



ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКОВСКИЙ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

МЕТОДЫ ЧИСЛЕННЫХ
ЭЛЕМЕНТАРНЫХ
УРАВНЕНИЙ

**ТЕПЛОБМЕН
В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА**

МОСКВА · 1989

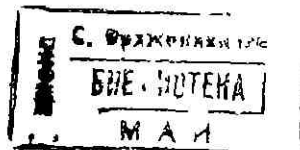
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени СЕРГО ОРДЖОНИКИДЗЕ

ТЕПЛОСЪЕМ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛА

Методические указания к курсовым работам
Под редакцией Г.А. Дрейзера, В.П. Солянцева

Утверждено
на заседании редсовета
21 октября 1988 г.



Москва
Издательство МАИ
1989

Авторы-составители: Ю.А. Рыжов, Г.А. Дрейцер, Е.Н. Абашичев.
Теплообмен в элементах конструкции двигателей ЛА: Методические указания к курсовым работам. Авт.-сост.: Ю.А. Рыжов, Г.А. Дрейцер, Е.Н. Абашичев; Под ред. Г.А. Дрейцера, В.П. Солянцева. - М.: Изд-во МАИ, 1989. - 52 с.: ил.

Приведены методики расчета процесса теплообмена в различных конкретных элементах двигателей ЛА, тепловой защиты баков ЛА, сопла реактивного двигателя, трубчатого теплообменного аппарата, предназначенного для регенерации тепла в ВРД. Теплообмен рассчитывается как графоаналитическими методами, так и с использованием ЭМ.

Методические указания рекомендуются для выполнения курсовой работы по курсу "Теплопередача" студентами авиационных вузов, обучающимися по специальности "Теплопередача".

Рецензенты: Б.И. Юдаев, Г.Б. Петражицкий

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель методических указаний - обучение студентов современным методам расчета тепловых процессов, происходящих в элементах конструкции ВРД. Рассматриваются методы тепловой защиты с использованием теплоемкости материала конструкции, тепловой защиты от конвективного теплообмена между высокоскоростным потоком воздуха и поверхностью летательного аппарата с помощью воздушных прослоек с учетом лучистого теплообмена и теплообмена при свободной конвекции. Изучается методика теплового и гидравлического расчета трубчатого теплообменного аппарата, предназначенного для регенерации тепла в ГТД. Оптимизация теплообменного аппарата по минимуму массы для объема производится с использованием ЭМ.

Разделы I, 2 написаны Ю.А. Рыжовым, разд. 3 написаны Г.А. Дрейцером и Е.Н. Абашичевым.

I. РАСЧЕТ НАГРЕВА СОПЛА РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЛА

Форма дозвукового участка сопла определяется радиусами $R_1 = 63R_{кр}$ и $R_2 = 3R_{кр}$ (рис. I.1).

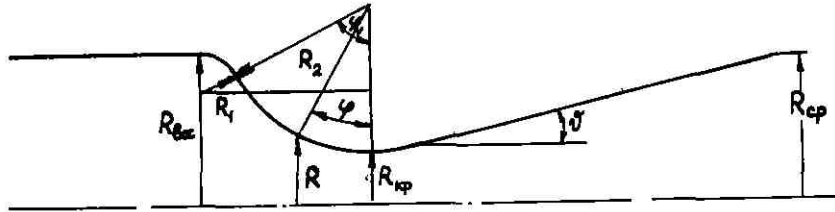


Рис. I.1

Длина цилиндрического участка перед соплом $l_1 = 3R_{вх}$. Сверхзвуковая часть сопла имеет форму конуса с углом полураствора β ; $M_{сп}$ - число M на выходе (резе) сопла; $M_{вх}$ - число M на входе в сопло; m , кг/с - расход продуктов сгорания через сопло; p_0 - давление в камере сгорания; $k = c_p/c_v$; T_0 - температура торможения продуктов сгорания в камере; R , Дж/(кг·К) - газовая постоянная; T_w - температура внутренней (соприкасающейся с продуктами сгорания) поверхности сопла. Внутренняя поверхность сопла охлаждается за счет теплоемкости материала сопла. Требуется, используя заданные материалы, спроектировать сопло с минимальной массой. Сопло может быть изготовлено из одного или нескольких материалов. При этом необходимо найти такое распределение толщин его стенки $\delta(x)$, при котором температура внутренней поверхности сопла ни в одной точке не превышала бы температуру плавления материала. Для найденного распределения толщин стенки сопла рассчитать зависимость $T_{кр} = f(x)$ в конце работы двигателя. Начальная температура сопла T_H . В сокращенном варианте расчета достаточно подобрать необходимые толщины материала стенки сопла $\delta(x)$ без отыскания минимальной массы.

1. Режим течения в пограничном слое, образующемся на стенке сопла, турбулентный. При расчете Nu_w в качестве температуры стенки берется средняя температура $\bar{T}_w = \frac{T_{пл} + T_H}{2}$.

2. Теплообмен между газом и внутренней поверхностью сопла рассчитывается методом эффективной длины.

3. Все тепло, подводимое от потока к стенке, идет на ее нагрев; отвода тепла с внешней поверхности сопла нет.

4. Нагрев участка стенки сопла рассчитывается как двухсторонний нагрев бесконечной пластины, толщина которой равна двойной толщине стенки сопла, при граничных условиях 3-го рода (α, T_f) . При расчете используются номограммы, приведенные в приложении. Для указанного приближенного метода расчета нестационарной теплопроводности предполагается, что сопло двойной толщины (рис. I.2) обтекается газом как с внутренней, так и с наружной стороны при одинаковых в каждом сечении значениях температур газа и коэффициентов теплоотдачи α .

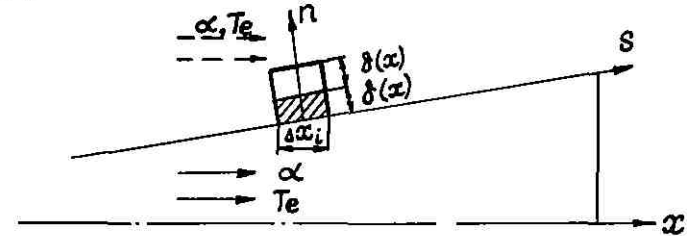


Рис. I.2

5. Гидродинамический расчет истечения условно ведется в предположении адиабатного процесса с постоянным значением $k = c_p/c_v$. Теплофизические константы продуктов сгорания условно принимаются такими же, как у CO_2 , при соответствующих давлениях и температуре.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

I. Газодинамический расчет

1. Площадь критического сечения сопла определяют из соотношения

$$m = F_{кр} \rho_{кр} \rho_{кр} = \frac{p_0 F_{кр}}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2}} \left(\frac{k}{R} \right)^{1/2} \text{ кг/с}, \quad (\text{I.1})$$

где p_0 - давление торможения; T_0 - температура торможения; R - газовая постоянная; $\rho_{кр} = \rho_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{RT_0}}$; $\frac{p_0}{\rho_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}}$; $\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}$.

2. Площадь расчетного сечения сопла

$$\frac{F_{кр}}{F} = \frac{M \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} = q(\lambda). \quad (\text{I.2})$$

Задаваясь значениями M в диапазоне от $M_{вх}$ на входе в сопло до $M_{ср}$ на выходе из сопла, находят площади и радиусы расчетных сечений.

3. Длина сопла по образующей определяется длиной цилиндрической части $l_ч$, длиной дозвукового $l_д$ и длиной сверхзвукового $l_с$ участков сопла:

$$l = l_ч + l_д + l_с.$$

Длина образующей дозвукового участка сопла

$$l_д = 2\pi R_1 \frac{\varphi_H}{360} + 2\pi R_2 \frac{\varphi_H}{360};$$

$$\cos \varphi_H = \frac{R_2 + R_{кр} - (R_{вх} - R_1)}{R_1 + R_2}.$$

Длина образующей сверхзвукового участка сопла

$$l_с = \frac{R_с - R_{кр}}{\sin \nu}.$$

Длина сопла по оси симметрии

$$x_с = l_ч + x_д + x_с.$$

Длина дозвукового участка сопла

$$x_д = (R_1 + R_2) \sin \varphi_H.$$

Длина сверхзвукового участка сопла

$$x_с = \frac{R_с - R_{кр}}{\tan \nu}.$$

4. Длина образующей сопла до расчетного сечения в дозвуковой части сопла:

$$l_p = l_ч + l_{p,d}; \quad l_{p,d} = 2\pi R_1 \frac{\varphi_H}{360} + 2\pi R_2 \frac{\varphi_H - \varphi}{360};$$

$$\cos \varphi = \frac{R_2 - (R - R_{кр})}{R_2}.$$

5. Параметры потока на внешней границе пограничного слоя, образующегося на стенках сопла:

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{1}{\varepsilon(\lambda)};$$

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) = \varepsilon(\lambda);$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} = \varepsilon(\lambda).$$

II. Расчет теплообмена между газом и внутренней поверхностью сопла

I. Конвективный теплообмен рассчитывают по критериальному уравнению для пластин

$$Nu = \frac{\alpha x_{кр}}{\lambda_w} = 0,0296 Re_{x_{кр}}^{0,4} Pr_w^{0,43} \left(\frac{T_w}{T_c} \right)^{0,4} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{0,11} \quad (\text{I.3})$$

При использовании критериального уравнения (I.3) для определения теплообмена между газом и поверхностью сопла действительное течение заменяется течением над пластиной с параметрами потока, равными параметрам рассматриваемого сечения. Длина пластины $x_{кр}$ выбирается из условия нарастания на ней теплового пограничного слоя, равного толщине слоя в рассматриваемом сечении сопла. Для турбулентного пограничного слоя

$$x_{кр} = \frac{1}{\rho_w u_1 R^{5/4}} \int_0^S \rho_w u_1 R^{5/4} dS, \quad (\text{I.4})$$

где ρ_w - плотность потока, определенная по температуре стенки; u_1 - скорость потока на внешней границе пограничного слоя; R - местный радиус сопла; dS - элемент длины образующей сопла.

Температура адиабатной стенки

$$T_c = T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right),$$

где $r = r_{кр} = 0,89$.

2. Строят зависимости $\alpha(x)$ и $T_c(x)$, затем разбивают всю длину сопла на n участков, на каждом из которых T_c и α в дальнейшем расчете принимаются постоянными.

III. Тепловой расчет i -го участка стенки сопла

I. Учитывая отсутствие тепловода с внешней поверхности сопла и принимая градиент температуры по длине сопла малым, каждый элемент можно рассматривать как участок неограниченной пластины, плоскость симметрии которой совпадает с внешней поверхностью сопла, и решать для нее пространственно-одномерную задачу нестационарной теплопроводности с граничными условиями 3-го рода ($T_f = T_e$; α задано из критериального уравнения) (рис. I.2):

$$\frac{\partial T(\pi, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(\pi, \tau)}{\partial \pi^2};$$

$$T(\pi, 0) = \text{const} = T_H;$$

$$-\lambda_{ст} \frac{\partial T(\delta, \tau)}{\partial \pi} + \alpha [T_e - T(\delta, \tau)] = 0;$$

$$-\lambda_{ст} \frac{\partial T(-\delta, \tau)}{\partial \pi} + \alpha [T_e - T(-\delta, \tau)] = 0,$$

α, T_e — местные значения коэффициента теплоотдачи и температуры адиабатной стенки; Δx_i — i -й участок сопла и $\delta(x)$ — местная толщина стенки сопла показаны на рис. I.2.

Из симметрии $\frac{\partial T(0, \tau)}{\partial \pi} = 0$ (отсутствие отвода тепла через внешнюю поверхность сопла).

2. Пользуясь номограммой для определения относительной температуры на поверхности неограниченной пластины, находят те значения Bi и Fo , при которых температура поверхности сопла соответствует температуре плавления выбранного материала $T_{пл}$:

$$\theta_{пл} = \frac{T_e - T_{пл}}{T_e - T_H} = \text{const.}$$

Проводят на номограмме сечение $\theta_{пл} = \text{const}$ и строят зависимость $Bi(Fo)$ (рис. I.3). Кривая $Bi(Fo)$ показывает, при каких различных Bi и Fo температура поверхности сопла не превышает заданное значение $T_{пл}$. Для того чтобы температура поверхности сопла действительно не превышала температуру плавления, нужно выбрать такую толщину сопла, при которой, для данных физических свойств материала, внутрь сопла отводится достаточное количество тепла, чем обеспечивается в течение заданного времени выполнение условия $T_w \leq T_{пл}$.

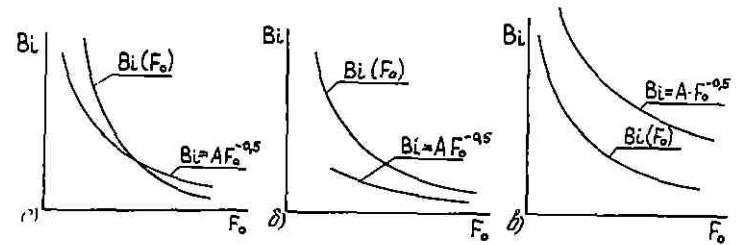


Рис. I.3

3. Определяют необходимую толщину сопла и проверяют возможность обеспечения $T_w \leq T_{пл}$ при выбранном материале сопла. Поскольку в задаче неизвестной является толщина стенки сопла δ , то связь между $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda_{ст}}$ и $Fo = \frac{\alpha \delta^2 \tau}{\lambda_{ст}^2}$ в рассматриваемой задаче может быть найдена путем исключения δ :

$$Bi^2 Fo = \frac{\alpha^2 \delta^2}{\lambda_{ст}^2} \cdot \frac{\alpha \tau_{кон}}{\delta^2} = \frac{\alpha^3 \tau_{кон}}{\lambda_{ст}^2 c_{ст} \rho_{ст}} = A^2. \quad (I.5)$$

Отсюда $Bi = A \cdot Fo^{-0.5}$. Зависимость $Bi = A \cdot Fo^{-0.5}$ соответствует заданным условиям теплообмена α , заданному времени работы сопла $\tau_{кон}$ и физическим свойствам выбранного материала. Точка, в которой пересекаются кривые $Bi(Fo)$ и $Bi = A \cdot Fo^{-0.5}$, является решением задачи, указывающим на то, что для выбранного материала можно подобрать такую толщину сопла, при которой температура поверхности не превышает температуру плавления в течение всего времени работы двигателя $\tau_{кон}$ (рис. I.3, а). Необходимую толщину сопла определяют из значений Bi или Fo в точке пересечения кривых. Непересечение кривых на рис. I.3, а может быть вызвано разными причинами. Случай, показанный на рис. I.3, б, является следствием ограниченности номограмм.

