаждения ротора турбины высокого давления в современных авиационных турбореактивных двухконтурных двигателях**

© В.Г. Нестеренко, Р.Р. Аббаварам

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, 125993, Россия

*Рассмотрены воздухо-воздушные теплообменники в наружном контуре двухконтурных турбореактивных двигателей с малой степенью двухконтурности, а также их модификации, которые отличаются формой и диаметрами трубок, ориентацией пучков трубок в осевом или окружном направлении. Приведены расчеты, выполненные с использованием комплекса ANSYS CFX. Указаны предпочтительные конструкции, выбранные по уровню снижения температуры охлаждающего воздуха, росту потерь давления внутри трубок и в наружном контуре авиационного двигателя. Разработана конструктивная схема двухпоточного трубчатого воздухо-воздушного теплообменника, в котором одновременно охлаждается воздух, отбираемый из промежуточной ступени и за компрессором высокого давления. Научной новизной является использование микротурбулизаторов, которые устанавливаются внутри трубок на гладкой стенке, что позволяет интенсифицировать теплообмен внутри трубок при минимальном увеличении потерь давления охлаждаемого воздуха.*

**Ключевые слова:** воздухо-воздушный теплообменник, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, эффективность системы воздушного охлаждения, охлаждающий и охлаждаемый воздух, пучок трубок

**Введение.** Повышение эффективности воздухо-воздушного теплообменника (ВВТ) представляет собой актуальную задачу и имеет важное практическое значение [1–3], поскольку уровень температуры газа перед турбинами высокого давления возрастает от одного поколения двигателей к другому [4, 5]. Повышаются требования к надежности и ресурсу авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) [6–8]. Чем выше температура газа перед турбиной, тем больше удельная тяга двигателя  $P_{вд} = f(T_r^*)$  [9].

При обеспечении заданной абсолютной тяги увеличение  $P_{вд}$  ведет к уменьшению габаритов и массы двигателя [10]. Указанные теоретические зависимости неоднократно подтверждались практикой реального проектирования. Так, в работе [11] приведено описание параметров двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой типа РД-33 серии 3, полученных при повышении температуры газа  $T_r^*$  перед турбиной для увеличения тяги. В результате значение  $T_r^*$  повысилось на 60 К, тяга — на 5,884 кН, а масса и габариты не изменились. Поэтому возрастание температуры газа перед турби-

ной было одной из основных тенденций авиационного двигателестроения в XX в. С начала 1940-х годов и до окончания 2000 г. максимальная температура  $T_r^*$  возросла примерно в 2 раза — от 1000 до 2000 К.

Цель работы — повысить интенсивность снижения температуры охлаждаемого воздуха, отбираемого за компрессором высокого давления в двухконтурном турбореактивном двигателе с форсажной камерой типа АЛ-31, РД-33, а также уменьшить потери давления в его наружном контуре при постановке ВВТ.

Система охлаждения турбины высокого давления и ВВТ являются общей частью всей воздушной системы авиационного двигателя. Наличие ВВТ позволяет снизить уровень максимальной температуры рабочих и сопловых лопаток турбин высокого давления, температуру диска турбины, охладить опоры ротора турбины двигателя, следовательно, увеличить ресурс и надежность всей турбины.

В настоящее время вопросам теплообмена и его интенсификации в теплообменниках посвящены многие теоретические и экспериментальные работы [12–20]. Однако усовершенствованные конструкции новых поколений авиационных турбин требуют поиска новейших более конструктивных решений, которые обеспечивали бы увеличение ресурса существующих двигателей и улучшение характеристик перспективных двигателей новых поколений.

**Особенности выбора конструктивной схемы и параметров воздушно-воздушных теплообменников.** Схема установки трубчатого ВВТ на корпусе камеры сгорания в наружном контуре двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой представлена на рис. 1. ВВТ, установленный на двигателе АЛ-31ФН, имеет систему отсечки охлаждаемого воздуха на крейсерском режиме работы этого двигателя в целях сокращения его расхода. Наружный диаметр трубок такого ВВТ составляет 5,0 мм, толщина стенки — 0,3 мм (рис. 2).

Конструктивные параметры ВВТ:

Число трубчатых модулей $N_m$ .....	64
Число трубок в одном модуле $N_{m1}$ .....	6
Общее число трубок $N_\Sigma$ .....	384
Длина одной трубки (в развертке) $l_1$ , мм .....	679

Трубчатые модули равномерно расположены по окружности кольцевого кожуха.

Режимные параметры двухконтурного турбореактивного двигателя:

*По охлаждаемому воздуху внутри трубок*

Расход $G_1$ , кг/с .....	6,45
Давление газа на входе $p_{11}$ , Па .....	$23 \cdot 10^5$
Температура газа на входе $T_{11}$ , К .....	774

По нагреваемому воздуху наружного контура

Расход $G_2$ , кг/с .....	40
Давление газа на входе $p_{21}$ , Па .....	$3,66 \cdot 10^5$
Температура $T_{21}$ , К .....	438

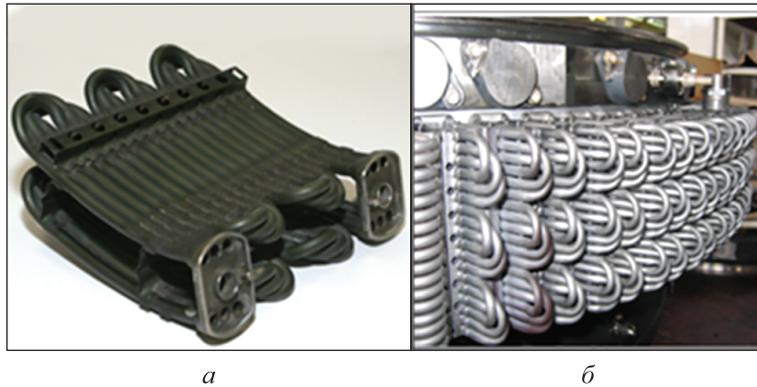


Рис. 1. Отдельный модуль воздухо-воздушного теплообменника (а) и его полная секция (б), состоящая из 64 модулей, равномерно установленных на корпусе газогенератора турбины высокого давления

