

**1.1. Одномерные уравнения теплообмена.
Расчет двухпоточных теплообменников**

При исследовании конвективного теплообмена между поверхностью и обтекающей ее средой тепловой поток считается пропорциональным разности температур поверхности t_w и среды t_c и вводится коэффициент пропорциональности α , называемый коэффициентом теплоотдачи:

$$dQ = \alpha(t_w - t_c) dF. \quad (1.1)$$

Коэффициент теплоотдачи может быть определен из решения системы уравнений пограничного слоя или получен экспериментально.

Уравнения, описывающие процесс теплоотдачи, основаны на соотношении (1.1) и уравнениях теплового баланса:

$$dQ = G_1 dh_1 = G_2 dh_2; \quad (1.2)$$

$$dQ = G_1 c_{p1} dt_1 = G_2 c_{p2} dt_2. \quad (1.3)$$

При теплоотдаче через стенку, разделяющую потоки, аналогично (1.1) запишем

$$dQ = k(t_2 - t_1) dF. \quad (1.4)$$

Из (1.2) и (1.4) получим систему дифференциальных уравнений, описывающую одномерную задачу стационарного теплообмена в двухпоточном теплообменнике:

$$\begin{aligned} \frac{dh_1}{dF} &= \frac{k}{G_1} (t_2 - t_1); \\ \frac{dh_2}{dF} &= \frac{k}{G_2} (t_2 - t_1). \end{aligned} \quad (1.5)$$

Граничное условие системы (1.5): при $F=0$ $h_1(0) = h_1^0$, $h_2(0) = h_2^0$. Система уравнений (1.5) решается с использованием зависимостей $t_1(h_1)$, $t_2(h_2)$, $k(t_1, t_2, F)$.

Большинство задач расчета двухпоточных теплообменных аппаратов сводится к интегрированию системы (1.5) либо к вычислению поверхности по формуле

$$F = \frac{Q}{\frac{1}{F} \int_0^F k \Delta t dF}. \quad (1.6)$$

В связи с нелинейностью системы (1.5) интегрирование ее может быть выполнено только численными методами. Для решения граничной задачи можно воспользоваться методами Рунге—Кутты или методами предсказания с коррекцией. Для упрощения программирования и уменьшения объема требуемой памяти ЭВМ целесообразно использовать метод Рунге—Кутты—Мерсона. Скорость вычислений этим методом с автоматическим выбором шага, обеспечивающего заданную точность, существенно выше, чем при постоянном шаге интегрирования.

В случае моделирования противоточных теплообменников, заключающегося в определении выходных температур при заданной поверхности теплообмена, необходимо решать краевую задачу для системы обыкновенных дифференциальных уравнений, так как температуры поступающих потоков задаются в разных сечениях аппарата. Краевые задачи для систем обыкновенных дифференциальных уравнений наиболее часто решают методом Ньютона или квазилинеаризации. В соответствии с этими методами решение нелинейной краевой задачи эквивалентно последовательному решению некоторой системы уравнений относительно неизвестного граничного условия и задачи Коши с этим граничным условием.

В рассматриваемой задаче недостающим граничным условием является величина h_2^0 . Эта величина может быть найдена минимизацией функционала

$$\Phi(h_2^0) = [h_2^F - h_2(F)]^2 \quad (1.7)$$

в интервале (h_2^F, h_1^0) . Таким образом, решение краевой задачи для системы (1.5) эквивалентно определению h_2^0 , соответствующего $\min \Phi$, и решению граничной задачи с условием (h_1^0, h_2^0) .

В расчетах низкотемпературных теплообменников следует учитывать притоки теплоты через изоляцию из окружающей среды, которые необходимо относить к потокам, непосредственно их воспринимающим. В двухпоточных трубчатых теплообменниках это потоки, проходящие в межтрубном пространстве.

При постоянном коэффициенте теплопередачи k из (1.6) следует

$$F = \frac{Q}{k \Delta \bar{t}}, \quad (1.8)$$

где $\Delta \bar{t}$ — средняя разность температур потоков для всей поверхности теплообмена; Q — тепловой поток в аппарате,

$$Q = G_2 [h_2(F) - h_2(0)] = G_1 [h_1(F) - h_1(0)] + Q_{o,c}, \quad (1.9)$$

где $Q_{o,c}$ — приток теплоты из окружающей среды.