Кривая $Bi = A \cdot Fo^{-0.5}$ располагается ниже кривой $Bi(Fo)$, и при увеличении Fo кривые пересекутся. В точке пересечения Bi будет иметь малое, а Fo большое значение, что соответствует малым потребным толщинам сопла. При взаимном расположении кривых, показанном на рис. I.3, в, точка пересечения отсутствует. Это указывает на то, что при выбранном материале сопла невозможно обеспечить выполнение условия $T_w \leq T_{пл}$. Температура поверхности сопла получается выше температуры плавления. В этом случае необходимо, если это возможно, подыскать другой материал. При этом следует иметь в виду, что выполнения поставленной задачи можно достичь, выбрав материал как с

большей температурой плавления, так и с большим значением $c\rho\lambda_{ст}$, т.е. для выполнения условия $T_w \leq T_{пл}$ необходимо разумное сочетание обоих факторов.

4. Пользуясь номограммой для определения относительной избыточной температуры в середине неограниченной пластины, находят температуру на внешней поверхности элемента сопла в конце работы двигателя.

5. Повторяя процедуру п. 3 и 4 для каждого из участков, находят $\delta(\alpha)$, $T_{нар}(\alpha)$ и строят зависимость $\delta(\alpha)$ и $T_{нар}(\alpha)$ при $\tau = \tau_{кон}$.

6. Вычисляют массу сопла.

2. РАСЧЕТ НАГРЕВА ТОПЛИВА В БАКАХ ЛА

Цель работы - определение конструкции стенки цилиндрического топливного бака, обеспечивающей за время полета τ нагрев топлива от начальной температуры $T_{отоп}$ до $T_{тдоп}$. Бак заполнен топливом полностью ($m_t = \rho_t \frac{\pi d^2 l}{4}$ кг), и за время полета масса топлива не меняется (полет совершается за счет дополнительных баков).

Полет происходит со скоростью, соответствующей постоянному числу M_1 , и с равномерным набором высоты от H_1 до H_2 (заданных в задании).

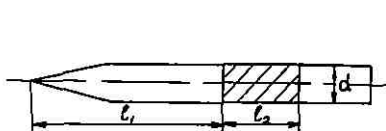


Рис. 2.1

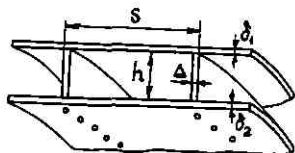


Рис. 2.2

Конструкция аппарата показана на рис. 2.1, конструкция стенки бака - на рис. 2.2. Стенка состоит из внешней (толщиной δ_1) и внутренней (толщиной δ_2) обшивок, разделенных кольцевыми перегородками (шпангоутами). Материал всех элементов, их геометрические размеры, число шпангоутов должны быть выбраны самостоятельно. Считается, что по всему объему бака температура топлива постоянна за счет перемешивания, кроме пристеночного слоя, где она меняется от температуры внутренней стенки до температуры топлива.

ПРИНЯТЫЕ ДОПУЩЕНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1. Считая тело заостренным, а отсек достаточно удаленным от носа, теплообмен на поверхности тела рассчитать по формулам для плоской пластины с параметрами на внешней границе пограничного слоя, заданными высотой H и числом M_∞ полета.

Расчет вести по числу Re_x , определенному по среднему удалению отсека от носа аппарата $Re_x = \frac{\rho v_0 l}{\mu}$, где $l = l_1 + l_2/R$.

2. Теплообменом через торцы отсека пренебречь.

3. Вследствие малости отношения h/d расчет коэффициента теплопередачи обшивки вести как для плоской многослойной стенки.

4. Давление воздуха в зазоре между наружным и внутренним слоями обшивки принять равным среднему давлению в атмосфере на рассматриваемой траектории:

$$\rho = \frac{1}{2} [\rho_{нач} + \rho_{конеч}].$$

Температура воздуха в зазоре

$$T_{возд} = \frac{1}{2} \left[\frac{T_{гнач} + T_{гконеч}}{2} + \frac{T_{толmax} + T_{отоп}}{2} \right]. \quad (2.1)$$

5. При составлении уравнения теплового баланса для определения T_w в первом приближении принять тепловой поток в стенку

$$\bar{q}_{отв} = \frac{\pi c_{тол} (T_{толmax} - T_{отоп})}{2\pi L_2 d}.$$

6. Зависимость вязкости воздуха от температуры [2] принять

$$\mu(T) = 1,51 \cdot 10^{-6} \frac{T^{3/2}}{T+122} \text{ Нс/м}^2 \quad (2.2)$$

или определять по таблицам физических свойств воздуха [1] (μ не зависит от давления).

7. Плотность воздуха в пограничном слое определять по уравнению состояния идеального газа

$$\rho/\rho = RT.$$

8. В конце работы для одного из участков траектории желательно дать оценку погрешности определения T_w из-за приближенного значения $\bar{q}_{отв}$ в уравнении теплового баланса и определить истинное значение $\bar{q}_{отв}$:

$$c_p/c_v = k = 1,4; \quad R = 287 \text{ Дж/(кг К)}, \\ Re_{xкр} = 2 \cdot 10^6.$$

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

I. Определяют величину T_e :

$$T_e = T_\infty \left(1 + \frac{k-1}{2} r M_\infty^2\right), \quad (2.3)$$

где $r = \sqrt{Pr}$ для ламинарного режима и $r = \sqrt[3]{Pr}$ для турбулентного режима. Режим течения рассчитывают следующим образом:

а) определяют $u_\infty = f(r)$:

$$u_\infty = M_\infty a = M_\infty \sqrt{R T_\infty}, \quad M_\infty = const,$$

где $k = 1,4$; $R = 287$ Дж/(кг·К), а $T_\infty(r)$ находят из значений $T_\infty(H)$ для земной атмосферы ($H(r)$ задано линейной зависимостью);

б) находят зависимость $\mu(r)$ по таблицам вязкости воздуха или по расчету и $\rho(r)$ — по таблицам для атмосферы $\rho = \rho(H)$;

в) рассчитывают зависимость

$$\overline{Re}_{x_\infty}(r) = \frac{\rho u_\infty \bar{l}}{\mu},$$

где \bar{l} можно принять $\bar{l} = l_1 + \frac{l_2}{2}$.

г) по значению \overline{Re}_x , считая $Re_{x_{кр}} = 2 \cdot 10^6$, находят участок траектории, для которого следует пользоваться $r_{лам}$, и участок, для которого $r = r_{турб}$.

2. Составляют уравнение теплового баланса

$$\alpha(T_e - T_w) - 5,7E \left[\left(\frac{T_w}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_\infty}{100}\right)^4 \right] - \bar{q}_{отв} = 0, \quad (2.4)$$

где $\bar{q}_{отв}$ — тепло, отводимое от поверхности внутрь отсека и идущее на нагрев топлива.

В первом приближении тепло $\bar{q}_{отв}$ в этом уравнении заменяется его средним значением

$$\bar{q}_{отв} = \frac{\pi(T_{топ\ max} - T_{топ}) G_{топ}}{2\pi R d l_2} \quad \text{— теплоемкость}$$

Вся траектория разбивается по времени на ряд участков (15... 25), на которых $T_\infty, T_e, \overline{Re}_x$ считаются постоянными.

В зависимости от значения \overline{Re}_x для определения α пользуются критериальным уравнением

$$Nu_{лам} = \frac{\alpha \bar{l}}{\lambda_w} = 0,332 \left(\frac{u_\infty \rho_\infty}{\mu_w \rho_w}\right)^{1/5} \frac{T_w}{T_e} \left(\frac{\mu_* \rho_*}{\mu_w \rho_w}\right)^{1/3} \sqrt{\frac{\rho_w u_\infty \bar{l}}{\mu_w}} \sqrt[3]{Pr_w} \quad (2.5a)$$

или

$$Nu_{турб} = \frac{\alpha \bar{l}}{\lambda_w} = 0,029 Re_{w}^{0,8} Pr_w^{0,43} \left(\frac{T_w}{T_e}\right)^{0,4} \left(1 + \frac{k-1}{2} r M_\infty^2\right)^{0,11} \quad (2.5б)$$

Для вычисления

$$q_w = \alpha(T_e - T_w), \quad (2.6)$$

используя зависимости (2.5а) и (2.5б), получают

$$q_{w,лам} = 0,332 \left(\frac{u_\infty \rho_\infty}{\mu_w \rho_w}\right)^{1/5} \frac{T_w}{T_e} \left(\frac{\mu_* \rho_*}{\mu_w \rho_w}\right)^{1/3} \lambda_w \sqrt{\frac{\rho_w u_\infty \bar{l}}{\mu_w}} \sqrt[3]{Pr_w} (T_e - T_w) \quad (2.7a)$$

или

$$q_{w,турб} = 0,029 Re_{w}^{0,8} Pr_w^{0,43} \left(\frac{T_w}{T_e}\right)^{0,4} \left(1 + \frac{k-1}{2} r M_\infty^2\right)^{0,11} \lambda_w (T_e - T_w), \quad (2.7б)$$

где μ_* и ρ_* определяются при $T^* = T_{max}$:

$$\frac{T_{max} - T_w}{(T_\infty)_\infty - T_w} = \frac{1}{4} \left(\frac{1 - \frac{T_w}{T_\infty}}{\frac{k-1}{2} M_\infty} + 1 \right) \quad (2.8)$$

Так как значение T_w заранее неизвестно (она входит в окрытом виде в μ_w, λ_w, ρ_w), то для его определения необходимо решать методом итераций систему уравнений (2.4)–(2.7). Или, если не используется ЭВМ, то задача решается графически. С этой целью выражение для α из (2.5) или сразу q_w из (2.7) подставляется в (2.4) и в правую часть полученного уравнения переносятся все члены, содержащие T_w в явном и неявном виде (Re_w, λ_w, μ_w и т.д.). Тогда в левой части уравнения остается выражение $5,7E \cdot \left(\frac{T_\infty}{100}\right)^4 - \bar{q}_{отв}$ — величина известная.

Строится график зависимости правой части уравнения от T_w , при этом задаются произвольные значения температур T_w (не менее трех значений) в интервале от $0,5T_e$ до $0,9T_e$.

На этом же графике откладывается и значение постоянной левой части, равной $5,7E \cdot \left(\frac{T_\infty}{100}\right)^4 - \bar{q}_{отв}$, параллельной оси абсцисс. Пересечение кривых дает искомое значение T_w .

Повторяя операции для каждого участка полета, находят зависимость $T_w = f(r)$.

3. Для расчета конечной температуры топлива используют уравнение первого закона термодинамики: подводимое через стенку тепло идет на изменение внутренней энергии топлива:

$$q_{ст} = \pi r c_T \frac{\partial T_T}{\partial t} \quad (2.9)$$

Считая, что на каждом участке полета $T_w = const$, определяют конечную температуру топлива, численно интегрируя уравнение (2.9):

$$k \pi l_2 d (T_{w_2} - T_{w_{2-1}}) \Delta t_2 = \pi r c_T (T_{T_2} - T_{T_{2-1}}). \quad (2.10)$$

Расчет необходимо повторить для различных значений коэффициента теплопередачи k . Построив зависимость $\tau_p = f(k)$ (достаточно трех значений k), находят значение $k_{потр}$, обеспечивающее заданное $T_{доп}$. Для выбранного значения $k_{потр}$ подбирают конструкцию стенки

$$k = \frac{1}{R_{\Sigma ст}}$$

$R_{\Sigma ст}$ - суммарное термическое сопротивление стенки. Для его определения рассмотрим пути, по которым передается тепло через стенку (рис. 2.3).

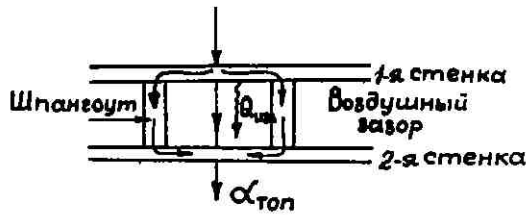


Рис. 2.3

Каждый из переходов определяется своим термическим сопротивлением. При этом сопротивление шпангоутов, сопротивление теплопроводности через слой воздуха в зазоре, как и излучение через зазор, "работают" параллельно:

$$R_{1ст} = \frac{\delta_1}{\lambda_1}, R_{2ст} = \frac{\delta_2}{\lambda_2}; R_{шп} = \frac{k_c}{\lambda_{шп}} \left(\frac{\pi \Delta}{\epsilon_2} \right)^{-1}$$

(n - число шпангоутов);

$$R_3 = \frac{k_c}{\epsilon_k \lambda_{в}} \left(1 - \frac{\pi \Delta}{\epsilon_2} \right)^{-1}$$

ϵ_k - коэффициент конвекции, учитывающий увеличение теплопроводности воздуха в зазоре за счет оvoidной конвекции в нем, возникающей под воздействием разности температур между наружной и внутренней обшивками стенки бака:

$$\epsilon_k = 0,14 (Gr_m Pr_m)^{0,33}; Gr_m = \frac{g \beta \rho_m k^3 \Delta^3}{(\mu_m^2)}, \beta = \frac{1}{T_m}; T_m = \frac{T_w + T_t}{2}$$

Здесь T_w и T_t - средние температуры стенки и топлива за время полета (предполагается, что температура внутренней обшивки равна температуре топлива):

$$T_t = \frac{T_{отоп} + T_{топ}}{2}, \Delta T = T_w - T_t,$$

(μ_m и Pr_m выбираются из таблиц по $T = T_m$; $\rho_m = \frac{\rho_0}{R T_m}$). Тепловой поток

излучения $Q_{изл}$ можно записать как $Q_{изл} = \frac{T_w - T_t'}{R_{изл}}$. С другой стороны, известно, что

$$Q_{изл} = \epsilon_{пр} G_0 (T_w^4 - T_t^4) \quad (G_0 = 5,7 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4),$$

тогда

$$R_{изл} экв = \frac{T_w - T_t'}{\epsilon_{пр} G_0 (T_w^4 - T_t^4)},$$

$\epsilon_{пр}$ - приведенная степень черноты двух обшивок. Считая зазор тонким (по сравнению с диаметром бака), находят

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1}$$

Если степень черноты каждой обшивки $\epsilon_1 \approx \epsilon_2 \approx 0,7$, то $\epsilon_{пр} = 0,5$. Сопротивление теплоотдачи от внутренней обшивки к топливу $R_{\alpha T} = \frac{1}{\alpha_T}$. Тогда окончательно

$$k = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_T} + R_{\Sigma 3}}, \quad (2.II)$$

$$\frac{1}{R_{\Sigma 3}} = \frac{1}{R_{шп}} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{изл}}$$

Расчет следует повторить 2-3 раза, добиваясь того, чтобы получаемый из формулы (2.II) k не более чем на 15% отличался от $k_{потр}$.