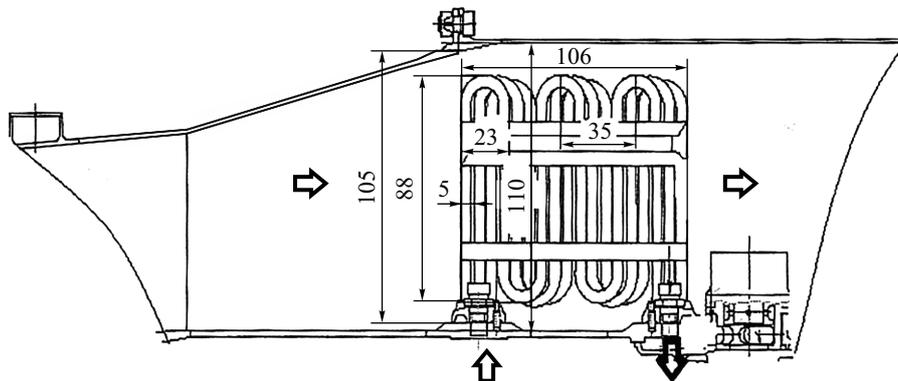


Рис. 2. Геометрические характеристики модуля воздухо-воздушного теплообменника с трубками диаметром 5 мм

**Характеристики исследуемых ВВТ.** Установлены следующие расчетные характеристики ВВТ:

Потери полного давления охлаждаемого воздуха, % .....	8,5
Потери полного давления во внешнем (втором наружном) контуре, % .....	1,6
Снижение температуры охлаждаемого воздуха $\Delta T_{\text{ВВТ}}$ , К .....	90–110

Эффективность такого ВВТ невысокая, снижение температуры охлаждаемого воздуха зависит от расхода воздуха через него.

Расчетные характеристики теплоотдачи внутри труб на указанном выше режиме:

Расход воздуха на одну трубку $G$ , кг/с .....	0,0168
Число Рейнольдса $Re$ .....	$1,41 \cdot 10^5$
Число Нуссельта $Nu$ .....	237
Коэффициент теплоотдачи внутри труб, Вт/(м <sup>2</sup> ·К) .....	3093

Конечная температура на выходе из теплообменника определена с помощью параметра NTU [13, 14], равного 0,064, который представляет собой число единиц переноса теплоты, зависящей от коэффициента теплопередачи, площади поверхности теплообмена и полной расходной теплоемкости теплоносителя. Она равна произведению расхода теплоносителя и его удельной теплоемкости.

Расчетная температура воздуха на выходе из модуля ВВТ составляет 673 К, т. е. снижение температуры охлаждающего воздуха  $\Delta T = 101$  К. Контрольное значение этой температуры, равное  $(110 \pm 5)$  К, определено при натурных испытаниях двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой. При этом установлено небольшое различие сравниваемых расчетных и экспериментальных значений, полученных при исследовании системы охлаждения опытного двигателя этого типа в наземных условиях с использованием принятой методики расчета.

Проанализируем результаты расчетов в системе ANSYS CFX U-образных трубок исследуемого ВВТ, чтобы выявить причину таких расхождений. Получаем числовое значение интенсивности охлаждения ВВТ (см. рис. 1, 2):

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{\text{ВВТ}}}{\Delta T_{\text{max ВВТ}}} = 0,34. \quad (1)$$

При повышении температуры газа перед турбиной в двигателях новых поколений необходимо увеличивать интенсивность охлаждения не только лопаток рабочего колеса и соплового аппарата турбины, но и других критичных деталей ее ротора и статора, например, диска и подшипника опоры, над роторной вставкой в корпусе турбины и т. д. Рабочие и сопловые лопатки турбины высокого давления современных и перспективных авиационных ГТД имеют развитое пленочное охлаждение, поэтому в модернизируемых конструкциях ВВТ требуется повысить не только интенсивность охлаждения, но и расход охлаждаемого воздуха.

Рассмотрим конструкцию ВВТ (рис. 3) с увеличенным до четырех числом трубок в одном ряду, через которые поступает воздух, и увеличенным до 6,0 мм наружным диаметром. Таким образом, в одном ряду модуля ВВТ находятся не 18 трубок (см. рис. 1 и 2), а 24. Их гидравлическое сопротивление практически не изменилось,

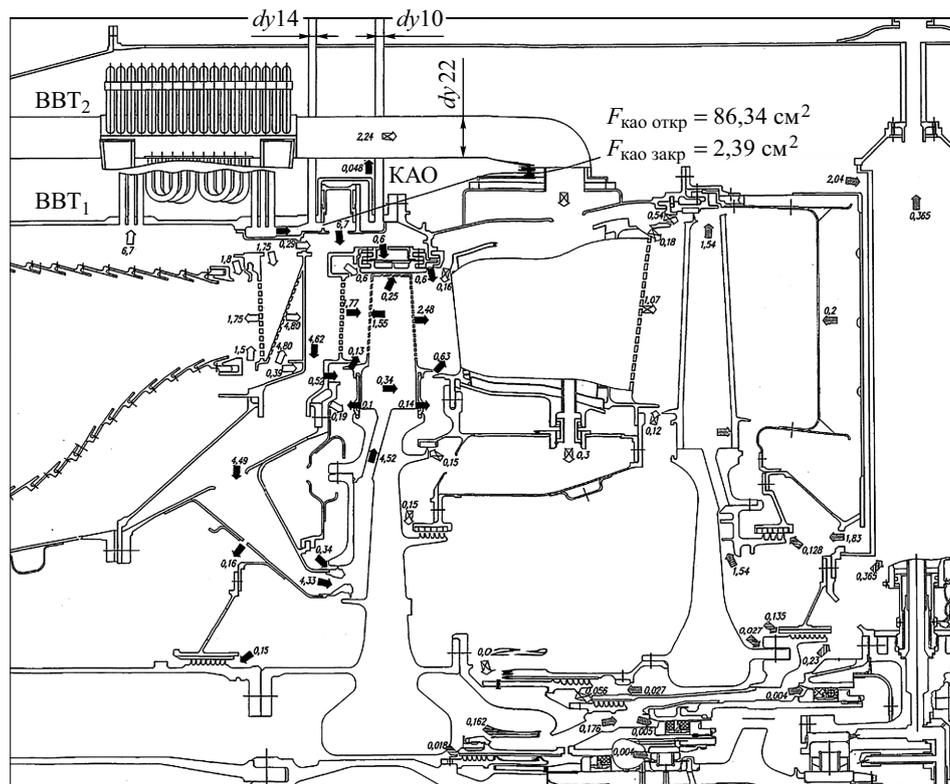
за исключением влияния трубок несколько большего наружного диаметра. Пропускная способность нового теплообменника с трубками увеличенного диаметра возросла примерно в 2 раза.