Способ определения величины $\Delta \bar{t}$ зависит от условий теплообмена и схемы движения потоков в аппарате.

При низких температурах и высоких давлениях величину $\overline{\Delta t}$ обычно определяют как среднелинейную, заменяя интеграл (1.6) суммой конечных разностей,

$$F = \sum_{i=1}^n \Delta F_i = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta Q_i}{\Delta t_i}. \quad (1.10)$$

Поверхность теплообмена разбивается на n участков с равными тепловыми потоками $\Delta Q_i = Q/n$. Тогда

$$F = \frac{Q}{nk} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta t_i}; \quad (1.11)$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta t_i}}. \quad (1.12)$$

Величину $\overline{\Delta t}$ обычно определяют по формуле (1.12) с помощью диаграммы, приведенной на рис. 1.1. Кривые здесь соответствуют изобарам потоков G_1 и G_2 , перенесенным из диаграммы состояния $h-t$. Если $G_1 \neq G_2$, изобара p_2 оставляется без изменений, а изобара p_1 перестраивается умножением разности величин Q и $Q(t_i)$ на отношение $z = G_1/G_2$. Если теплоемкость одного из потоков, например G_1 , постоянна, достаточно провести прямую через точки $(t_1^0, 0)$ и (t_1^F, Q) , оставив кривую p_2 без изменения.

При постоянных теплоемкостях потоков величина $\overline{\Delta t}$ для прямо- и противоточных теплообменников определяется как среднелогарифмическая,

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t^F - \Delta t^0}{\ln \frac{\Delta t^F}{\Delta t^0}}, \quad (1.13)$$

где Δt^F и Δt^0 — разности температур на концах теплообменника, $\Delta t^F > \Delta t^0$, а при $\Delta t^F/\Delta t^0 < 2$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t^F + \Delta t^0}{2}. \quad (1.14)$$

Если теплообменник нельзя классифицировать как прямоточный или противоточный, а следует рассматривать его как многоходовой или с перекрестным током, то действительная средняя разность температур не равна среднелогарифмическому значению. Выражения для $\overline{\Delta t}$, полученные в предположении о смещении либо несмещении потока в межтрубном пространстве и о распределении поверхности теплообмена

между ходами, позволяют рассчитать поправочные коэффициенты y , которые вводятся в уравнение (1.8):

$$F = \frac{Q}{yk\overline{\Delta t}} \quad (1.15)$$

Коэффициенты y , всегда меньшие единицы, обычно приводятся в виде графических зависимостей от входной и выходной температуры и удельной теплоемкости потоков.

Из (1.6) следует

$$F = \frac{Gc_p}{k} \int_{t_1^0}^{t_1^F} \frac{dt}{t_2 - t_1} = \frac{NTUw}{k}. \quad (1.16)$$

Интеграл в формуле (1.16), называемый числом единиц переноса тепла (NTU), удобно использовать в расчетах теплообменников. Следует отметить, что для меньшего из водяных эквивалентов w_{\min} величина NTU максимальна и наоборот.

Из (1.8) и (1.16) получим

$$NTU = \frac{t_1^F - t_1^0}{\overline{\Delta t}}. \quad (1.17)$$

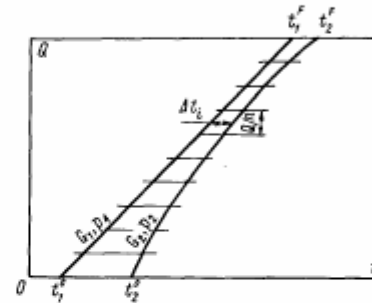


Рис. 1.1. Диаграмма для определения $\overline{\Delta t}$

Для вычислений по уравнению (1.15) необходимы входные и выходные температуры обоих потоков, что препятствует использованию его при моделировании аппаратов. Однако введение понятия эффективности (к. п. д.) теплообменника позволяет обойти трудности, связанные с применением в качестве средней температуры величины $\overline{\Delta t}$ (1.13).