5. Определяют массу получившейся стенки бака.

3. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЭМ

Одной из важнейших проблем авиационной техники является проблема повышения эффективности двигателей [2, 4]. Особо актуальна эта задача для летательных аппаратов с большой продолжительностью полета. Снижение удельного расхода топлива позволяет заметно увеличить дальность полета или массу полезной нагрузки.

Эффективным средством снижения удельного расхода топлива для ГТД является регенерация тепла. На рис. 3.I [4] показана схема турбовинтового двигателя с регенерацией тепла. Воздух после сжатия в компрессоре I по каналу 2 направляется в теплообменник 4, где нагревается горячими газами, выходящими из турбины двигателя 6, и по каналу 3 поступает в камеру сгорания 5. Благодаря предварительному подогреву воздуха в теплообменнике для достижения заданной температуры перед турбиной требуется подводить меньше тепла к газу в камере сгорания. Этим и повышается экономичность ГТД. Из камеры сгорания газы поступают в турбину 6, которая вращает компрессор I и воз-

душный винт, приводимый через редуктор 7. После расширения в турбине горячие газы проходят теплообменник и выбрасываются в атмосферу.

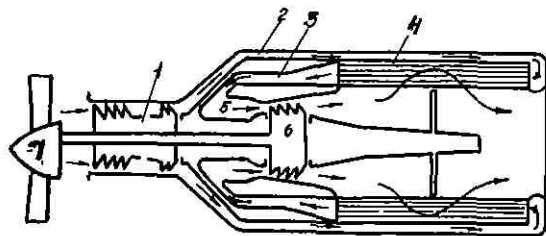


Рис. 3.1

Используется регенерация тепла и в двухконтурных двигателях. На рис. 3.2 показана схема двухконтурного турбореактивного двигателя с регенерацией тепла (ТРДД). Воздух сжимается в вентиляторе I и разделяется на два потока. Воздух в первом контуре после сжатия в компрессоре 2 направляется в теплообменник 6, где нагревается горячими газами. Окончательный нагрев воздуха происходит в камере сгорания 3. Из камеры сгорания газы поступают на турбину компрессора 4, затем на турбину вентилятора 5 и отсюда в теплообменник 6. В теплообменнике газы нагревают воздух первого контура перед подачей его в камеру сгорания и поступают в сопло 7, где происходит расширение газа до атмосферного давления. Воздух второго контура по кольцевому каналу направляется в сопло 8.

В отличие от турбовальных двигателей, в которых газ направляется в теплообменник после полного расширения в турбине, в ТРДД

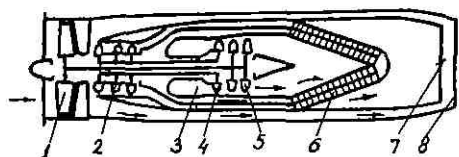


Рис. 3.2

он расширяется в турбине лишь частично. Поэтому при прочих равных условиях газ на входе в теплообменник ТРДД будет иметь более высокую температуру. Обусловленное этим повышение температурного напора приводит к росту количества переданного тепла и экономичности ТРДД.

Из-за наличия в теплообменнике ВРД высоких температур и давлений невозможно использование компактных конструкций регенеративных теплообменников (например, вращающегося теплообменника), а применяются рекуперативные аппараты, в которых теплообмен между горячим газом и подогреваемым воздухом осуществляется через разделяющую их

стенку. Конструкция такого аппарата позволяет обеспечить требуемую прочность и герметичность и полностью исключить перетечки воздуха. Рекуператор может быть при необходимости разделен на отдельные секции, что облегчает условия его компоновки на двигателе. Для авиационных ГТД нежелательно увеличение диаметральных габаритов из-за роста лобового сопротивления силовой установки. Это обстоятельство может иметь решающее значение при выборе конструкции теплообменника.

В качестве регенератора ВРД возможны трубчатые, пластинчато-ребристые или трубчато-пластинчатые аппараты [5]. Наиболее распространенной конструкцией являются трубчатые аппараты. Решение вопроса о том, какой теплоноситель следует направить внутрь труб, а какой снаружи, зависит от давления и температуры сред, удобства компоновки аппарата в той технологической схеме, в которой он работает, от загрязненности теплоносителем поверхности теплообмена, от допустимых потерь давления по теплоносителю. Теплообменный аппарат будет легче, если теплоноситель с более высокими значениями температуры и давления направить внутрь труб. Вопрос о выборе схемы течения теплоносителя в межтрубном пространстве зависит от допустимых потерь давления. При ограниченных потерях давления в межтрубном пространстве более выгодным оказывается поперечное омывание, при отсутствии таких ограничений — продольное. Однако при этом нельзя забывать о том, что наиболее выгодная с точки зрения использования температурного напора противоточная схема реализуется только при продольном омывании межтрубного пространства. При поперечном омывании для приближения схемы течения к противотоку организуется многоходовое течение либо в межтрубном пространстве, либо внутри труб. Именно такие схемы обычно применяются в регенераторах ВРД, где потери давления в межтрубном пространстве (так же, как и внутри труб) строго ограничены.

Пластинчато-ребристые и трубчато-пластинчатые аппараты более компактны, чем трубчатые, однако их использование при высоких температурах и давлениях ограничивается прочностными соображениями и технологическими сложностями.

Задачей настоящей работы является расчет трубчатого теплообменника ВРД, предназначенного для регенеративного подогрева воздуха горячими газами, выходящими из турбины двигателя.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Теплообменный аппарат - трубчатый, многоходовой по горячему газу, протекающему в межтрубном пространстве и омывающему пучок поперечно, и многоходовой по холодному газу, протекающему внутри труб. Пучок труб - шахматный. Нагреваемая среда - воздух, нагреваемая - продукты сгорания топлива в воздухе. Ввиду незначительных различий в свойствах продуктов сгорания и воздуха при расчете свойства горячего газа заменяют свойствами воздуха.

Схема теплообменника для двухходового аппарата по горячему и холодному теплоносителям представлена на рис. 3.3, а ($\tau_r = 2, \tau_x = 2$), а одноходового аппарата по холодному теплоносителю и двухходового по горячему - на рис. 3.3, б ($\tau_r = 2, \tau_x = 1$). Теплообменник необходимо разместить в трубе с заданным диаметром D_{max} , определяемым габаритами двигателя. Возможно размещение труб в радиальном или в осевом направлениях, а также по конической поверхности, вписывающейся в габариты двигателя.

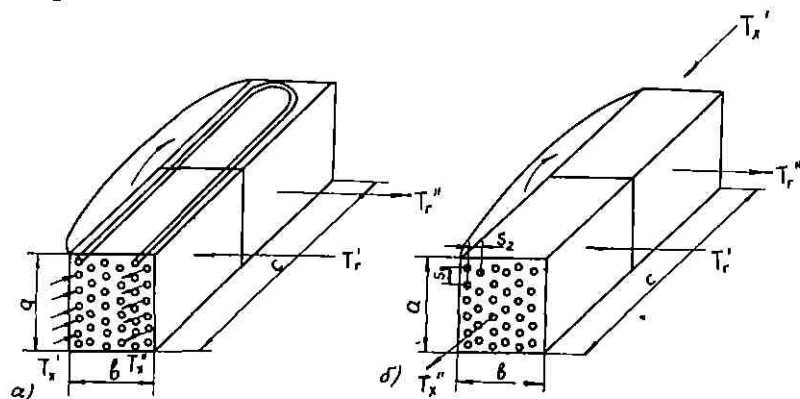


Рис. 3.3

Для расчета одного варианта теплообменного аппарата без применения ЭВМ заданы: наружный диаметр труб D_H ; внутренний диаметр труб D_B ; продольный шаг размещения труб в пучке S_2 и поперечный шаг S_1 ; расход горячего газа G_r ; температура горячего газа на входе T_r' ; давление горячего газа на входе p_r' ; коэффициент потерь давления по горячей стороне β_r ; расход воздуха G_x ; температура воздуха на входе T_x' ; температура воздуха на выходе T_x'' ; давление воз-

духа на входе p_x' ; коэффициент потерь давления по холодной стороне β_x ; число ходов по горячей τ_r и по холодной τ_x сторонам.

Определить: коэффициенты теплоотдачи по горячей и холодной сторонам, коэффициент теплопередачи, поверхность теплообмена, площади проходных сечений по горячей и холодной сторонам, габаритные размеры теплообменника.

После проведения первой части расчета и предъявления результатов руководителю производится вторая часть расчета. Цель ее - определить заданные оптимальные параметры теплообменника по расчетам нескольких вариантов аппарата. Расчет ведется на ЭВМ по прилагаемой к описанию программе. При расчете вариантов могут изменяться:

- 1) продольный и поперечный шаг размещения труб в пучке;
 - 2) число ходов по горячей и холодной сторонам;
 - 3) различные соотношения между коэффициентами потерь давления β_x и β_r ;
 - 4) наружный и внутренний диаметры труб;
 - 5) при использовании интенсификации теплоотдачи - различные высоты и шаги размещения кольцевых диафрагм (различные d_B/D_B и L/D_B).
- Оптимизация может проводиться по минимуму массы или объема аппарата.
- Вычертить эскиз теплообменного аппарата с оптимальными параметрами.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА НА ЗАДАННОЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Процесс теплопередачи в теплообменных аппаратах связан с гидравлическими потерями, т.е. с затратами мощности на прокачку теплоносителей через теплообменные аппараты. Уменьшение гидравлических потерь приводит к уменьшению скорости течения, росту проходных сечений, габаритных размеров и массы теплообменных аппаратов. Обычно в инженерной практике при прямом расчете теплообменника определяют при заданных скоростях его геометрические характеристики и гидравлическое сопротивление. Для обеспечения заданного гидравлического сопротивления расчеты ведутся путем последовательных приближений.

В данной работе используется предложенная в [5] методика расчета трубчатого теплообменного аппарата с поперечным омыванием межтрубного пространства на заданное гидравлическое сопротивление по горячему газу (по межтрубному пространству) и по холодному воздуху (внутри труб).

Сначала определяются тепловая мощность аппарата Q , средне-логарифмический температурный напор $\Delta \bar{T}_{\text{лог}}$, средние температуры горячего \bar{T}_r и холодного \bar{T}_x теплоносителей, средние плотности теплоносителей $\bar{\rho}_r$ и $\bar{\rho}_x$.

Рассмотрим теплообмен и гидравлическое сопротивление при течении горячего теплоносителя в межтрубном пространстве.

Расчет коэффициента теплоотдачи поперечно омываемых пучков труб ведется при $Re_r > 6 \cdot 10^3$ [6] по формулам:

а) при коридорном расположении гладких труб

$$\alpha_{r,r} = 0,200 C_x \frac{\lambda_r \rho_r^{0,35}}{D_H^{0,36}} (w_r / \nu_r)^{0,64} \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (3.1)$$

б) при шахматном расположении гладких труб и $\frac{S_1 - D_H}{S - D_H} \geq 0,7$

$$\alpha_{r,r} = 0,334 C_x \frac{\lambda_r \rho_r^{0,35}}{D_H^{0,40}} \left(\frac{S_1 - D_H}{S - D_H} \right)^{0,25} (w_r / \nu_r)^{0,60} \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (3.2)$$

в) при шахматном расположении гладких труб и $\frac{S_1 - D_H}{S - D_H} < 0,7$

$$\alpha_{r,r} = 0,305 C_x \frac{\lambda_r \rho_r^{0,35}}{D_H^{0,40}} (w_r / \nu_r)^{0,60} \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.3)$$

Здесь C_x - поправка на число рядов x в продольном направлении; при $x > 10$ $C_x = 1$; S_2, S_1 - продольный и поперечный шаги труб соответственно; $S = \sqrt{0,25 S_1^2 + S_2^2}$ - диагональный шаг труб; w_r - средняя скорость потока в узком сечении пучка; D_H - наружный диаметр труб; λ_r - коэффициент теплопроводности газа при средней температуре \bar{T}_r ; ν_r - коэффициент кинематической вязкости газа при \bar{T}_r и давлении $0,5 p_r (1 + \sigma_r)$; Pr_r - число Прандтля при \bar{T}_r .

В общем виде для поперечно омываемых шахматных пучков труб формулу для теплоотдачи можно представить в виде

$$Nu_r = C_1 Re_r^m \quad (3.4)$$

или

$$\alpha_r = \frac{C_1 \lambda_r Re_r^m}{D_H} = K_r Re_r^m \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{С)}, \quad (3.5)$$

где α_r - коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве (по горячей стороне);

$$C_1 = 0,334 C_x Pr_r^{0,35} \left(\frac{S_1 - D_H}{S - D_H} \right)^{0,25} \quad \text{при} \quad \frac{S_1 - D_H}{S - D_H} \geq 0,7;$$

$$C_1 = 0,305 C_x Pr_r^{0,35} \quad \text{при} \quad \frac{S_1 - D_H}{S - D_H} < 0,7.$$

Гидравлическое сопротивление поперечно омываемых шахматных пучков труб [6]:

$$\Delta p_r = C_2 C_3 (x' + 1) Re_r^{-0,27} \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2 \quad \text{Па}, \quad (3.6)$$

где C_2 - коэффициент, зависящий от S_1/D_H ; C_3 - коэффициент, зависящий от S/D_H ; x' - число рядов в продольном направлении; $\bar{\rho}_r$ - плотность газа при \bar{T}_r ; \bar{w}_r - средняя скорость потока в узком сечении или

$$\xi_{\text{сопр } r} = \Delta p_r / (0,5 \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2) = 2 C_2 C_3 (x' + 1) Re_r^{-0,27}. \quad (3.7)$$

Зависимости C_2 от S_1/D_H и C_3 от S/D_H [4] приведены на рис. 3.4.