**Рис. 3.** Модифицированный воздухо-воздушный теплообменник из четырех цилиндрических трубок увеличенного диаметра  $6,0 \times 0,35$  мм, установленный на корпусе камеры сгорания

Расчеты, выполненные в системе ANSYS CFX, показали, что температура охлаждаемого воздуха на выходе из трубок большего диаметра при одинаковой длине трубок уменьшилась примерно на 20 % в результате менее интенсивного прогрева потока воздуха в трубках большего диаметра. Поэтому для сохранения уровня интенсивности охлаждения, имевшегося в базовом ВВТ (см. рис. 1 и 2), необходимо увеличить длину трубок в модифицированном ВВТ, т. е. добавить еще одну поворотную секцию. Эта новая конструкция обладает большей пропускной способностью охлаждающего воздуха — ВВТ является семиповоротным с увеличенной на 25 % длиной каждой трубки.

**Схемы воздухо-воздушного теплообменника.** Для турбины двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой проектируются ВВТ с отборами охлаждающего воздуха, имеющими разные термодинамические параметры. Рассмотрим схему системы охлаждения (рис. 4), которая включает в себя два ВВТ — ВВТ<sub>1</sub> и ВВТ<sub>2</sub>. В первый воздух поступает из полости камеры сгорания, которая расположена над жаровой трубой, второй предназначен для охлаждения воздуха, отбираемого из промежуточной ступени компрессора высокого давления. В системе охлаждения этой конструкции (см. рис. 4) восемь трубок диаметром 26 мм равномерно расположены по окружности. Они отбирают воздух из промежуточной ступени компрессора высокого давления и охлаждают им детали ротора и его опору, находящуюся в междисковой полости. При проектировании такой конструкции был увеличен диаметр наружного контура в месте расположения обоих теплообменников, поскольку ВВТ<sub>2</sub> и ВВТ<sub>1</sub> установлены в одном месте. Благодаря этому удалось избежать увеличения гидравлических потерь в наружном контуре двигателя вследствие увеличения диаметра наружного корпуса, однако возросла масса двигателя.



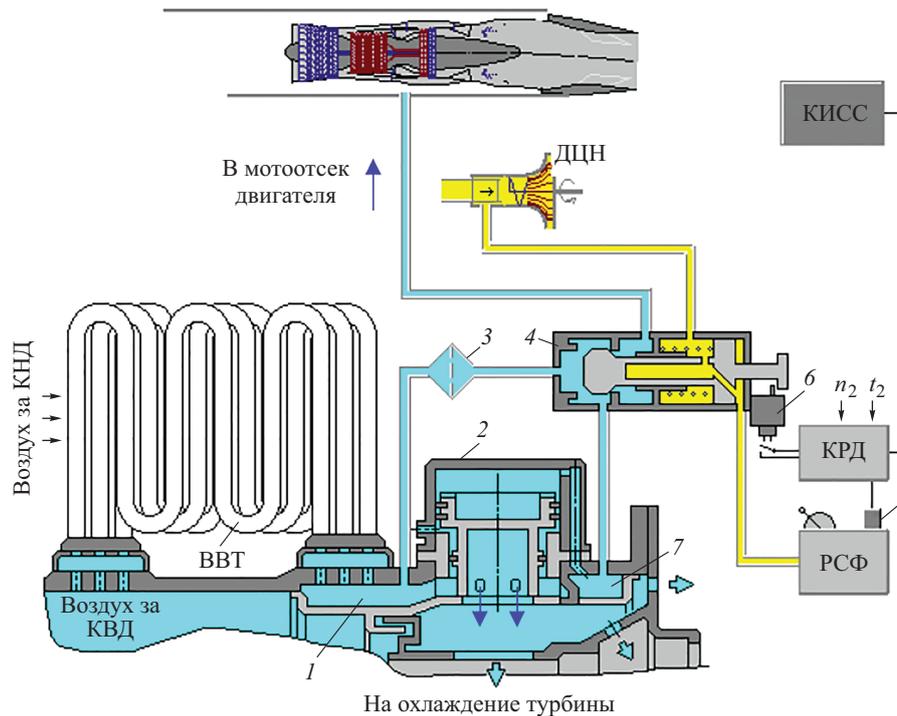
**Рис. 4.** Конструктивно-гидравлическая схема системы охлаждения турбины двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой с подводом охлаждаемого воздуха к двум воздухо-воздушным теплообменникам — ВВТ<sub>1</sub> и ВВТ<sub>2</sub>. Стрелками показано направление, числами — величина расхода охлаждающего воздуха, требующиеся для охлаждения различных конструкций турбины

Таким образом, представленная усовершенствованная система охлаждения позволяет увеличить ресурс турбины. Однако конструкция имеет принципиальный недостаток — увеличенную массу двигателя. Клапанный аппарат отключения (КАО) обеспечивает работу ВВТ на двух режимах: когда он открыт, его проходная площадь  $F_{\text{КАО откр}} = 86,34 \text{ см}^2$ , при закрытом КАО  $F_{\text{КАО закр}} = 2,39 \text{ см}^2$  — такое небольшое значение проходной площади оставлен для того, чтобы холодный воздух поступал в лопатку и препятствовал проникновению туда горячего газа.

Схема установки и регулирования воздуха в ВВТ представлена на рис. 5.

На рис. 6 приведена новая схема воздушной системы турбины с двумя отборами охлаждающего воздуха из разных мест газовоздушного тракта газогенератора, позволяющая сохранить диаметр наружного контура рассматриваемого двухконтурного турбореактивного двигателя неизменным. В каждом приемном канале базового модуля

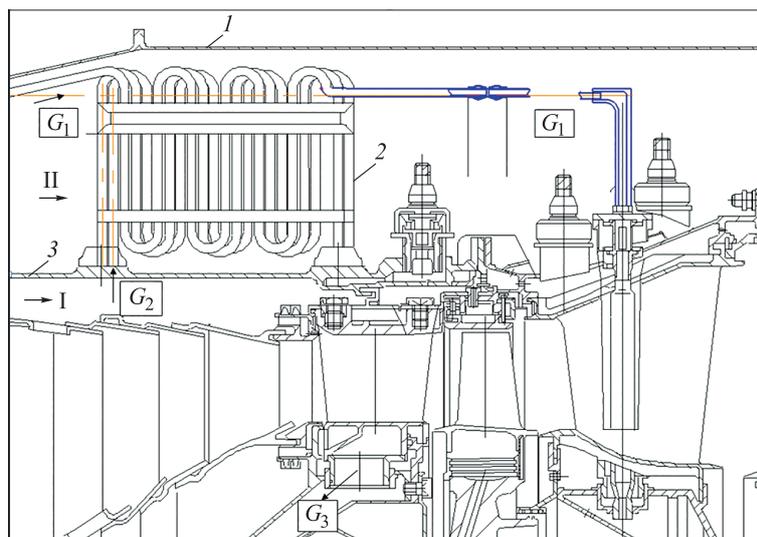
ВВТ по три трубки (см. рис. 1, 2) диаметром 5,0 мм, в ВВТ на рис. 6 также по три трубки, но большего диаметра — 6,0 мм. В одной трубке ВВТ охлаждается воздух ( $G_1$ ), отбираемый из промежуточной ступени компрессора высокого давления, а в двух других (также диаметром 6,0 мм) — охлаждается воздух ( $G_2$ ), отбираемый на выходе из компрессора высокого давления (из канала I), расположенного над жаровой трубой камеры сгорания.