Эффективность теплообменника определяется следующим образом:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{w_1(t_1^F - t_1^0)}{w_{\min}(t_2^F - t_1^0)} = \frac{w_2(t_2^F - t_2^0)}{w_{\min}(t_2^F - t_1^0)}, \quad (1.18)$$

где w_{\min} — меньшая из величин w_1 и w_2 .

Таким образом, эффективность ϵ представляет собой отношение фактически передаваемого количества тепла к максимальному, которое можно было бы передать в теплообменнике с бесконечной поверхностью.

Соотношение между ϵ и NTU зависит от отношения w_{\min}/w_{\max} и схемы движения потоков [40]. Для противоточного

теплообменника, наиболее распространенного в криогенных установках, эффективность ϵ выражается уравнением

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{w_{\min}}{w_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{w_{\min}}{w_{\max}} \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{w_{\min}}{w_{\max}}\right)\right]}, \quad (1.19)$$

где NTU определено через минимальный водяной эквивалент, $NTU = kF/w_{\min}$.

Отметим, что для испарителей и конденсаторов $w_{\min}/w_{\max} = 0$, поскольку водяной эквивалент w_{\max} бесконечно велик. Следовательно, из (1.19)

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (1.20)$$

В случае прямотока

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + w_{\min}/w_{\max})]}{1 + w_{\min}/w_{\max}}. \quad (1.21)$$

Если $w_{\min}/w_{\max} = 0$, уравнение (1.21) становится идентичным уравнению (1.19), и, следовательно, для конденсаторов и испарителей прямотока и противоток одинаково эффективны.

Для других схем движения потоков зависимости $\epsilon(NTU)$ в виде формул, графиков и таблиц приведены в работе [40].

Возможны следующие задачи расчета теплообменников:

1. Проектный расчет, включающий в себя определение поверхности теплообмена и гидравлических сопротивлений по заданным температурам (энтальпиям) потоков на входе и выходе аппарата и их расходам.

2. Моделирование теплообменника, заключающееся в определении температур (энтальпий) выходящих потоков в различных режимах его работы при заданных геометрии и поверхности теплообмена.

Для решения первой задачи в нелинейной постановке можно выполнить численное интегрирование системы (1.5), при $k = \text{const}$ — воспользоваться выражениями (1.11) и (1.12) совместно с графическим определением \bar{M} (рис. 1.1), а при $k = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$ — выражениями (1.8), (1.13), (1.14).

Проектный расчет теплообменника всегда включает в себя определение потерь давления Δp . На потери давления накладываются двусторонние ограничения, зависящие от схемы установки и конструктивных особенностей аппарата. Так как коэффициент теплоотдачи α и потери давления Δp возрастают при увеличении скорости потока, допустимое гидравлическое сопротивление является основным ограничением при увеличении интенсивности теплообмена.

При движении потока внутри канала гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{\rho \omega^2}{2} \frac{L}{d_s} \left(\lambda + \Sigma \zeta \frac{d_s}{L} \right), \quad (1.22)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; ζ — коэффициент местного сопротивления.

Формулу (1.22) можно использовать для вычисления Δp при поперечном обтекании трубчатых поверхностей, полагая $\lambda = 0$. Выражения для вычисления коэффициентов сопротивлений λ в различных условиях течения потоков приведены в § 1.3. Способы определения коэффициентов местных сопротивлений подробно рассмотрены в [20].

Для решения второй задачи в нелинейной постановке можно применить минимизацию функционала (1.7) совместно с численным интегрированием системы (1.5). При $k = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$ целесообразно использование соотношения между ϵ и NTU. В этом случае по исходным данным вычисляются NTU [формула (1.16)], определяется отношение w_{\min}/w_{\max} и эффективность для заданной схемы относительного движения потоков [формулы (1.19), (1.21)]. По вычисленному значению ϵ и двум заданным значениям температур потоков из (1.18) определяются искомые температуры.

Приведенные выше выражения, формально справедливые при $k = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$, могут быть применены и при переменном k ; в этом случае следует использовать его среднее значение

$$\bar{k} = \frac{1}{F} \int_0^F k dF. \quad (1.23)$$

1.2. Расчет трехпоточных трубчатых теплообменников

Проектный расчет трехпоточных теплообменников является весьма трудоемким вследствие более сложного, чем в двухпоточном аппарате, взаимного влияния потоков.