Если по межтрубному пространству теплообменника многоходовой, то

$$\xi_{\text{сопр } r} = \Delta p_r / (0,5 \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2) = 2 C_2 C_3 n_r x' Re_r^m, \quad (3.8)$$

где x' - число рядов в продольном направлении на один ход; n_r - число ходов по межтрубному пространству; $m = -0,27$.

При получении уравнения

(3.8) учитывалось, что обычно число рядов труб велико, и, следовательно, можно принять $\frac{x'+1}{x} \approx 1$.

Число рядов труб в продольном направлении x' неизвестно. Для его определения воспользуемся следующими соотношениями. Обозначим габаритные размеры теплообменника через a, b и c (рис. 3.3). Тогда поверхность теплообменника, определенная по наружному диаметру трубок,

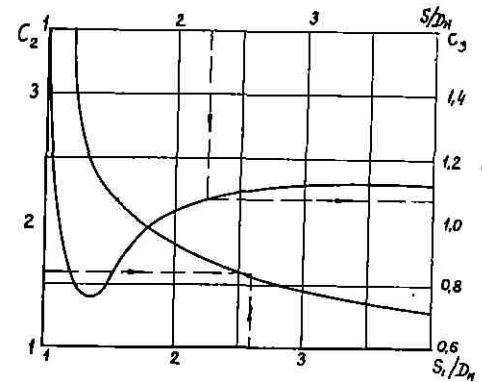


Рис. 3.4

$$F_H = abc \pi D_H / (S_1 S_2); \quad (3.9)$$

площадь проходного сечения межтрубного пространства

$$S_r = \frac{a \cdot c}{n_r} \cdot \frac{S_1 - D_H}{S_1}; \quad (3.10)$$

площадь фронта теплообменника по горячему теплоносителю

$$S_{or} = ac / n_r. \quad (3.11)$$

Отсюда можно найти длину теплообменника по ходу газа в межтрубном пространстве (на один ход горячего газа)

$$b = F_H S_1 S_2 / S_{0r} \pi r \pi D_H \quad (3.12)$$

Так как

$$S_{0r} = Q S_1 / c_{pr} (T_r' - T_r'') \bar{\rho}_r \bar{w}_r (S_1 - D_H); \quad (3.13)$$

$$F_H = Q / \alpha_r \Delta T_r, \quad (3.14)$$

то длина одного хода

$$b = \frac{\bar{w}_r \bar{\rho}_r c_{pr} S_2 (S_1 - D_H)}{\alpha_r \pi D_H \pi r} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} \quad (3.15)$$

Здесь ΔT_r - средний температурный напор по горячей стороне, c_{pr} - средняя теплоемкость горячего теплоносителя. Учитывая зависимость

$$Re_r = \bar{\rho}_r \bar{w}_r D_H / \mu_r, \quad (3.16)$$

получаем

$$b = \frac{Re_r (\mu_r c_{pr} S_2 (S_1 - D_H))}{\alpha_r \pi D_H^2 \pi r} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} \quad (3.17)$$

Определяя α_r из уравнения (3.4) и учитывая, что $\rho_{pr} = (\mu_r c_{pr} / \lambda_r)$, получаем

$$b = \frac{Re_r^{1-n} \rho_{pr} (S_1 - D_H) S_2}{C_1 \pi D_H \pi r} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} \quad (3.18)$$

Поскольку

$$\alpha = \frac{b}{S_c} = \frac{Re_r^{1-n} \rho_{pr} (S_1 - D_H)}{C_1 \pi D_H \pi r} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} \quad (3.19)$$

то

$$\xi_{сопр\ r} = \frac{2 C_2 C_3 Re_r^{1-n+m} \rho_{pr} (S_1 - D_H)}{C_1 \pi D_H} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} \quad (3.20)$$

В реальных теплообменниках число Re_r меняется обычно в пределах от $5 \cdot 10^3$ до $2 \cdot 10^4$. В этих пределах $n = 0,6$, $m = -0,27$, $Re_r^{1-n+m} = Re_r^{0,13} = 2,94 \dots 3,32$, т.е. множитель изменяется незначительно. Для дальнейших расчетов можно принять $Re_r^{1-n+m} = 3$. Тогда для шахматно расположенных труб

$$\xi_{сопр\ r} = \frac{6 C_2 C_3 (S_1 - D_H) \rho_{pr}}{C_1 \pi D_H} \cdot \frac{T_r' - T_r''}{\Delta T_r} = \frac{K_1}{\Delta T_r} \quad (3.21)$$

Пренебрегая температурным напором в стенке трубы, получаем

$$\Delta T_r = \frac{N_{oc}}{N_{oc} + D_H / D_B} \Delta \bar{T}_{лог} \quad (3.22)$$

где $N_{oc} = \alpha'_x / \alpha_r$ - соотношение между коэффициентами теплоотдачи по холодной и горячей сторонам. Помимо определяемых по (3.6) потерь давления в пучке труб необходимо учитывать потери давления на ускорение потока. Суммарные потери давления выражаются соотношением

$$\Delta p_r = \left[\xi_{сопр\ r} + \sum \xi_{из\ r} + 2 \frac{T_r'' - T_r'}{\bar{T}_r} + 4 \frac{1 - G_r}{1 + G_r} \right] \frac{\bar{\rho}_r \bar{w}_r^2}{2} \quad (3.23)$$

где $\xi_{из\ r} = (\pi_r - 1) \xi_{r\ пов}$ - коэффициент сопротивления на поворот потока между ходами; $G_r = 1 - \Delta p_r / p_r'$; π_r - число ходов по горячей стороне; $\xi_{r\ пов}$ - коэффициент сопротивления поворота. Для поворота на 180° принять $\xi_{r\ пов} = 1,52$.

Соотношение (3.23) можно преобразовать к виду

$$G_r = \sqrt{1 - \frac{Re_r^2 (1 + G_r)^2 \alpha_r^2}{4 \bar{\rho}_r^2 D_H^2 R_x \bar{T}_r} \left[\xi_{сопр\ r} + \sum \xi_{из\ r} + 2 \frac{T_r'' - T_r'}{\bar{T}_r} + 4 \frac{1 - G_r}{1 + G_r} \right]}, \quad (3.24)$$

где α_r - коэффициент динамической вязкости при средней температуре \bar{T}_r ; R_x - газовая постоянная. Из (3.24) можно получить

$$Re_r^2 = \frac{4 (1 - G_r^2) \bar{\rho}_r^2 D_H^2 R_x \bar{T}_r}{(1 + G_r)^2 \alpha_r^2 \left[\xi_{сопр\ r} + \sum \xi_{из\ r} + 2 \frac{T_r'' - T_r'}{\bar{T}_r} + 4 \frac{1 - G_r}{1 + G_r} \right]} \quad (3.25)$$

Таким образом, зная $\xi_{сопр\ r}$, можно найти число Рейнольдса в межтрубном пространстве Re_r .

Рассмотрим теперь течение внутри труб. Потери давления при течении газа в трубах складываются из потерь на трение, местные сопротивления и на ускорение потока. Если пренебречь изменением скорости газа при расчете потерь давления на местных сопротивлениях, то суммарные потери выражаются соотношением

$$\Delta p_x = \left[\xi_x \frac{C}{D_B} \pi_x + \sum \xi_{из\ x} + 2 \frac{T_x'' - T_x'}{\bar{T}_x} + 4 \frac{1 - G_x}{1 + G_x} \right] \frac{\bar{\rho}_x \bar{w}_x^2}{2} \quad (3.26)$$

где ξ_x - коэффициент гидравлического сопротивления; C - длина труб; π_x - число ходов по холодной стороне; D_B - внутренний диаметр труб; $\xi_{из\ x}$ - коэффициент местного сопротивления; \bar{w}_x - средняя скорость газа в трубах; $\bar{\rho}_x$ - средняя плотность холодного газа при средней температуре \bar{T}_x и давлении $\bar{p}_x = p_x' \frac{1 + G_x}{2}$; $G_x = 1 - \Delta p_x / p_x'$.

Соотношение (3.26) можно преобразовать к виду

$$G_x = \sqrt{1 - \frac{Re_x^2 (1 + G_x)^2 \alpha_x^2}{4 \bar{\rho}_x^2 D_B^2 R_x \bar{T}_x} \left[\xi_x \frac{C}{D_B} \pi_x + \sum \xi_{из\ x} + 2 \frac{T_x'' - T_x'}{\bar{T}_x} + 4 \frac{1 - G_x}{1 + G_x} \right]}, \quad (3.27)$$

где Re_x - число Рейнольдса по холодной стороне; α_x - коэффициент динамической вязкости при температуре \bar{T}_x ; R_x - газовая постоянная.

Из (3.27) можно получить

$$Re_x^2 = \frac{4(1-G_x^2)\bar{\rho}_x^2 D_B^2 R_x \bar{T}_x}{(1+G_x)^2 (\bar{u}_x^2 \left[\xi_x \frac{c}{D_B} \pi_x + \sum \xi_{ix} + 2 \frac{T_x'' - T_x'}{\bar{T}_x} + 4 \frac{1-G_x}{1+G_x} \right])} \quad (3.28)$$

Местные сопротивления включают в себя сопротивления при входе потока в трубы (резкое сужение), при выходе потока из труб (резкое расширение) и при повороте потока между ходами. Соответствующие коэффициенты местных сопротивлений обозначим $\xi_{x \text{ суж}}$, $\xi_{x \text{ расш}}$, и $\xi_{x \text{ пов}}$. Тогда суммарный коэффициент местных сопротивлений

$$\sum \xi_{ix} = \xi_{x \text{ суж}} + \xi_{x \text{ расш}} + (N-1) \xi_{x \text{ пов}} \quad (3.29)$$

Коэффициенты $\xi_{x \text{ суж}}$ и $\xi_{x \text{ расш}}$ зависят от отношения меньшей и большей площадей проходных сечений канала F_H/F_B . Эти коэффициенты можно определить с помощью графиков, приведенных на рис. 3.5, или по формулам:

$$\xi_{x \text{ суж}} = 0,5(1 - F_H/F_B)^{3/4}; \quad (3.30)$$

$$\xi_{x \text{ расш}} = (F_H/F_B)^2 - 2F_H/F_B + 1. \quad (3.31)$$

Для входа и выхода потока в трубы, размещенные в пучке с шагами S_1 и S_2 :

$$F_H/F_B = \pi D_B^2 / 4S_1 S_2. \quad (3.32)$$

Коэффициент сопротивления поворота принять $\xi_{x \text{ пов}} = 1,52$.

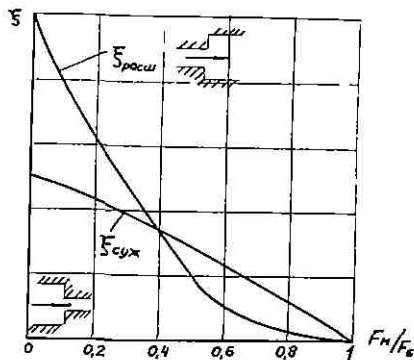


Рис. 3.5

В уравнении (3.28) неизвестным является произведение $\xi_x \frac{c}{D_B} \pi_x$, которое слабо зависит от числа Рейнольдса. Для труб при турбулентном режиме течения

$$\xi_x = 0,316 / Re_x^{0,25} \quad (3.33)$$

Введем обозначения: S_x - площадь проходного сечения одного хода; N - полное число труб; F_B - поверхность теплообмена, определенная по внутреннему диаметру труб. Поскольку

$$c = F_B / \pi D_B N, \quad (3.34)$$

$$N = 4S_x \pi_x / \pi D_B^2, \quad (3.35)$$

то можно получить

$$c/D_B = F_B / 4S_x \pi_x. \quad (3.36)$$

Поток тепла, передаваемого через поверхность теплообмена, можно представить как

$$Q = \alpha_x F_B \Delta T_x, \quad (3.37)$$

где ΔT_x - средний температурный напор по холодной стороне, или в виде

$$Q = G_x c_{p,x} (T_x'' - T_x') = \bar{w}_x \bar{\rho}_x S_x c_{p,x} (T_x'' - T_x'), \quad (3.38)$$

где $c_{p,x}$ - средняя теплоемкость, $\bar{\rho}_x$ - плотность газа при \bar{T}_x и \bar{p}_x , \bar{w}_x - средняя скорость газа в трубах. Используя (3.35)...(3.38), получаем

$$\frac{c}{D_B} \pi_x = \frac{\bar{w}_x \bar{\rho}_x c_{p,x} (T_x'' - T_x')}{4\alpha_x \Delta T_x} = \frac{Re_x \alpha_x c_{p,x} (T_x'' - T_x')}{4 D_B \alpha_g \Delta T_g} \quad (3.39)$$

При турбулентном течении газа в трубе и его нагревании коэффициент теплоотдачи [7]

$$\alpha_x = \frac{0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} \lambda_x (\bar{T}_c / \bar{T}_x)^{-0,5}}{D_B} \quad (3.40)$$

где λ_x - коэффициент теплопроводности; \bar{T}_c - средняя температура стенки. Поскольку в рассматриваемом аппарате обычно α_x значительно выше, чем α_g , и разность температур $\Delta T_x = \bar{T}_c - \bar{T}_x$ значительно меньше среднелогарифмического температурного напора в аппарате ΔT_{log} , можно пренебречь влиянием температурного фактора $(\bar{T}_c / \bar{T}_x)^{-0,5}$ на теплообмен и принять

$$\alpha_x = 0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} \lambda_x / D_B = K_x Re_x^{0,8} \quad (3.41)$$

Подставляя (3.41) в (3.39) и учитывая соотношение для числа Прандтля $Pr_x = (\mu_x c_{p,x} / \lambda_x)$, получаем

$$\frac{c}{D_B} \pi_x = Re_x^{0,8} Pr_x^{0,6} (T_x'' - T_x') / 0,092 \Delta T_x. \quad (3.42)$$

Используя (3.33), получаем

$$\frac{c}{D_B} \pi_x = \frac{3,44 Pr_x^{0,6} (T_x'' - T_x')}{Re_x^{0,05} \Delta T_x} = \frac{1,75 (T_x'' - T_x')}{\Delta T_x} = K_2 / \Delta T_x. \quad (3.43)$$