**Рис. 5.** Схема установки и регулирования воздуха в воздухо-воздушном теплообменнике:

1 — полость подвода охлажденного воздуха; 2 — клапанный аппарат отключения (КАО); 3 — воздушный фильтр; 4 — агрегат управления охлаждением; 5 — электромагнитный клапан; 6 — микровыключатель; 7 — коллектор управляющего воздуха; КИСС — комплексная информационная система; КРД — комплексный регулятор двигателя; РСФ — регулятор сопла и форсажа; ДЦН — двигательный центробежный насос; КНД — компрессор низкого давления; КВД — компрессор высокого давления

На выходе из этого комбинированного ВВТ охлажденный воздух ( $G_1$ ) поступает во внутреннюю дефлекторную полость соплового аппарата ступени турбины низкого давления, а далее из нее — в полость между дисками турбин высокого и низкого давления исследуемого двигателя. Воздух ( $G_2$ ) предназначен для охлаждения деталей турбины высокого давления (см. рис. 4, 6).



**Рис. 6.** Конструктивная схема комбинированного воздухо-воздушного теплообменника, в котором охлаждается воздух, отбираемый из промежуточной ступени ( $G_1$ ) и за последней ступенью компрессора ( $G_2$ )

Таким образом, в конструктивной схеме комбинированной системы охлаждения есть ВВТ, в котором пучок трубок расположен в виде одного ряда, его гидравлическое сопротивление существенно ниже, чем в схеме с двумя ВВТ (см. рис. 4), и не требуется увеличивать диаметр наружного контура двигателя.

Задачей описываемых ниже расчетных исследований является получение зависимости снижения температуры охлаждающего воздуха в пучках трубок от их размеров и форм. Были исследованы трубки малых диаметров — от 4,0 до 6,0 мм, длиной от 100 до 800...1200 мм, круглой или овальной формы в поперечном сечении с равными по значению площадями проходных сечений.

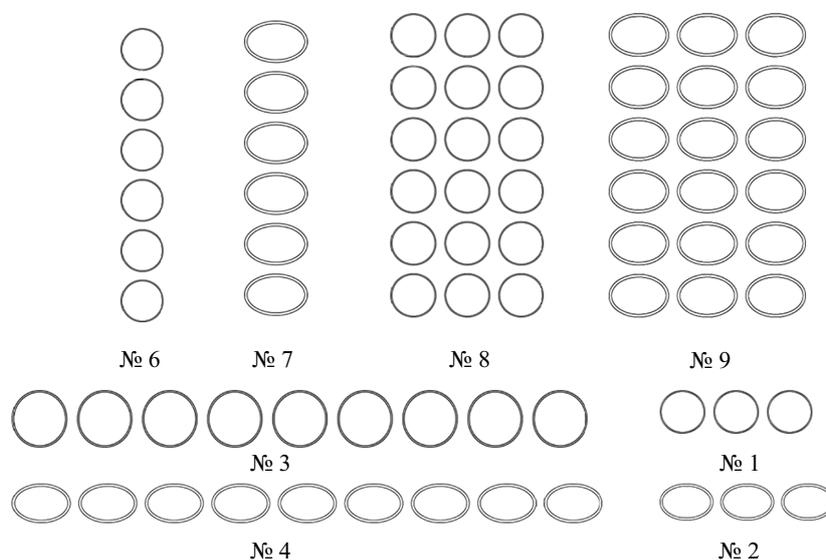
**Объект исследований.** Объектом исследования выбраны прямые и U-образные трубки перекрестного тока с одинаковой длиной прямых участков. Выявлено влияние поворота потока на эффективность теплообмена на прямых участках этих трубок. Получены результаты, имеющие практическую ценность для дальнейшего проектирования новых ВВТ, установлена зависимость снижения температуры охлаждаемого воздуха от размеров и формы трубок малого диаметра.

Следует отметить, что высоким уровнем потерь давления подогреваемого воздуха, обтекающего ВВТ, в наружном контуре двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой считается величина  $\sigma = \frac{\Delta p}{p} \geq 2,0 \%$ , поскольку она напрямую влияет на потери тяги двигателя (с учетом степени влияния его двухконтурности).

Были также исследованы пучки круглых и овальных трубок малого диаметра 4,0...6,0 мм при равной площади проходного сечения с отсутствием или наличием интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых на внутренней поверхности этих трубок.

Как показал анализ литературных источников, такие системные исследования, выполненные с использованием системы ANSYS CFX, ранее не проводились.

**Варианты компоновок отдельных трубок.** Для выявления наиболее эффективной формы трубок ВВТ были спроектированы девять их различных комбинаций круглой и овальной формы (рис. 7) и выполнены необходимые расчеты.



**Рис. 7.** Компоновка исследованных пучков трубок воздухо-воздушного теплообменника. Вариант № 5 не показан, поскольку образован из варианта № 3, трубки которого смещены параллельно самим себе в вертикальном направлении на расстояние 28,2 мм, как это имеет место в базовой конструкции ВВТ, образованном из двух параллельных рядов круглых трубок (см. рис. 1)

В представленных компоновках у всех круглых трубок наружный диаметр  $d = 5,0$  мм, а диагонали овала (эллипса) имеют размеры  $6,3 \times 4,0$  мм (см. рис. 6).

Пучки № 1–5 спроектированы в соответствии с направлением натекания охлаждающего воздуха с горизонтальной ориентацией, которая обеспечивает минимум их гидравлического сопротивления. Пучки № 1, 3 и 5 составлены из круглых трубок, а пучки № 2 и 4 — из овальных.

Пучки № 6–9 спроектированы с ориентацией в поперечном к горизонтали направлении, т. е. поперек потока охлаждающего воздуха.