Конструктивно такие аппараты обычно выполняются в виде (рис. 1.2):

1) витого теплообменника типа «труба в трубе», в котором один из потоков отдает тепло двум другим, не участвующим непосредственно в теплообмене друг с другом;

2) витого теплообменника из навитых на сердечник труб; здесь один из потоков обменивается теплом с двумя другими, не имеющими непосредственного теплового контакта;

3) витого теплообменника из спаянных труб, в котором все потоки находятся в непосредственном тепловом контакте.

К первому типу относятся теплообменники воздухоразделительных установок с насосами жидкого кислорода, в которых

во внутренней трубе движется кислород G_2 , в кольцевом пространстве — воздух G_3 и в межтрубном — азот G_1 (рис. 1.2, а), и теплообменники, в которых во внутренней трубе движется воздух G_2 , в кольцевом пространстве — кислород G_3 , в межтрубном — азот G_1 (рис. 1.2, б). Если два потока (G_1 и G_2) находятся в тепловом контакте только с третьим (G_3) и $t_3 > t_1$, $t_3 > t_2$, уравнения, описывающие одномерную задачу стационарного теплообмена, имеют вид

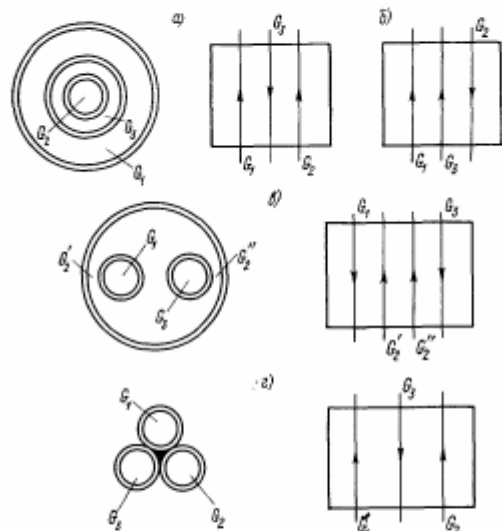


Рис. 1.2. Взаимное расположение потоков в трехпоточных теплообменниках

$$\begin{aligned} \frac{dh_1}{dl} &= \frac{\pi d_1 k_{13}}{G_1} [t(h_3) - t(h_1)]; \\ \frac{dh_2}{dl} &= \frac{\pi d_2 k_{23}}{G_2} [t(h_3) - t(h_2)]; \\ \frac{dh_3}{dl} &= \frac{\pi d_3 k_{33}}{G_3} [t(h_3) - t(h_1)] + \frac{\pi d_2 k_{23}}{G_3} [t(h_3) - t(h_2)]. \end{aligned} \quad (1.24)$$

Ко второму типу относятся применяемые в криогенных газовых установках витые трехпоточные теплообменники из оребренных труб; внутри части труб движется дроссельный поток гелия G_1 , в остальных — детандерный поток G_3 , в межтруб-

ном пространстве — обратный поток G_2 . Взаимное влияние потоков соответствует схеме рис. 1.2, в. Для них при $d_1 = d_2 = d_3$

$$\begin{aligned} \frac{dh_1}{dl} &= \frac{\pi d k_{12'}}{G_1} [t(h_1) - t(h_2)]; \\ \frac{dh_2'}{dl} &= \frac{\pi d k_{12'}}{G_2'} [t(h_1) - t(h_2')]; \\ \frac{dh_3}{dl} &= \frac{\pi d k_{32''}}{G_3} [t(h_3) - t(h_2'')]; \\ \frac{dh_2''}{dl} &= \frac{\pi d k_{32''}}{G_2''} [t(h_3) - t(h_2'')], \end{aligned} \quad (1.25)$$

где G_2' и G_2'' — доли обратного потока, взаимодействующие с двумя прямыми.