Так как для газов $Pr_x = 0,71$, а для $Re_x = 10^4 \dots 10^5$ $Re_x^{0,05} = 1,6 \dots 1,78$, то с запасом можно принять $Re_x^{0,05} = 1,6$. С учетом (3.22) можно получить

$$\Delta T_x = \frac{D_H / D_B}{N_x + D_H / D_B} \Delta \bar{T}_{\text{лог}} \quad (3.44)$$

Используя соотношения (3.5) и (3.41) для коэффициентов теплоотдачи, (3.25) и (3.28) для чисел Рейнольдса, а также (3.22), (3.43), (3.44), получаем уравнение для определения неизвестной величины N_x :

$$N_x = \frac{K_x \left\{ \frac{4(1-G_x^2) \rho_x^2 D_B^2 R_x \bar{T}_x}{(1+G_x)^2 \alpha_x^2 \left[\frac{K_2 D_B}{\Delta \bar{T}_{\text{лог}} D_H} (N_x + \frac{D_H}{D_B}) + \sum \xi_{2x} + 2 \frac{T_x^4 - T_x'}{\bar{T}_x} + 4 \frac{1-G_x}{1+G_x} \right]} \right\}^{0,4}}{K_r \left\{ \frac{4(1-G_r^2) \rho_r^2 D_H^2 R_r \bar{T}_r}{(1+G_r)^2 \alpha_r^2 \left[\frac{K_1}{\Delta \bar{T}_{\text{лог}} N_x} (N_x + \frac{D_H}{D_B}) + \sum \xi_{2r} + 2 \frac{T_r^4 - T_r'}{\bar{T}_r} + 4 \frac{1-G_r}{1+G_r} \right]} \right\}^{0,3}} \quad (3.45)$$

Уравнение (3.45) может быть сравнительно просто решено графически. Знание N_x позволит найти ΔT_r по (3.22), ΔT_x - по (3.44), Re_r - по (3.25) и (3.21), Re_x - по (3.28) и (3.43), а затем площадь проходного сечения в межтрубном пространстве

$$S_r = G_r D_H / Re_r \alpha_r, \quad (3.46)$$

площадь фронта теплообменника по горячему теплоносителю

$$S_{0r} = S_r \frac{S_1}{S_1 - D_H} \quad (3.47)$$

и площадь проходного сечения внутри труб

$$S_x = G_x D_B / Re_x \alpha_x \quad (3.48)$$

Затем по (3.35) определяется число труб теплообменника, по (3.5) и (3.41) находятся коэффициенты теплоотдачи α_r и α_x , далее вычисляется коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб:

$$K = \frac{1}{\frac{D_H}{\alpha_x D_B} + \frac{D_H}{2 \lambda_c} \ln \frac{D_H}{D_H} + \frac{1}{\alpha_r}} \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.49)$$

где λ_c - коэффициент теплопроводности материала труб. Принять для нержавеющей стали $\lambda_c = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Поверхность теплопередачи, определенная по наружной поверхности труб, будет

$$F_H = Q / K \Delta \bar{T}_{\text{лог}} \quad (3.50)$$

Далее, используя соотношения $N = ab / S_1 S_2$, $F_H = abc \sqrt{D_H} / S_1 S_2$, $S_r = ac(S_1 - D_H) \pi_r S_1$, можно найти габаритные размеры теплообменника (рис. 3.3):

$$c = F_H / \pi D_H N \pi_x; \quad (3.51)$$

$$a = S_{0r} \pi_r / c = S_1 S_1 \pi_r / c (S_1 - D_H); \quad (3.52)$$

$$b = N S_1 S_2 / a, \quad (3.53)$$

а число рядов для одного хода горячего газа будет

$$z = b / S_2 = N S_1 / a. \quad (3.54)$$

Таким образом, предлагаемая методика позволяет непосредственно определить размеры трубчатого теплообменника с поперечным омыванием межтрубного пространства при заданных потерях давления в межтрубном пространстве и внутри труб.

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОБМЕНА В КАНАЛАХ ПРИ ТЕЧЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

К теплообменным аппаратам двигателей летательных аппаратов предъявляются повышенные требования по компактности, габаритам и массам. При заданных значениях тепловой мощности, расходов теплоносителей и гидравлических сопротивлений уменьшить габариты и массу аппаратов можно за счет увеличения коэффициентов теплопередачи либо за счет более плотной компоновки (уменьшения диаметра труб, расстояния между трубами). Уменьшение диаметра труб и расстояния между ними ограничивается технологическими требованиями, поэтому практически возможности этого пути исчерпаны. Остается один путь уменьшения габаритных размеров и массы - интенсификация теплопередачи.

Наиболее реальным и доступным путем интенсификации теплоотдачи является искусственная турбулизация потока [8]. Интенсификация теплообмена, сопровождающаяся умеренным ростом гидравлических потерь, позволяет снизить габариты и массу теплообменников. Как показано в [8], наилучшие результаты дают методы интенсификации теплообмена, построенные на основе детального изучения структуры турбулентного течения в каналах.

При турбулентном режиме течения в каналах основное термическое сопротивление теплообмену между стенкой и потоком сосредоточено в узком пристеночном слое толщиной, составляющей 0,05...0,1 от радиуса трубы. Именно в этом слое целесообразно с целью интенсификации теплообмена увеличивать турбулентный перенос тепла. Эффективным путем турбулизации потока является создание в пристенной области отрывных зон. Наилучшие результаты получаются при дискретной турбули-

зация потока на стенках каналов, причем источниками турбулентных вихрей должны быть плавно очерченные выступы или канавки.

Представленные в [8] результаты исследования позволили научно обосновать рациональный выбор метода интенсификации теплообмена в каналах любого поперечного сечения, разработать способы его реализации. Для трубчатых теплообменных аппаратов проведенные исследования позволили предложить следующий метод интенсификации теплообмена. На наружной поверхности теплообменной трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки (рис. 3.6). При этом на наружной поверхности труб образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Образующиеся диафрагмы и кольцевые канавки турбулизируют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена как снаружи, так и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках труб и не менять существующей технологии сборки трубчатых теплообменных аппаратов. Данные поверхности теплообмена применимы для трубчатых теплообменных аппаратов, работающих на газах и жидкостях, а также при кипении и конденсации теплоносителей.

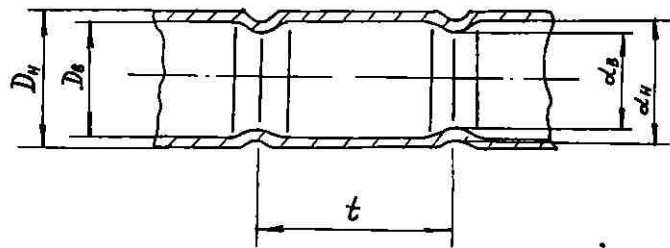


Рис. 3.6

Увеличение коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в трубах с кольцевыми диафрагмами по сравнению с гладкой трубой удобно учитывать отношениями Nu/Nu_m и ξ/ξ_m , где индекс "гл" относится к гладкой трубе. Отношения Nu/Nu_m и ξ/ξ_m зависят от числа Re , отношения диаметра диафрагмы к внутреннему диаметру трубы d_g/D_g (рис. 3.6), относительного шага размещения диафрагмы t/D_g . В области развитого турбулентного течения наиболее эффективные результаты достигаются при невисоких диафрагмах ($d_g/D_g \geq 0,93$) и при небольшом шаге ($t/D_g = 0,25 \dots 0,5$). При расчете коэффициент теплоотдачи в трубах с турбулизаторами относится к поверхности гладкой трубы.

В рассматриваемом теплообменном аппарате газ, протекающий внутри труб, нагревается. Опытные данные по средней теплоотдаче обобщаются следующими зависимостями:

$$Nu/Nu_m = \left(1 + \frac{\lg Re_x - 4,6}{35}\right) \left\{3 - 2 \exp\left[\frac{-18,2(1 - d_g/D_g)}{(t/D_g)^{0,326}}\right]^{1,15}\right\}, \quad (3.55)$$

справедливой для $d_g/D_g = 0,88 \dots 0,98$; $t/D_g = 0,25 \dots 0,8$; $Re_x = 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$, и

$$Nu/Nu_m = \left(1 + \frac{\lg Re_x - 4,6}{35}\right) \left[(3,33 \frac{t}{D_g} - 16,35) \frac{d_g}{D_g} - 3,33 \frac{t}{D_g} + 17,33\right], \quad (3.56)$$

справедливой для $d_g/D_g = 0,88 \dots 0,98$; $t/D_g = 0,8 \dots 2,5$; $Re_x = 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$.

В обеих формулах числа Re_x и Nu берутся по среднemasсовой температуре потока.

В формулах (3.55) и (3.56) Nu_m определяется по зависимости

$$Nu_m = 0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4}. \quad (3.57)$$

Данные по коэффициентам гидравлического сопротивления обобщаются в диапазоне $Re_p = 10^4 \dots 4 \cdot 10^5$ следующими зависимостями:

$$\xi/\xi_m = \left[1 + \frac{100(\lg Re_x - 4,6)(1 - d_g/D_g)^{1,65}}{\exp(t/D_g)^{0,3}}\right] \exp\left[\frac{25(1 - d_g/D_g)^{1,32}}{(t/D_g)^{0,75}}\right], \quad (3.58)$$

справедливой для $d_g/D_g = 0,90 \dots 0,97$; $t/D_g = 0,5 \dots 10$;

$$\xi/\xi_m = \left[1 + \frac{\lg Re_x - 4,6}{3,5 Re_x \cdot 10^{-5} + 6}\right] \left[1,3 - \sqrt{d_g/D_g - 0,93}\right] \exp[20,9(1 - d_g/D_g)^{0,65}], \quad (3.59)$$

справедливой для $d_g/D_g = 0,88 \dots 0,98$; $t/D_g = 0,5$;

$$\xi/\xi_m = \left[1 + \frac{\lg Re_x - 4,6}{6(Re_x \cdot 10^{-5})^{0,33}}\right] \left(3 \frac{d_g}{D_g} - 2\right) \left(2,5 - 1,5 \frac{d_g}{D_g}\right) \exp[17(1 - d_g/D_g)^{0,858}], \quad (3.60)$$

справедливой для $d_g/D_g = 0,90 \dots 0,98$; $t/D_g = 0,25$.

В формулах (3.58) ... (3.60) ξ_m определяется по зависимости $\xi_{x,m} = 0,3164/Re_x^{0,25}$. Формулы (3.55) ... (3.60) громоздки, поэтому практические расчеты удобнее вести с помощью таблиц значений Nu/Nu_m [8] и ξ/ξ_m в зависимости от Re_p , d_g/D_g и t/D_g (табл. 3.1).

Если в рассматриваемом теплообменном аппарате используются не гладкие трубы, а трубы с турбулизаторами (накатанные трубы), то для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи внутри труб используются зависимости

$$\xi_x = \frac{0,3164}{Re_x^{0,25}} \left(\frac{\xi}{\xi_m}\right) Re_x^{-0,25}, \quad (3.61)$$

Таблица 3.1

d/D	Re=10 ⁴		Re=2·10 ⁴		Re=4·10 ⁴		Re=10 ⁵		Re=2·10 ⁵		Re=4·10 ⁵	
	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}	Nu/Nu _{гр}	ξ/ξ _{гр}
t/D=0,25												
0,99	1,28	1,45	1,30	1,35	1,32	1,32	1,35	1,20	1,37	1,20	1,36	1,17
0,98	1,65	1,88	1,55	1,72	1,60	1,72	1,62	1,62	1,70	1,60	1,75	1,50
0,97	1,80	2,36	1,80	2,20	1,85	2,20	1,88	2,15	1,95	2,08	2,05	2,05
0,96	1,98	2,84	2,00	2,76	2,08	2,74	2,10	2,68	2,15	2,74	2,23	2,70
0,95	2,14	3,28	2,20	3,30	2,28	3,35	2,28	3,32	2,37	3,40	2,45	3,50
0,94	2,30	3,80	2,35	3,85	2,43	4,10	2,43	4,16	2,56	4,20	2,63	4,45
0,93	2,43	4,20	2,50	4,36	2,58	4,85	2,58	5,20	2,68	5,15	2,79	5,45
0,92	2,54	4,70	2,64	5,00	2,68	5,66	2,70	6,24	2,78	6,18	2,92	6,60
0,91	2,60	5,20	2,78	5,60	2,77	6,40	2,78	7,35	2,84	7,40	3,00	7,80
0,90	2,65	5,80	2,80	6,30	2,80	7,16	2,82	8,22	2,88	8,80	3,08	9,08
0,89	2,65	6,32	2,85	7,10	2,80	8,10	2,82	9,20	2,92	10,30	3,12	10,56
0,88	—	—	2,87	—	2,90	—	2,82	—	2,96	—	3,16	—
t/D=0,5												
0,99	1,23	1,34	1,28	1,12	1,22	1,16	1,25	1,20	1,28	1,20	1,32	1,08
0,98	1,50	1,68	1,52	1,40	1,45	1,40	1,48	1,48	1,55	1,45	1,61	1,37
0,97	1,70	2,04	1,75	1,70	1,65	1,80	1,71	1,84	1,80	1,88	1,88	1,73
0,96	1,88	2,40	1,82	2,10	1,88	2,30	1,92	2,36	2,04	2,50	2,10	2,25
0,95	2,05	2,80	2,08	2,90	2,08	3,04	2,12	3,05	2,21	3,22	2,28	2,97
0,94	2,20	3,45	2,26	3,60	2,24	3,80	2,22	3,90	2,38	4,08	2,45	3,81
0,93	2,32	4,08	2,48	4,50	2,38	4,60	2,37	5,00	2,50	4,92	2,61	4,80
0,92	2,40	4,70	2,54	5,30	2,50	5,45	2,49	6,16	2,61	5,90	2,74	5,78
0,90	2,54	6,30	2,68	7,20	2,68	7,28	2,67	8,56	2,77	8,13	2,92	8,30
0,89	2,58	7,30	2,70	8,20	2,70	8,50	2,70	9,90	2,81	9,65	2,98	9,80
0,88	2,58	8,50	2,72	9,23	2,70	10,1	2,70	11,50	2,85	10,50	3,00	11,80
t/D=1,0												
0,99	1,13	1,05	1,13	1,07	1,15	1,08	1,15	1,11	1,18	1,07	1,12	1,08
0,98	1,27	1,10	1,25	1,15	1,30	1,16	1,34	1,27	1,40	1,28	1,28	1,20
0,97	1,41	1,15	1,40	1,20	1,45	1,27	1,54	1,43	1,55	1,53	1,43	1,40
0,96	1,57	1,25	1,55	1,30	1,61	1,50	1,70	1,72	1,70	1,85	1,60	1,65
0,95	1,69	1,40	1,65	1,48	1,73	1,82	1,85	2,02	1,82	2,20	1,75	1,95
0,94	1,81	1,80	1,82	1,72	1,86	2,30	1,97	2,39	1,98	2,61	1,90	2,40
0,93	1,93	2,44	1,95	2,08	1,98	2,94	2,05	2,85	2,08	3,07	2,08	2,90
0,92	2,06	3,05	2,09	2,80	2,13	3,50	2,21	3,45	2,20	3,52	2,21	3,40
0,91	2,17	3,72	2,21	3,76	2,23	4,30	2,32	4,38	2,32	4,04	2,35	4,13
0,90	2,27	4,52	2,38	4,80	2,35	5,50	2,41	5,60	2,40	4,76	2,47	4,08
0,89	2,38	5,62	2,48	5,90	2,45	6,90	2,52	6,80	2,50	5,80	2,57	6,20
0,88	2,48	7,00	2,60	7,30	2,58	8,25	2,60	8,30	2,60	7,20	2,62	7,45
0,87	2,54	10,00	2,70	9,95	2,66	10,00	2,67	10,00	2,68	9,60	2,74	9,00
0,86	—	—	2,81	—	2,75	—	2,72	—	2,75	—	2,80	—

$$Nu = 0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} (Nu/Nu_{гр}) Re_x \quad (3.62)$$