Очевидно, что они имеют повышенные гидравлические потери. Однако в трубках этих пучков температура охлаждаемого воздуха может быть несколько снижена, по сравнению с температурой в трубках тех пучков, у которых трубки ориентированы в горизонтальном направлении. Пучки № 6 и 8 составлены из круглых трубок, а пучки № 7 и 9 — из овальных.

Как было отмечено, предметом исследований был уровень различий температуры охлаждаемого воздуха на выходе из каждого пучка труб и значения потерь давления охлаждающего воздуха.

Расчеты в системе ANSYS CFX выполнены с учетом наличия пограничного слоя при следующих значениях числа Рейнольдса  $Re$ :

для наружного воздуха второго контура двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой, охлаждающего трубки ВВТ

$$Re_{II} = \frac{\rho_{21}WL}{\psi\mu} = \frac{2,912 \cdot 43,75 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3}}{0,861 \cdot 247 \cdot 10^{-7}} = 4,7 \cdot 10^4, \quad (2)$$

для охлаждаемого воздуха внутри трубок

$$Re_I = \frac{4G_{1lr}}{\pi d_1 \mu_1} = \frac{4 \cdot 0,0168}{3,14 \cdot 4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 345 \cdot 10^{-7}} = 1,41 \cdot 10^5. \quad (3)$$

Отсюда исследованные значения числа Рейнольдса:  $1,41 \cdot 10^5 \geq Re \geq 4,7 \cdot 10^4$ .

**Особенности расчетов.** Теплообмен и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей прямых и U-образных одиночных трубок и пучков трубок были рассчитаны в системе ANSYS CFX. Методика расчетов в этой системе имеет свои особенности. В частности, структуру течения потока воздуха с отрывом от внутренней поверхности радиусного поворотного канала при значениях угла поворота потока  $180^\circ \geq \alpha \geq 0$  нельзя получить при использовании модели  $k-\epsilon$ , тогда как модель ARSM-WJ дает вполне удовлетворительные результаты.

В работе [19] описаны особенности методики расчета поворотного U-образного прямоугольного канала в системе ANSYS CFX, показано влияние размера пристеночного элемента и сеточной модели на результаты расчета, что подтверждает целесообразность использования этой методики при расчетах аналогичных ВВТ.

Отметим, что полученные в системе ANSYS CFX результаты более информативны, чем полученные при расчете по интегральным уравнениям. Этой методикой, безусловно, следует пользоваться, что подтверждается мировой практикой. Пакет ANSYS CFX содержит полную информацию о развитии процесса теплообмена и об изменениях структуры потока в каналах ВВТ — от входа потока газа до его выхода. Приведем несколько примеров (рис. 8, 9).

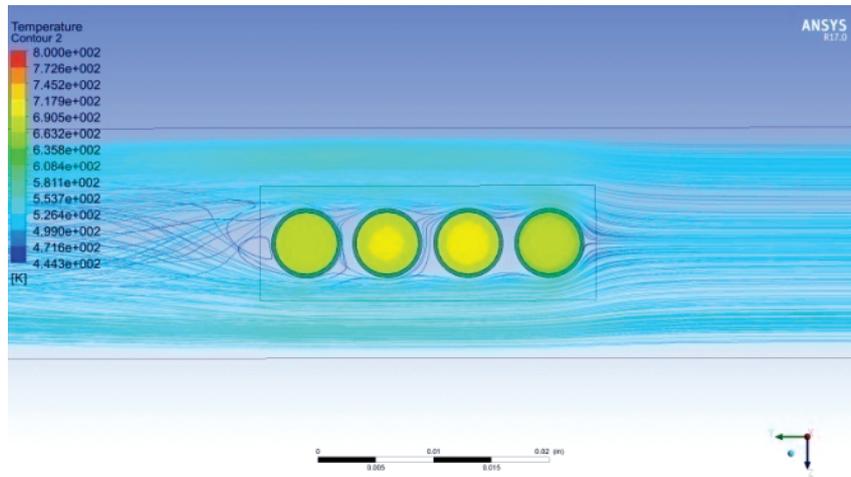


Рис. 8. Изменение температуры охлаждаемого воздуха в сечении на выходе из пучка расположенных в одном ряду гладких трубок с наружным диаметром 5,0 мм

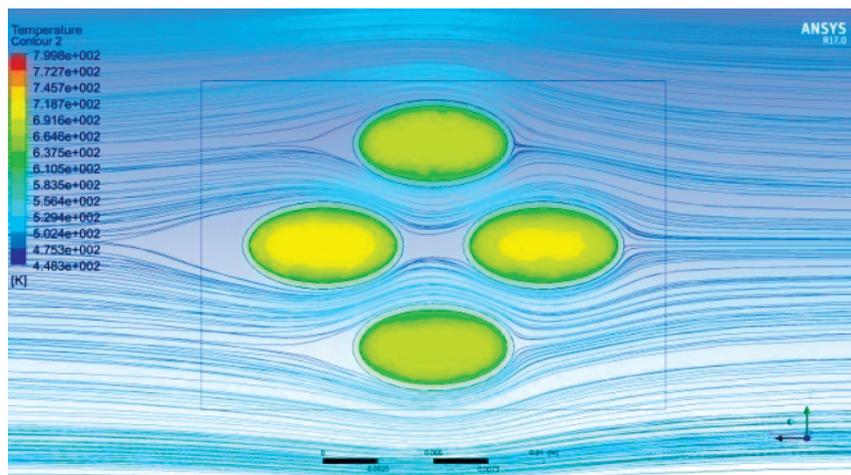
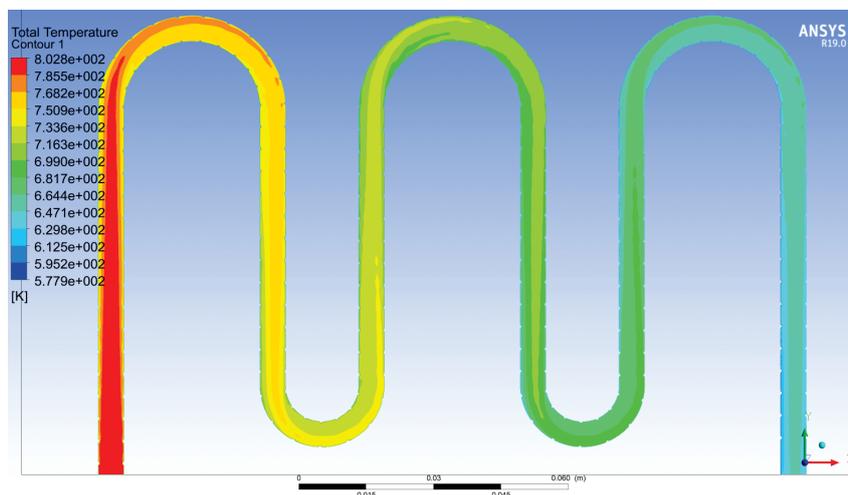


Рис. 9. Изменение температуры в сечении на выходе из пучка расположенных в шахматном порядке гладких трубок овальной формы с размерами 4,0 × 6,3 мм

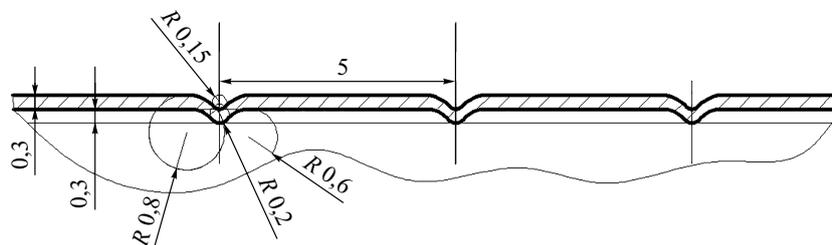
Как следует из этих рисунков, значения температуры в поперечном сечении на выходе из пучка гладких трубок распределены в одном ряду или в шахматном порядке. По этому полю температур можно однозначно определить трубку с более или с менее интенсивным охлаждением, т. е. на выходе из пучка трубок видны потоки воздуха с разными значениями температуры, которые далее при смешении осредняются.

При исследовании U-образных трубок обнаружено, что отрывные течения имеют место не только при обтекании внутренней стенки

радиусного (с поворотом потока на 180°) переходного канала, но и далее, на прямых участках ВВТ, расположенных за поворотными участками трубки, где отрывные течения сохраняются и усугубляются (рис. 10, 11).



**Рис. 10.** Отрывные течения охлаждаемого воздуха на поворотных и прямых участках гладких трубок воздухо-воздушного теплообменника овальной формы с размерами  $4,0 \times 6,3$  мм



**Рис. 11.** Геометрические размеры микротурбулизаторов потока воздуха, установленные на гладкой стенке внутри трубки диаметром 5,0 и 6,0 мм

Построены графические зависимости изменения температуры и величины гидравлических потерь давления охлаждающего воздуха в прямых цилиндрических и овальных трубках малого диаметра от их длины и диаметра (рис. 12–15).

При изменении высоты выступа над гладкой внутренней поверхностью трубок от 0,15 до 0,5 мм наилучшие результаты были получены по трубке с кольцевыми выступами высотой 0,3 мм. Интенсификаторы теплообмена такого типа ранее подробно были рассмотрены в работе [12], однако их геометрия для трубок малого диаметра и оп-

тимальный шаг определены впервые. Расчеты с интенсификаторами теплообмена высотой 0,5 мм показали двойное увеличение потерь давления охлаждаемого воздуха внутри трубок ВВТ, т. е. на 42 % исходного значения давления воздуха на входе в ВВТ, что недопустимо, поскольку этот воздух вследствие своего низкого давления неприменим для системы охлаждения лопаток соплового аппарата и рабочего колеса турбины высокого давления.

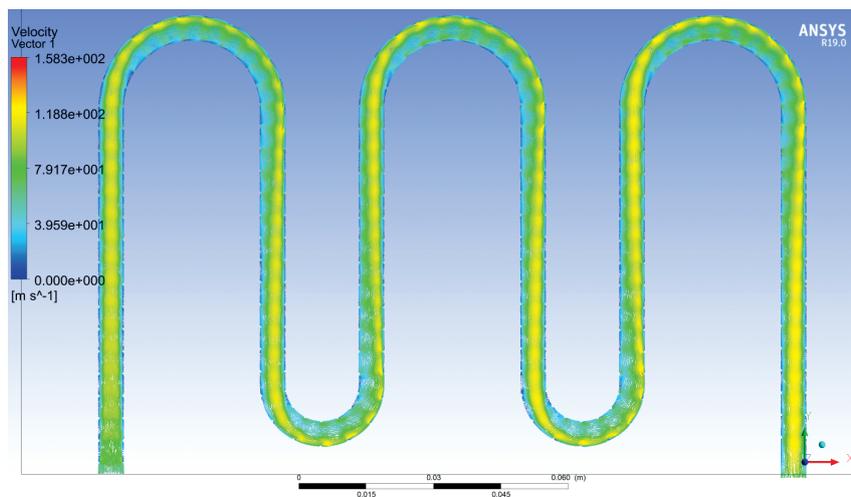


Рис. 12. Линии тока охлаждающего воздуха

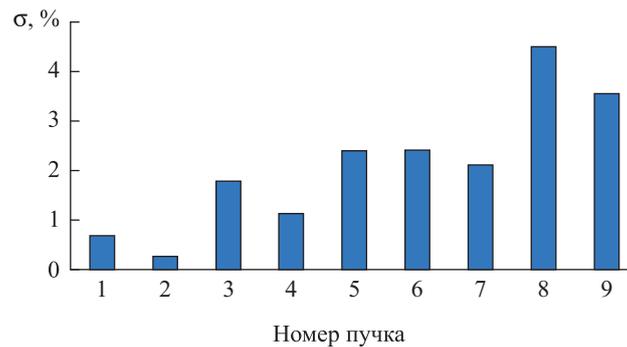
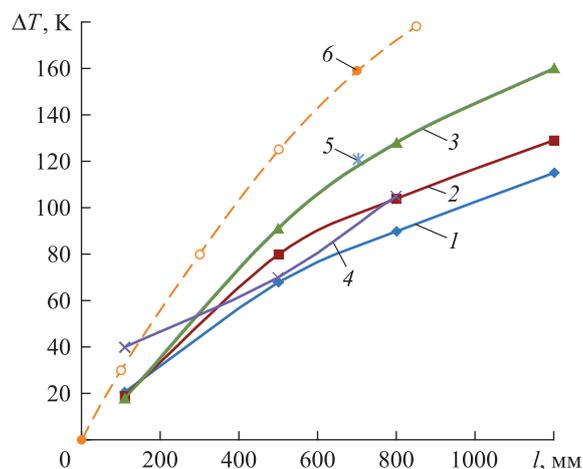
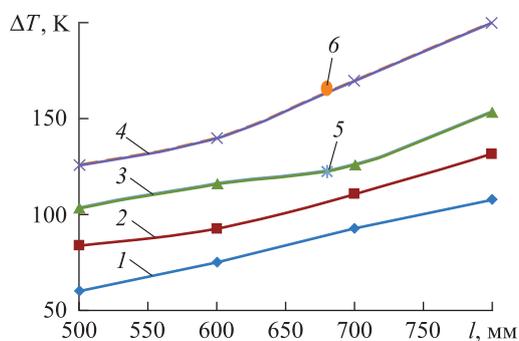