Индекс "Re_г" обозначает, что отношения ξ/ξ_{гр} и Nu/Nu_{гр} берутся при Re_г. Для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи в межтрубном пространстве вместо (3.6) и (3.5) используются зависимости

$$\alpha_{г} = \frac{C_1 \lambda_{г} Re_{г}^{0,6}}{D_{г}} (Nu/Nu_{гр}) Re_{г} \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (3.63)$$

$$\Delta p_{г} = C_2 C_3 (\alpha + 1) Re_{г}^{-0,27} \rho_{г} \bar{w}_{г}^2 (\xi/\xi_{гр}) Re_{г} \quad (3.64)$$

Индекс "Re_г" обозначает, что отношения Nu/Nu_{гр} и ξ/ξ_{гр} берутся при Re_г. Для поперечного обтекания пучков труб с кольцевыми канавками можно принять

$$(Nu/Nu_{гр}) Re_{г} \approx (\xi/\xi_{гр}) Re_{г} \approx 1,15 \dots 1,2 \quad (3.65)$$

Далее необходимо ввести коррективы в следующие формулы:

$$Nu_{г} = C_1 Re_{г}^n (Nu/Nu_{гр}) Re_{г}; \quad (3.4I)$$

$$\alpha_{г} = \frac{C_1 \lambda_{г} Re_{г}^n}{D_{г}} (Nu/Nu_{гр}) Re_{г} = K_n Re_{г}^n \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (3.5I)$$

$$\xi_{сопр.г} = \frac{\Delta p_{г}}{0,5 \rho_{г} \bar{w}_{г}^2} = 2C_2 C_3 (\alpha + 1) Re_{г}^{-0,27} (\xi/\xi_{гр}) Re_{г}; \quad (3.7I)$$

$$b = \frac{Re_{г}^{1-n} Pr_{г} (S_1 - D_{г}) S_2}{C_1 \pi D_{г} \tau_{г} (Nu/Nu_{гр}) Re_{г}} \cdot \frac{T_{г}^I - T_{г}^{II}}{\Delta T_{г}}; \quad (3.18I)$$

$$\alpha = \frac{C_1 \pi D_{г} \tau_{г} (Nu/Nu_{гр}) Re_{г}}{Re_{г}^{1-n} Pr_{г} (S_1 - D_{г})} \cdot \frac{T_{г}^I - T_{г}^{II}}{\Delta T_{г}}; \quad (3.19I)$$

$$\xi_{сопр.г} = \frac{C_1 \pi D_{г} \tau_{г} (Nu/Nu_{гр}) Re_{г}}{2C_2 C_3 Re_{г}^{1-n} Pr_{г} (S_1 - D_{г})} \left(\frac{\xi/\xi_{гр}}{(Nu/Nu_{гр}) Re_{г}} \right) \frac{T_{г}^I - T_{г}^{II}}{\Delta T_{г}}; \quad (3.20I)$$

$$\xi_{сопр.г} = \frac{6C_2 C_3 (\xi/\xi_{гр})}{C_1 \pi D_{г}} \left(\frac{\xi/\xi_{гр}}{(Nu/Nu_{гр}) Re_{г}} \right) \frac{T_{г}^I - T_{г}^{II}}{\Delta T_{г}} = \frac{K_f}{\Delta T_{г}}; \quad (3.21I)$$

$$\xi_x = \frac{0,3164}{Re_x^{0,25}} \left(\frac{\xi/\xi_{гр}}{(Nu/Nu_{гр}) Re_x} \right); \quad (3.33I)$$

$$\alpha_x = \frac{0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} \lambda_x}{D_{г}} (Nu/Nu_{гр}) Re_x = K_x Re_x^{0,8}; \quad (3.41I)$$

$$\frac{C}{D_{г}} \tau_{г} = \frac{0,092 \Delta T_{г}^{0,6} (Nu/Nu_{гр}) Re_x}{Re_x^{0,2} Pr_x^{0,6} (T_{г}^{II} - T_{г}^I)}; \quad (3.42I)$$

$$\frac{C}{\tau_{г}} \tau_{г} = \frac{1,75 (T_{г}^{II} - T_{г}^I)}{\Delta T_{г}} \left(\frac{\xi/\xi_{гр}}{(Nu/Nu_{гр}) Re_x} \right) = K_2 / \Delta T_{г} \quad (3.43I)$$

Петрудно заметить, что если принять $(Nu/Nu_{гр}) Re_{г} = (\xi/\xi_{гр}) Re_{г}$, то соотношения (3.20I) и (3.21I) идентичны соответственно соотношениям (3.20) и (3.21).

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

I. Расчет теплообменного аппарата без применения ЭМ

I. Тепловая мощность теплообменника

$$Q = G_x (z_x'' - z_x') \quad \text{Вт,} \quad (3.66)$$

где z_x', z_x'' - энтальпии воздуха на входе и выходе из аппарата (соответственно при p_x', T_x' и p_x'', T_x''). Теплофизические свойства воздуха приведены в табл. 3.2.

Энтальпию воздуха при температурах $T = 350 \dots 900$ К и давлениях $p = 10^5 \dots 10^6$ Па рассчитать по формуле

$$z_x = 23788,1 + 877,629 T_x + 0,178978 T_x^2 - 3,45252 \cdot 10^{-5} T_x^3 \quad \text{Дж/кг.} \quad (3.67)$$

Можно также использовать приближенное соотношение

$$Q = G_x c_{p_x} (T_x'' - T_x'), \quad (3.68)$$

где c_{p_x} определяется по средней температуре холодного воздуха $\bar{T}_x = 0,5(T_x' + T_x'')$.

2. Температуру горячего газа на выходе из теплообменника T_r'' и среднюю температуру горячего газа $\bar{T}_r = 0,5(T_r' + T_r'')$ определить по зависимости

$$Q = G_r c_{p_r} (T_r' - T_r'') = 2G c_{p_r} (T_r' - \bar{T}_r), \quad (3.69)$$

где средняя теплоемкость горячего газа c_{p_r} находится по \bar{T}_r . Задача решается методом последовательных приближений. Свойства горячего газа берутся, как уже упоминалось, по воздуху.

3. Среднегеометрический температурный напор для чистого противотока

$$\Delta \bar{T}_{\text{лог. прот.}} = \frac{(T_r' - T_x'') - (T_r'' - T_x')}{\ln \frac{T_r' - T_x''}{T_r'' - T_x'}} \quad (3.70)$$

Среднегеометрический температурный напор для перекрестной схемы течения

$$\Delta \bar{T}_{\text{лог}} = \Delta \bar{T}_{\text{лог. прот.}} \cdot \psi(\rho, R), \quad (3.71)$$

где ψ - поправка на число ходов, определяется по номограммам [6], приведенным на рис. 3.7, а-д для различных схем теплообменных аппаратов, где

$$\rho = \frac{T_x'' - T_x'}{T_r' - T_x'} \quad \text{и} \quad R = \frac{T_r' - T_r''}{T_x'' - T_x'}$$

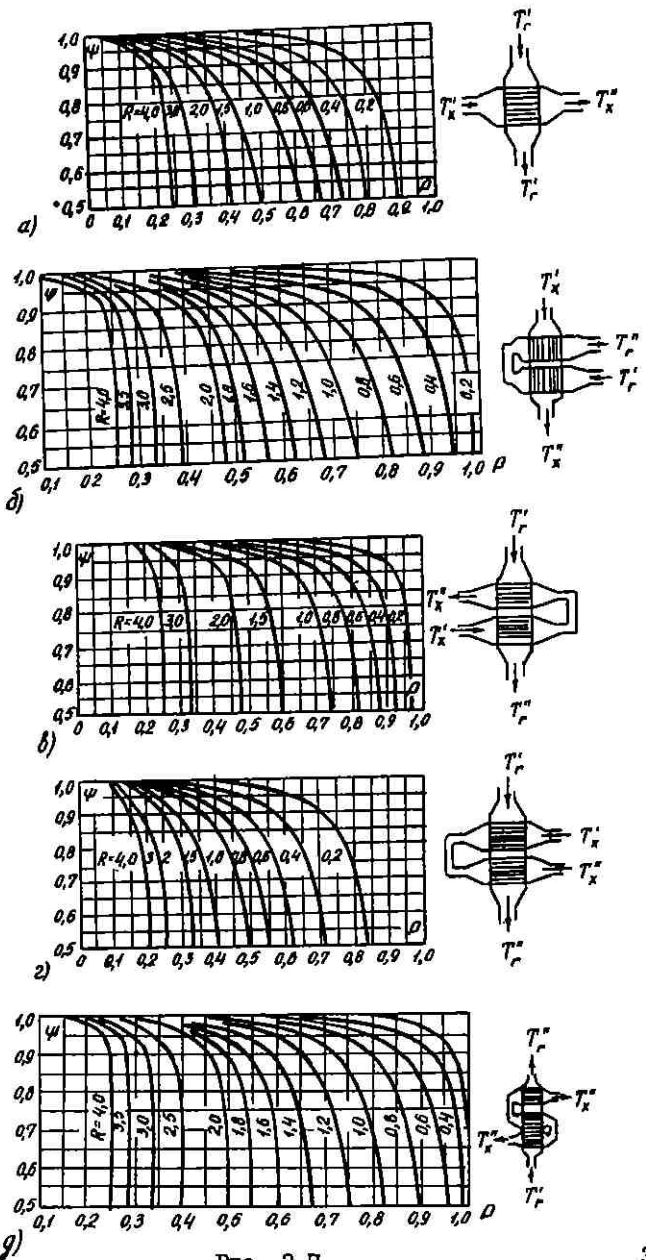


Рис. 3.7

Таблица 3.2

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,532	1,00	2,05	14,53	13,4	9,49	0,71
-20	1,350	1,00	2,28	16,15	16,8	11,97	0,71
0	1,251	1,00	2,44	17,19	19,4	13,75	0,71
10	1,207	1,00	2,51	17,69	20,7	14,66	0,71
20	1,166	1,00	2,58	18,19	22,0	15,61	0,71
30	1,127	1,00	2,65	18,68	23,4	16,58	0,71
40	1,091	1,00	2,72	19,16	24,8	17,57	0,71
50	1,057	1,00	2,79	19,63	26,3	18,58	0,71
60	1,026	1,01	2,86	20,10	27,6	19,60	0,71
70	0,996	1,01	2,92	20,56	29,2	20,65	0,71
80	0,967	1,01	2,99	21,02	30,6	21,74	0,71
90	0,941	1,01	3,06	21,47	32,2	22,82	0,71
100	0,916	1,01	3,12	21,90	33,6	23,91	0,71
120	0,869	1,01	3,24	22,77	36,9	26,21	0,71
140	0,827	1,02	3,37	23,61	40,0	28,66	0,71
160	0,789	1,02	3,49	24,44	43,3	31,01	0,71
180	0,754	1,02	3,62	25,24	46,9	33,49	0,71
200	0,722	1,03	3,74	26,01	50,6	36,03	0,71
250	0,6530	1,03	4,06	27,91	60,0	42,75	0,71
300	0,5960	1,05	4,37	29,71	70,0	49,87	0,71
350	0,5482	1,06	4,64	31,42	80,0	57,33	0,72
400	0,5075	1,07	4,91	33,09	90,6	65,22	0,72
500	0,4418	1,09	5,45	36,15	133	81,85	0,72
600	0,3912	1,11	5,98	39,05	137	99,86	0,73
700	0,3510	1,13	6,47	41,74	162	118,95	0,73
800	0,3183	1,16	7,00	44,29	190	139,18	0,73
900	0,2916	1,17	7,40	46,68	216	160,14	0,74
1000	0,2683	1,18	7,84	48,99	247	182,67	0,74
1160	0,2487	1,20	8,26	51,20	277	205,94	0,74
1200	0,2319	1,21	8,66	53,36	309	230,17	0,74

Коэффициент ψ рассчитать по формуле [6]:

$$\psi = \frac{\lg \frac{1-P}{1-RP}}{\pi_r (1-R) \lg \left[1 + \frac{1}{R} 2,3 \lg \frac{R-1}{R \left(\frac{1-P}{1-RP} \right)^{\pi_r - 1}} \right]} \quad (3.72)$$

где π_r - число ходов в межтрубном пространстве.Для $R = 1$ ψ найти по формуле

$$\psi = \frac{1}{\rho} \quad (3.73)$$

4. Средняя температура холодного воздуха

$$\bar{T}_x = \bar{T}_r - 4\bar{T}_{\text{лог}} \quad (3.74)$$

5. По найденным средним значениям температур горячего \bar{T}_r и холодного газа \bar{T}_x и соответственно средних давлений $\bar{p}_r = p_r \frac{1+\beta_r}{2}$ и $\bar{p}_x = p_x \frac{1+\beta_x}{2}$ определить значения теплофизических свойств газа.