Рис. 13. Изменение гидравлического сопротивления трубчатых пучков, отличающихся формой (цилиндрической или овальной), числом трубок в пучке и их ориентацией относительно оси газотурбинного двигателя



**Рис. 14.** Изменение величины снижения температуры охлаждаемого воздуха в прямых цилиндрических трубках малого диаметра в зависимости от их диаметра и длины при гладкой стенке и наличии интенсификаторов теплообмена (ИТ) высотой 0,3 мм, установленных на внутренней поверхности трубок:

прямые цилиндрические трубки диаметром, мм: 1 — 6,0; 2 — 5,0; 3 — 4,0; 4 — 6,0 (трубка с ИТ); шестиперекрестные пятиповоротные цилиндрические трубки диаметром, мм: 5 — 5,0; 6 — 5,0 (трубка с ИТ)



**Рис. 15.** Изменение температуры охлаждающего воздуха на выходе из одиночных прямых овальных трубок в зависимости от их длины, размеров диагоналей овала и наличия интенсификаторов теплообмена (ИТ) потока воздуха:

эллипсоидные трубки с диагоналями эллипса, мм: 1 — 7,9 × 4,6; 2 — 6,3 × 4,0; 3 — 7,9 × 4,6 (с ИТ); 4 — 6,3 × 4,0 (с ИТ); шестиперекрестные пятиповоротные эллипсоидные гладкие трубки с диагоналями эллипса: 5 — 6,3 × 4,0; 6 — 6,3 × 4,0 (с ИТ)

**Заключение.** На основании полученных результатов рекомендуется в системе охлаждения турбины двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажной камерой применять ВВТ с овальными трубками, диагональные размеры которых составляют  $6,3 \times 4,0$  мм, и микроинтенсификаторами теплообмена с выступами на внутренней поверхности трубок высотой 0,3 мм, установленными с шагом 5,0 мм. Эта конфигурация трубки соответствует наилучшему компромиссу между минимальным значением их внешнего гидравлического сопротивления и максимумом интенсивности охлаждения внутреннего потока воздуха.

Разработана новая конструктивная схема комбинированного трубчатого ВВТ, наружный диаметр трубок которого выбран равным 6 мм, причем пучок трубок установлен в один ряд. В этом пучке происходит охлаждение воздуха с различными термодинамическими параметрами, который поступает в одну из его трубок из промежуточной ступени компрессора высокого давления, предназначенного для охлаждения междисковой полости турбин высокого и низкого давления. В другие трубки ВВТ он поступает из воздушной полости за компрессором для охлаждения рабочих лопаток и фронтальной поверхности диска турбины высокого давления.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. *Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 592 с.
- [2] Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. *Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок*. Москва, Машиностроение, 2008, т. 2, 368 с.
- [3] Нестеренко В.В. Основные принципы методики комплексной оптимизации облика и параметров узлов горячей части современных и перспективных ТВД. *Вестник Московского авиационного института*, 2009, т. 16, № 6, с. 82–92.
- [4] Нестеренко В.Г., Аббаварам Р.Р. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. *Proceedings of the 30<sup>th</sup> congress of ICAS-2016*. Daejong, South Korea. URL: [https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016\\_0433\\_paper](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper)
- [5] Бакулев В.И., Голубев В.А., Крылов Б.А. и др. *Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок*. Москва, Изд-во МАИ, 2003, 688 с.
- [6] Аббаварам Р.Р., Нестеренко В.Г. Конструктивные методы совершенствования критичных узлов системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД. *Научно-технический вестник Поволжья*, 2018, № 5, с. 73–77.
- [7] Аббаварам Р.Р., Нестеренко В.Г. Совершенствование системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД. *Научно-технический вестник Поволжья*, 2017, № 6, с. 75–79.
- [8] Иноземцев А.А., Семенов А.Н., Рубинов В.О. и др. Воздухо-воздушный теплообменник для системы охлаждения опор авиационного двигателя ПС-90А. *Двигатель*, 2008, № 1, с. 15–18.

- [9] Ардагов К.В., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А. Повышение эффективности и надежности работы пластинчатых рекуператоров наземных ГТУ. Тез. докл. *Труды 59-й Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин*. Санкт-Петербург, РЭП Холдинг, 2012, с. 78–79.
- [10] Кейс В.М., Лондон А.Л. *Компактные теплообменники*. Москва, Ленинград, Энергоатомиздат, 1982, 224 с.
- [11] Калинин Э.К. *Эффективные поверхности теплообмена*. Москва, Энергоатомиздат, 1998, 408 с.
- [12] Incropera F.P., Lavine A.S., De Witt D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th edition. New Jersey, John Wiley & Sons, 2007, 997 p.
- [13] Cengel Y.A., Ghajar A.J. *Heat and Mass Transfer*. 5th edition. New Delhi, Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2013, 902 p.
- [14] Кулиниченко В.Р. *Теплообменные расчеты*. Киев, Техника, 1990, 165 с.
- [15] Дрейцер Г.А. *Компактные теплообменные аппараты*. Москва, Изд-во МАИ, 1986, 74 с.
- [16] Дзюбенко Б.В., Краев В.М., Мякочин А.С. *Закономерности и расчет нестационарных турбулентных течений и тепломассообмена в каналах энергетических установок*. Москва, Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2008, 384 с.
- [17] Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. *Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов*. Москва, Теплотехник, 2011, 335 с.
- [18] Нестеренко В.В., Нестеренко В.Г. Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2014, № 7, с. 83–93.
- [19] Мамаев М.А. Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2011, № 7 (84), с. 165–169.