Плотность рассчитать для идеальных газов

$$\bar{\rho}_r = \bar{p}_r / R\bar{T}_r; \quad \bar{\rho}_x = \bar{p}_x / R\bar{T}_x \quad (3.75)$$

Значения $\lambda_r, \lambda_x, \mu_r, \mu_x, C_{pr}, C_{px}, \rho_r, \rho_x$ найти по таблице свойств воздуха (табл. 3.2). Можно также использовать следующие формулы:а) в диапазоне $T = 450 \dots 850$ К

$$\lambda(T) = -4,004756 \cdot 10^{-4} + 9,89557 \cdot 10^{-5} T - 3,358355 \cdot 10^{-8} T^2 \quad \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}; \quad (3.76)$$

б) в диапазоне $T = 450 \dots 900$ К

$$\mu(T) = 5,306269 \cdot 10^{-6} + 4,9648 \cdot 10^{-8} T - 1,257256 \cdot 10^{-11} T^2 \quad (\text{Н}\cdot\text{с})/\text{м}^2; \quad (3.77)$$

в) в диапазоне $T = 450 \dots 1000$ К

$$C_p(T) = 918,136 + 0,2243303 T \quad \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}. \quad (3.78)$$

6. Из формулы (3.5) найти коэффициент K_r , из формулы (3.21) - коэффициент K_l , из формулы (3.41) - коэффициент K_x , из формулы (3.43) - коэффициент K_2 .

7. По формулам (3.23) и (3.29) определить соответственно суммы коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi_{i,r}$ и $\sum \xi_{i,x}$.

8. Решать графически уравнение (3.45), для чего, задавшись несколькими значениями N_{α} , определить левую и правую части уравнения (3.45). Обычно N_{α} находится в диапазоне от 2 до 5.

9. По (3.46) и (3.48) найти S_r и S_x .

10. По (3.35) определить число труб N .

11. По (3.5) и (3.4I) найти коэффициенты теплоотдачи α_r и α_x и по (3.49) определяется коэффициент теплопередачи K .

12. С использованием формул (3.50)...(3.54) вычислить поверхность теплообмена F_H , габаритные размеры теплообменника a, b, c и число труб на один ход горячего газа z .

13. Проверить гидравлические потери в межтрубном пространстве по (3.23) или по формуле

$$\Delta p_r = \left(\frac{\xi}{\xi_{гн}}\right)_{Re_r} C_2 C_3 (z+1) Re_r^{-0,27} \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2 + 0,5 \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2 \sum \xi_{i,r} + 0,5 \bar{\rho}_r \bar{w}_r^2 z \frac{T_r'' - T_r'}{T_r} \quad \text{Па} \quad (3.79)$$

Сопоставить найденное значение Δp_r с заданным значением Δp_r . Расхождение не должно превышать $\pm(5...10)\%$.

14. Проверить гидравлические потери внутри труб по (3.26) или по формуле

$$\Delta p_x = \left(\frac{\xi}{\xi_{гн}}\right)_{Re_x} \frac{0,3164}{Re_x^{0,25}} \frac{C}{D_B} \pi_x 0,5 \bar{\rho}_x \bar{w}_x^2 + \Delta p_{x,уск} + \Delta p_{x,местн} \quad \text{Па}, \quad (3.80)$$

где потери давления на ускорение потока

$$\Delta p_{x,уск} = \rho_x'' w_x''^2 - \rho_x' w_x'^2 \quad \text{Па}, \quad (3.81)$$

потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta p_{x,местн} = \xi_{x,суж} \cdot 0,5 \rho_x' w_x'^2 + 0,5 \rho_x'' w_x''^2 \xi_{x,расш} + 0,5 \bar{\rho}_x \bar{w}_x^2 (\pi_x - 1) \xi_{x,пов} \quad \text{Па}. \quad (3.82)$$

Здесь $\bar{\rho}_x$ - средняя плотность холодного воздуха; $\bar{\rho}_x' = \rho_x' / RT_x'$ - плотность воздуха на входе в аппарат; $\rho_x'' = \rho_x'' / RT_x''$ - плотность воздуха на выходе из аппарата; $\bar{w}_x = G_x / \bar{\rho}_x S_x$ - средняя скорость холодного воздуха; $w_x' = G_x / \rho_x' S_x$ - скорость воздуха внутри труб на входе; $w_x'' = G_x / \rho_x'' S_x$ - скорость воздуха внутри труб на выходе.

Найденное значение Δp_x сопоставить с заданным значением $\Delta p_{xв}$. Расхождение не должно превышать $\pm(5...10)\%$.

15. Если рассчитывается вариант с применением интенсификации теплообмена, необходимо предварительно задаться отношением диаметра диафрагм - турбулизаторов к внутреннему диаметру труб d_B/d_B и шагом их размещения t/D_B . Оптимальные параметры накатки находятся в пределах $d_B/d_B = 0,94...0,98$; $t/D_B = 0,25...0,5$. Задавшись d_B/d_B и t/D_B , находим по табл. 3.I значения $(Nu/Nu_{гн})_{Re_x}$ и $(\xi/\xi_{гн})_{Re_x}$ для течения воздуха внутри труб. Поскольку число Рейнольдса в трубах Re_x заранее неизвестно, можно предварительно принять $Re_x = 10^4$.

Значения $(Nu/Nu_{гн})_{Re_r}$ и $(\xi/\xi_{гн})_{Re_r}$ для межтрубного пространства определяются по (3.65).

II. Расчет теплообменного аппарата с использованием ЭМ

После проведения первой части расчета и предъявления результатов расчета руководителю производится вторая часть расчета. Цель ее - определить оптимальные параметры теплообменника по расчетам нескольких вариантов аппарата. Расчет ведется на ЭМ по программе (см. приложение П.2). Количество подлежащих расчету вариантов с указанием варьируемых параметров приводится в задании.

Программа позволяет рассчитывать теплообменные аппараты с течением холодного газа внутри труб и горячего снаружи труб при их поперечном обтекании при произвольном числе ходов по обоим теплоносителям. На рис. 3.8 показаны некоторые из возможных схем аппаратов и их компоновки на двигателе: а) $\pi_x = \pi_r = I$; б) $\pi_x = 2, \pi_r = I$; в) $\pi_x = I, \pi_r = 2$; г) поперечный разрез пучка. Аппарат комплектуется в виде цилиндра с размещением труб вдоль его образующей. Тогда средний диаметр аппарата $D_{ср} = a/\pi$; возможно размещение аппарата и по конической поверхности.

При расчете варианта с применением интенсификации вначале рассчитывается вариант аппарата без интенсификации, т.е. для

$$(Nu/Nu_{гн})_{Re_x} = (\xi/\xi_{гн})_{Re_x} = (Nu/Nu_{гн})_{Re_r} = (\xi/\xi_{гн})_{Re_r} = 1.$$

Затем, задаваясь $Re_x = 10^4$ для выбранных параметров накатки d_B/d_B и t/D_B , находят $(Nu/Nu_{гн})_{Re_x}$ и $(\xi/\xi_{гн})_{Re_x}$ и рассчитывают аппарат (подробнее, см. п. 15). Далее проводится расчет для чисел Re_x и Re_r , уточненных в предыдущем расчете.

Обозначение входных и выходных параметров программы приведено в приложении П.I.

По результатам нескольких вариантов расчетов аппарата, выводимых на цифрочасть, строятся графики зависимостей габаритных размеров, объема, массы аппарата от варьируемых параметров. На основании анализа результатов расчета выбирается оптимальный вариант аппарата.

Вычерчивается эскиз теплообменного аппарата в соответствии с прототипами, приведенными на рис. 3.8. На эскизе показать габаритные размеры аппарата, параметры пучка труб, параметры турбулизаторов (если они применяются), схемы течения теплоносителей.

Обозначения параметров в программе

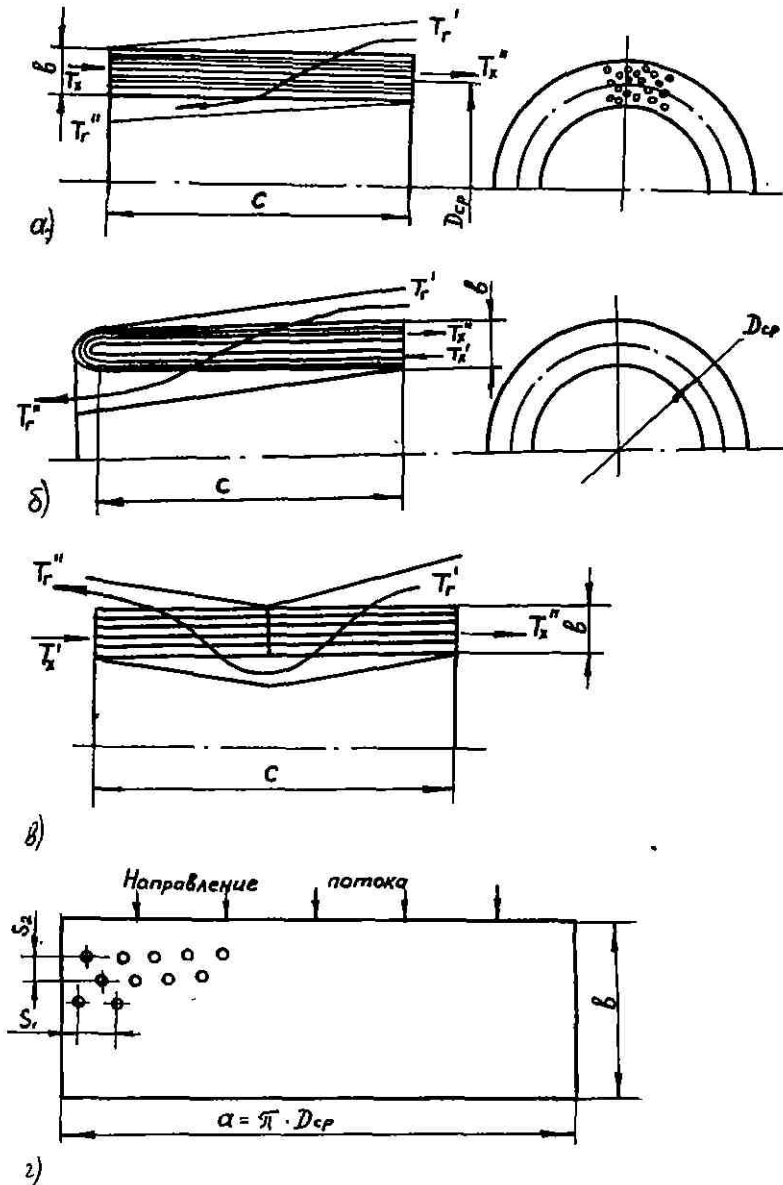


Рис. 3.8

Наименование параметра	Обозначения
I	2
<u>Входные параметры</u>	
I. Расходы:	
а) холодного теплоносителя G_x , кг/с;	GX
б) горячего теплоносителя G_r , кг/с.	GG
2. Температуры:	
а) холодного теплоносителя на входе в ТА $T_{x'}$, К;	$TX1$
б) холодного теплоносителя на выходе из ТА $T_{x''}$, К;	$TX2$
в) горячего теплоносителя на входе в ТА T_r' , К.	$TG1$
3. Давление на входе в ТА:	
а) по "холодной" стороне p_x' , Па;	PX
б) по "горячей" стороне p_r' , Па.	PG
4. Коэффициенты потерь давления:	
а) по "холодной" стороне ТА;	$CИГМА 3$
б) по "горячей" стороне ТА.	$CИГМА 3$
5. Наружный диаметр трубки D_H , мм.	DH
6. Внутренний диаметр трубки D_B , мм.	DB
7. Поперечный шаг размещения труб S_1 , мм.	$S1$
8. Продольный шаг размещения труб S_2 , мм.	$S2$
9. При применении интенсификации:	
$(Nu/Nu_m)_{Re_x}$;	$NU/NU X$
$(Nu/Nu_m)_{Re_r}$;	$NU/NU G$
$(\xi/\xi_m)_{Re_x}$;	$Z/Z X$
$(\xi/\xi_m)_{Re_r}$;	$Z/Z G$
10. Число ходов теплоносителей по "холодной" и "горячей" сторонам ТА.	NX
	NG


```

9261 FORMAT (/10X, S1/DH : ,F9.5 , C2 : ',F9.5 /
* /10X, SS/DH : ',F9.5 , C3 : ',F9.5 )
C /F= (NOG-1.0)*1.52 ' . . . МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ
. . . . . ПО "ГОРЯЧЕЙ" СТОРОНЕ Т А
C KX= 0.023*XF**0.4*FNI G(XS)/DB ' . . . . . KX
I 2= 2.15*XF**0.6*(X2-X1) ' . . . . . K2
C . . . . . КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОТЕРЬ ПРИ СУЖЕНИИ И РАСШИРЕНИИ КАНАЛА
C FF= F1 * DB * DB / S1 / S2 * 0.25
C ZC= 0.5 * ( 1.0-FF )**0.75 ' . . . ПОТЕРИ ПРИ СУЖЕНИИ КАНАЛА
ZB= FF * FF - 2.0 * FF + 1.0 ' . . . ПОТЕРИ ПРИ РАСШИРЕНИИ КАНАЛА
C
C TYPE 9863,FF,ZC,ZR
9863 FORMAT (/5X, 'FF: ',F9.5,5X, 'КСИ СУЖ.: ',F9.5,5X, 'КСИ РАС.: ',F9.5/)
C /X= ZC + ZR + ( NOX - 1.0 ) * 1.52 ' . . . МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ
. . . . . ПО "ХОЛОДНОЙ" СТОРОНЕ Т А
C . . . . . П Р И М Е Н Е Н И Е И Н Т Е Н С И Ф И К А Ц И И
C
10 TYPE 9900
9900 FORMAT (/10X, '* ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ( 1-ДА;0-НЕТ ): ',R)
READ (5,9885) IN
IF ( IN.EQ.0 ) GO TO 60
C
TYPE 9890
9890 FORMAT (/5X, ' ВВЕДИТЕ ПАРАМЕТРЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ : '/ )
TYPE 9875
9875 FORMAT (5X, '* NU/NU X : ',R)
READ (5,9980) NX
TYPE 9870
9870 FORMAT (5X, '* Z / Z X : ',R)
READ (5,9980) VX
TYPE 9865
9865 FORMAT (5X, '* NU/NU Г : ',R)
READ (5,9980) NG
TYPE 9860
9860 FORMAT (5X, '* Z / Z Г : ',R)
READ (5,9980) VG
C
KF= KF * NG / NG
KX= KX * NX
K2= K2 * VX / NX
GO TO 70
C
60 CONTINUE
VX= 1.0
VB= 1.0
NX= 1.0
NG= 1.0
C
70 CONTINUE
MG= FNMB(GS)
MX= FNMB(XS)

```

```

C . . . . . РЕШЕНИЕ У РА В Н Е Н И Я Д Л Я N A
C
TYPE 9855
9855 FORMAT (/11X, '** РЕШЕНИЕ У РА В Н Е Н И Я Д Л Я N A **')
HN= 0.005 ' . . . ТОЧНОСТЬ ВЫЧИСЛЕНИЯ N A
NA=-0.0001 ' . . . НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ N A
HN= 1.0001 ' . . . НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ
C K=0 ' . . . СЧЕТЧИК ЧИСЛА ИТЕРАЦИЙ
AG0=4.0*(1.0-SG*SG)*OG*OG*DH*DH*RG*GS
AG0=AG0/((1.0+SG)**2*MG*MG)
C
AX0=4.0*(1.0-SX*SX)*OX*OX*DB*DB*RX*XS
AX0=AX0/((1.0+SX)**2*MX*MX)
C
90 NA=NA+HN
C
AA1=K1/ GL/ NA*(NA+DH/DB)+ZP+2.0*(G2-G1)/GS+4.0*(1.0-SG)/(1.0+SG)
AG= (AG0/AA1)**0.3*KG ' . . . АЛЬФА Г ( МЕЖТР. ПР-ВО )
C
AA2=K2*DB/GL/DH*(NA+DH/DB)+ZX+2.*(X2-X1)/XS+4.0*(1.0-SX)/(1.0+SX)
AX= (AX0/AA2)**0.4*KX ' . . . АЛЬФА X ( ВНУТРИ ТРУБ )
C
K= K+1
NF= AX/AG-NA
TYPE 9850, K,NA,AX/AG,NF
9850 FORMAT ( 5X, 'K : ',I3,5X, 'NA: ',G12.5,5X, 'AX/AG: ',G12.5,
* 5X, 'DELTA : ',G12.5)
C
IF ( NF.GT.0.0 ) GO TO 90
NA=NA-HN
HN=HN/2.0
IF ( HN.GT.HN ) GO TO 90
C
C
C XR=(AX/KX)**1.25 ' . . . ЧИСЛО RE X
GR=(AG/KG)**1.67 ' . . . ЧИСЛО RE B
C
C
C FG=GG*DH/GR/MG ' . . . ПЛОЩАДЬ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ
. . . . . ПО "ГОРЯЧЕЙ" СТОРОНЕ
C
FX=GX*DB/XR/MX ' . . . ПЛОЩАДЬ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ
. . . . . ПО "ХОЛОДНОЙ" СТОРОНЕ
C
NT=FX*4.0/PI/DB/DB ' . . . ЧИСЛО ТРУБ ТА
LS=20.0 ' . . . ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ СТАЛИ
KK=DN/AX/DB+DN/2.0/LS*ALOG(DH/DB)+1.0/AG ' . . . КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
KK=1.0/KK ' . . . ПО НАРУЖНОЙ ПОВЕРХОСТИ ТРУБ
C FT=QQ/KK/GL ' . . . ПОВЕРХНОСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
C
C . . . . . Г А Б А Р И Т Н Ы Е Р А З М Е Р Ы Т А
C
CC= FT / ( NOX * PI * DH * NT )
AA= NOG * FG / CC * S1 / ( S1 - DH )
DS= AA / PI

```



```

C      BV= NOX * NT * S1 * B2 / AA
C      ZN= NOB * BV / B2
C      NT=CC*PI*(DN*DN-DB*DB)*0.25*7800.0*NT
C      NT= NOX * NT
C      . . . . . ПРОВЕРКА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ
C      ПО "ХОЛОДНОЙ" СТОРОНЕ I
C      P70= VX * 0.3164 / XR ** 0.25 * CC / DB +
C      ZX + 2.0 * ( X2-X1 )/XB + 4.0 *(1.0-SX)/(1.0+SX)
C      WX= GX / FX / OX
C      P70= P70 * 0.5 * OX * WX * WX
C      T7= 1.0 - P70 / P7
C      ПО "ГОРЯЧЕЙ " СТОРОНЕ :
C      P80= VB * 2.0 * C2 * C3 * ( ZN+1.0 ) * BR **(-0.27)+
C      ZP + 2.0 * ( B2-B1 )/BB + 4.0 *(1.0-SB)/(1.0+SB)
C      WB= EX / FG / OB
C      P80= P80 * 0.5 * OB * WB * WB
C      T8= 1.0 - P80 / P8
C      . . . . . РАСХОЖДЕНИЕ DELTA %
C      DPX= ( 1.0-SX ) * P7
C      DELX= ( DPX-P70 ) / DPX * 100.0
C      DRB= ( 1.0-SB ) * P8
C      DELB= ( DRB-P80 ) / DRB * 100.0
C      . . . . . П Е Ч А Т Ь   И С Х О Д Н Ы Х   Д А Н Н Ы Х
C      WRITE (6,7990)
C      FORMAT (1X,70(' ') / 1X,' ',68X,' ' //
C      * 1X,' ',17X,'РАСЧЕТ ТЕПЛОБЕМЕННОГО АППАРАТА',17X,' ' //
C      * 1X,' ',44X,'ТЕПЛО* V5.1 (05.06.86) ' //
C      * 1X,' ',68X,' ' /1X,70(' ')//
C      * 52X,'ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ' / )
C      WRITE (6,7985) GX,BG
C      7985 FORMAT (1X,'G X:',F7.3,' КГ/С',7X,'G B:',F7.3,' КГ/С')
C      WRITE (6,7980) X1,X2,B1
C      7980 FORMAT (1X,'TX1:',F7.2,' K', 10X,'TX2:',F7.2,' K',
C      * 11X,'TB1:',F7.2,' K')
C      WRITE (6,7975) P7,P8
C      7975 FORMAT (1X,'P X:',G12.5,' ПА',4X,'P B:',G12.5,' ПА')
C      WRITE (6,7970) NOX
C      7970 FORMAT (/1X,'ЧИСЛО ХОДОВ ПО "ХОЛОДНОЙ" СТОРОНЕ:',
C      * 12)
C      WRITE (6,7965) NOB
C      7965 FORMAT ( 1X,'ЧИСЛО ХОДОВ ПО "ГОРЯЧЕЙ " СТОРОНЕ:',
C      * 12)
C      WRITE (6,7960) DN*1000.0,DB*1000.0,S1*1000.0,S2*1000.0
C      7960 FORMAT /1X,'"ГЕОМЕТРИЯ" ТРУБ (ММ):'

```

```

* 25X,'DN:',F7.2,9X,'DB:',F7.2/
* 25X,'S1:',F7.2,9X,'S2:',F7.2)
C      IF ( IN.EQ.0 ) GO TO 100
C      WRITE (6,7955) NX,VX,NG,VG
C      7955 FORMAT (/1X,'ПАРАМЕТРЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ : /
C      * 20X,'NU/NU X : ',F7.2,5X,' Z /Z X : ',F7.2/
C      * 20X,'NU/NU B : ',F7.2,5X,' Z /Z B : ',F7.2)
C      . . . . . П Е Ч А Т Ь   Р Е З У Л Ь Т А Т А
C      100 WRITE (6,7950) QQ,B2
C      7950 FORMAT (/51X,'РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА'//
C      * 1X,'Q : ',G12.5,' BT',28X,'TB2:',F7.2)
C      7945 WRITE (6,7945) AX,AB,KK
C      7945 FORMAT (1X,'A X:',F7.2,12X,'A B:',F7.2,13X,'K :',F7.2,
C      * 12X,'BT/(M**2*K)')
C      7940 WRITE (6,7940) XR,BR
C      7940 FORMAT (1X,'REX:',G12.5,31X,'REG:',G12.5)
C      7935 WRITE (6,7935) FX,FG
C      7935 FORMAT (1X,'S X:',G12.5,' M**2',26X,'S B:',G12.5,' M**2')
C      7930 WRITE (6,7930) NT,ZN,FT
C      7930 FORMAT (/1X,'NT : ',G12.5,7X,'Z : ',G12.5,8X,
C      * 'F : ',G12.5,' M**2')
C      7925 WRITE (6,7925) AA,BB,CC
C      7925 FORMAT ( 1X,'A : ',G12.5,' M',5X,'B : ',G12.5,' M',6X,
C      * 'C : ',G12.5,' M')
C      7920 WRITE (6,7920) MT
C      7920 FORMAT (/1X,'МАССА ТРУБОК ТА ( МАТЕРИАЛ-СТАЛЬ ): ',
C      * 612.5,' КГ')
C      7915 WRITE (6,7915) SX,T7,DELX,SB,T8,DELB
C      7915 FORMAT (/1X,'КОЭФИЦИЕНТЫ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ: /
C      * 1X,' -ПО "ХОЛОДНОЙ" СТОРОНЕ- /
C      * 19X,'СИГМА B:',F5.3, 5X,'СИГМА F:',F5.3,5X,
C      * 'DELTA X:',F6.2,' % /
C      * 1X,' -ПО "ГОРЯЧЕЙ " СТОРОНЕ- /
C      * 19X,'СИГМА B:',F5.3, 5X,'СИГМА F:',F5.3,5X
C      * 'DELTA B:',F6.2,' % / )
C      7910 WRITE (6,7910)
C      7910 FORMAT (/1X,70(' ') )
C      . . . . . ВОССТАНОВЛЕНИЕ
C      KG= KG / NG
C      * K1= K1 / VG * NG
C      * KX= KX / NX
C      * K2= K2 / VX * NX
C      * ЗНАЧЕНИЙ
C      * KB, K1, KX, K2
C      TYPE 7900
C      7900 FORMAT ( 5X,'* БУДЕТ ЛИ ИЗМЕНЕНИЕ "ГЕОМЕТРИИ" ТРУБ И (ИЛИ) ' /
C      * 5X,' ПАРАМЕТРОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ( 1-ДА,0-НЕТ ) : ',B)
C      ACCEPT 9885,KR1
C      IF ( KR1.GT.0 ) GO TO 105
C      STOP
C      END

```

```

.....
SUBROUTINE PSI
.....
          - PSI -          1.0 (21.05.86)
.....
      ПОДПРОГРАММА P S I ПРЕДНАЗНАЧЕНА ДЛ Я ВВОДА
      ЧИСЛА ХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ПО "ХОЛОДНОЙ" И
      "ГОРЯЧЕЙ" СТОРОНАМ Т А , А ТАКЖЕ ДЛ Я РАСЧЕТА
      И ПОПРАВКИ К СРЕДНЕЛОГАРИФИЧЕСКОМУ ТЕМПЕРАТУРНОМУ
      НАПОРУ ДЛ Я ЧИСТОГО П Р О Т И В О Т О К А (ЕЕ).
.....
REAL NO
COMMON EE,NOX,NOB,G1,G2,X1,X2

TYPE 9975
9975 FORMAT (/5X,'* ЧИСЛО ХОДОВ ВНУТРИ ТРУБ : ',X)
READ (5,9970) NOX
9990 FORMAT ( I1 )
      IF ( NOX.EQ.1 ) GO TO 5
      NO= NOX
      NOB= 1

TYPE 9985
9985 FORMAT (/5X,'* ЧИСЛО ХОДОВ В МЕЖТРУБНОМ ПР-ВЕ : 1 ' )
      GO TO 10
5 YPE 9980
9980 FORMAT (/5X,'* ЧИСЛО ХОДОВ В МЕЖТРУБНОМ ПР-ВЕ : ',X)
READ (5,9990) NOB

10 NO= NOB
      CONTINUE

      PO= (X2-X1)/(G1-X1)
      RO= (G1-G2)/(X2-X1)
      IF ( RO.EQ.1 ) GO TO 15

      RP= (1.0-PO) / (1.0-RO*PO)
      EE=ALOG(RP)/NO/(1.0-RO)/ALOG(1.0+1.0/RO*ALOG((RO-1.0)/(RO*RP**
      * (1.0/NO)-1.0)))
      RETURN
15 EE= PO/NO/(1.0-PO)/ALOG(1.0/(1.0-ALOG(1.0+PO/NO/(1.0-PO))))
      RETURN
END

```

ЛИТЕРАТУРА

1. А б р а м о в и ч Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1976.
2. Теория воздушно-реактивных двигателей / Под ред. Р.М.Шляхтенко. - М.: Машиностроение, 1975.
3. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под ред. В.К. Коткина. - М.: Машиностроение, 1975.
4. Т и х о н о в А.М. Регенерация тепла в авиационных ГТД. - М.: Машиностроение, 1977.
5. Д р е й ц е р Г.А. Компактные теплообменные аппараты. - М.: МАИ, 1986.
6. К у т а т е л а д з е С.С., Б о р и ш а н с к и й В.М. Справочник по теплопередаче. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958.
7. Д р е й ц е р Г.А. Конвективный теплообмен в каналах. - М.: МАИ, 1984.
8. К а л и н и н Э.К., Д р е й ц е р Г.А., Я р х о С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, I издание, 1972, II издание, 1981.
9. Теплотехнический справочник. Т. II. - М.: Энергия, 1976.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Расчет нагрева сопла реактивного двигателя ДА	4
2. Расчет нагрева топлива в баках ДА	10
3. Расчет регенеративного теплообменного аппарата воздушно-реактивного двигателя с применением ЭВМ	15
Приложения	39
Литература	49

Тем. план 1989, поз. 10

Авторы-соавторы:

Рыжов Юрий Алексеевич

Дрейцер Генрих Александрович

Абашичев Евгений Николаевич

ТЕПЛОБМЕН В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ДА

Редактор Т.С. Корочкина

Техн. редактор Н.Б. Карякина

Корректор Н.В. Кузнецова

Подписано к печати 17.10.89

Бум. офсетная. Формат 60x84 1/16. Печать офсетная

Усл. печ. л. 3,02 ; уч.-изд. л. 3,00. Тираж 1000

Зак. 2208 / 2598. Цена 10 к.

Типография издательства МАИ

125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4