Статья поступила в редакцию 11.10.2018

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Нестеренко В.Г., Аббаварам Р.Р. Воздухо-воздушные теплообменники системы охлаждения ротора турбины высокого давления в современных авиационных турбореактивных двухконтурных двигателях. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2018, вып. 11. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-11-1827>



**Нестеренко Валерий Григорьевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры 203 «Проектирование двигателей летательных аппаратов», МАИ, институт Авиационные, ракетные двигатели и энергетические установки. Область научных интересов: совершенствование конструкций и повышение эффективности охлаждаемых турбин и высоконагруженных компрессоров, реализация требований модульности в отечественных разработках перспективных авиационных двигателей. Автор 63 научных работ. e-mail: [valerinensterenk@yandex.ru](mailto:valerinensterenk@yandex.ru)



**Аббаварам Ревант Редди** — аспирант кафедры 203 «Проектирование двигателей летательных аппаратов», МАИ. Область научных интересов: исследование систем охлаждения высокотемпературных турбин авиационных двигателей. e-mail: [revman16388@gmail.com](mailto:revman16388@gmail.com)

## **Air-to-air heat exchangers of the high-pressure turbine rotor cooling system in modern aviation turbojet**

© V.G. Nesterenko, R.R. Abbavaram

Moscow Aviation Institute (National Research University),  
Moscow, 125993, Russia

*The article considers efficiency of design options for an air-to-air heat exchanger(HE) installed in the bypass section of the turbofan engines, its modifications, differing in shape and diameter of the tubes, orientation of tube bundles in the axial or circumferential direction, etc. All calculations were performed using ANSYS CFX program and the preferred designs were chosen according to the level of temperature drop of cooling air, pressure loss inside the tubes and in the bypass section of the aircraft engine. A constructive scheme has been developed for two in-line tubular air-to-air heat exchangers in which the air drawn from the intermediate stage and behind the high-pressure compressor is simultaneously cooled. The scientific novelty is the use of the concept of micro laminarizers installed inside the tubes on a smooth wall, which allows to intensify the heat exchange inside the tubes with a minimal increase in pressure losses of the cooled air.*

**Keywords:** *air-to-air heat exchanger, heat transfer coefficient, air cooling system efficiency, cooling and cooled air, tube bundles*

### REFERENCES

- [1] Ivanov V.L., Leontev A.I., Manushin E.A., Osipov M.I. *Teploobmennyye apparaty i sistemy okhlazhdeniya gazoturbinnnykh i kombinirovannykh ustanovok* [Heat exchangers and cooling systems of gas turbine and power plants of flying apparatus]. Leontev A.I., ed. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004, 592 p.
- [2] Inozemcev A.A., Nihamkin M.A., Sandraclii V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Basics of designing aircraft gas turbine engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008, vol. 2, 368 p.
- [3] Nesterenko V.V., Nesterenko V.G. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta — Bulletin of the Moscow Aviation Institute*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 82–92.
- [4] Nesterenko V.G., Abbavaram R.R. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. *Proceedings of the 30<sup>th</sup> congress of ICAS 2016* Daejong, South Korea. Available at: [https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016\\_0433\\_paper.pdf](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf)
- [5] Bakulev V.I., Golubev V.A., Krylov B.A. et al. *Teoriya, raschet i proyektirovaniye aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Theory, design and calculation of aircraft engines and power plants]. Moscow, MAI Publ., 2003, 688 p.
- [6] Abbavaram R.R., Nesterenko V.G.. *Nauchno–tehnicheskiiy vestnik Povolzh'ya — Scientific and Technical Volga region Bulletin*, 2018, no. 5, pp. 73–77.
- [7] Abbavaram R.R., Nesterenko V.G.. *Nauchno–tehnicheskiiy vestnik Povolzh'ya — Scientific and Technical Volga region Bulletin*, 2017, no. 6, pp. 75–79.
- [8] Inozemsev A.A., Semeonov A.N., Rubinov V.O. et al. *Dvigatel — Engine*, 2008, no. 1, pp. 15–18.
- [9] Ardatov K.V., Nesterenko V.G., Ravikovich U.A. Povysheniye effektivnosti i nadezhnosti raboty plastinchatykh rekuperatorov nazemnykh GTU. Tez. dokl. [Abstracts of the report “Improving the efficiency and reliability of plate heat exchangers on ground-based gas turbines”]. *Trudy 59-y Nauchno-tehnicheskoy sessii po problemam gazovykh turbin* [Proceedings of the 59th Scientific and

- Technical Session on Gas Turbines]. St. Petersburg, REP Holding, 2012, pp. 78–79.
- [10] Kays V.M., London A.L. *Kompaktnyye teploobmenniki* [Compact heat exchangers]. Moscow, Leningrad, Energoatomizdat Publ., 1982, 224 p.
- [11] Kalinin E.K. *Effektivnyye poverkhnosti teploobmena* [Effective heat exchange surfaces. Monograph]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1998, 408 p.
- [12] Incropera F.P., Lavine A.S., De Witt D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th edition. New Jersey, John Wiley & Sons, 2007, 997 p.
- [13] Cengel Y.A., Ghajar A.J. *Heat and Mass Transfer*. 5th edition. Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2013, 902 p.
- [14] Kulinichenko V.R. *Teploobmennyye raschety* [Heat transfer calculations. Monograph]. Kiev, Tekhnika Publ., 1990, 165 p.
- [15] Dreitser G.A. *Kompaktnyye teploobmennyye apparaty* [Compact heat exchangers]. Moscow, MAI Publ., 1986, 74 p.
- [16] Dzyubenko B.V., Kraev V.M., Myakochin A.S. *Zakonomernosti i raschet nestatsionarnykh turbulentnykh techeniy i teplomassoobmena v kanalakh energeticheskikh ustanovok* [Regularities and calculation of unsteady turbulent flows and heat and mass transfer in the channels of power plants]. Moscow, MAI-PRINT Publ., 2008, 384 p.
- [17] Laptev A.G., Nikolaev N.A., Basharov M.M. *Metody intensivatsii i modelirovaniya teplomassoobmennyykh protsessov* [Methods of intensification and modeling of heat mass transfer processes]. Moscow, Teplotekhnika Publ., 2011, 335 p.
- [18] Nesterenko V.V., Nesterenko V.G. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace Technic and Technology*, 2014, no. 7, pp. 83–93.
- [19] Mamaev M. A. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace Technic and Technology*, 2011, no. 7 (84), pp. 165–169.

**Nesterenko V.G.** (b. 1939) Ph.D. (Eng.), senior researcher, associate professor, Department 203 “Design of aircraft engines”, Institute No. 2, Moscow Aviation Institute. The main research interests are in the field of improving the design and efficiency of cooled turbine blades and high-loaded compressors, implementation of the modularity requirements in the development of future domestic aircraft engines. Author of 63 scientific papers. e-mail: valerinesterenk@yandex.ru

**Abbavaram Revanth Reddy** (b. 1988), a graduate student, Moscow Aviation Institute (National Research University), graduated with Masters degree in 2011 from BIT Mesra, Ranchi. His research interests are the study of cooling systems for high-temperature turbines of aircraft engines. e-mail: revman16388@gmail.com