Расчет трехпоточных теплообменников со спаянными по длине трубками (третий тип) основывается на допущении, что температура t_w стенок трубок, выполненных из материалов высокой теплопроводности (медь, латунь, алюминий), приблизительно постоянна по периметру трубки. Тогда при $d_1 = d_2 = d_3 = d$ можно записать

$$\begin{aligned} \frac{dh_1}{dl} &= \frac{\pi d \alpha_1}{G_1} [t_w - t(h_1)]; \\ \frac{dh_2}{dl} &= \frac{\pi d \alpha_2}{G_2} [t_w - t(h_2)]; \\ \frac{dh_3}{dl} &= \frac{\pi d \alpha_3}{G_3} [t(h_3) - t_w]. \end{aligned} \quad (1.26)$$

Из уравнений (1.26) с учетом $dQ_3 = dQ_1 + dQ_2$ следует

$$t_w = \frac{\alpha_1 t_1 + \alpha_2 t_2 + \alpha_3 t_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}. \quad (1.27)$$

Поскольку из уравнений энергетических балансов криогенных установок обычно известны температуры и энтальпии потоков на концах теплообменников, их проектный расчет сводится к численному интегрированию систем (1.24) — (1.26) с граничным условием: при $l=0$ $h_1(0) = h_1^0$, $h_2(0) = h_2^0$, $h_3(0) = h_3^0$. Условием окончания интегрирования является достижение потоками заданных энтальпий $h(l) = h^l$ (см. § 1.1).

Если при расчете теплообменников известны только энтальпии входящих потоков, задаются суммарной недорекупацией на теплом конце теплообменника $Q_{\Delta T}$ и по уравнению общего

энергетического баланса вычисляют энтальпию прямого потока на выходе из холодного конца теплообменника

$$h_3^0 = h_3^f - \frac{G_1 \Delta h_1 + G_2 \Delta h_2 - Q_{\Delta T}}{G_3}, \quad (1.28)$$

где $\Delta h_1, \Delta h_2$ — полное изменение энтальпий обратных потоков (G_1 и G_2) при $Q_2=0$.

При постоянном коэффициенте теплопередачи k проектный расчет трехпоточных теплообменников типа 1.2, а и 1.2, в может быть существенно упрощен. Полагая, что

$$G_3 = G_3' + G_3'', \quad (1.29)$$

и сделав допущение, что поток G_3' участвует в теплообмене только с потоком G_1 , а G_3'' — только с G_2 , запишем

$$\begin{aligned} G_3' \Delta h_3 &= G_1 \Delta h_1; \\ G_3'' \Delta h_3 &= G_2 \Delta h_2. \end{aligned} \quad (1.30)$$

Из (1.30) находим

$$\begin{aligned} G_3' &= \frac{G_1 \Delta h_1}{\Delta h_3}; \\ G_3'' &= \frac{G_2 \Delta h_2}{\Delta h_3}. \end{aligned} \quad (1.31)$$

После нахождения величин G_3' и G_3'' расчет теплообменника сводится к определению площади поверхности теплообмена для каждой пары потоков по зависимостям, приведенным в § 1.1. Однако более точным методом «ручного» расчета теплообменника типа 1.2, а является метод, описанный в § 1.4.

Моделирование трехпоточных теплообменников в нелинейной постановке можно выполнить аналогично моделированию двухпоточных (см. § 1.1). При постоянных коэффициентах теплопередачи и удельных теплоемкостях потоков можно воспользоваться соотношением между ϵ и NTU, определив доли обратного потока G_3' и G_3'' , взаимодействующие с двумя прямыми. Алгоритм определения величин G_3' и G_3'' для теплообменника типа 1.2, в рассмотрен в § 1.5.

1.3. Теплообменные и гидравлические характеристики трубчатых поверхностей теплообмена

Для проектного расчета и моделирования теплообменных аппаратов необходимо знать коэффициенты теплопередачи k , которые являются сложными функциями большого числа переменных величин. Коэффициенты теплопередачи между двумя потоками, обменивающимися теплом через оребренную плоскую стенку, определяются по формулам

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \eta_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_1}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_2} \frac{F_1}{F_2}}, \quad (1.32)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \eta_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_2}}, \quad (1.33)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи потоков; η_1, η_2 — эффективности оребренной поверхности теплообмена; λ — теплопроводность материала стенки; δ — толщина стенки; $F_{ст}$ — площадь поверхности стенки.

В выражении (1.32) коэффициент k_1 отнесен к полной теплопередающей поверхности с одной стороны стенки F_1 ; в (1.33) k_2 отнесен к поверхности с другой стороны стенки F_2 . Эти выражения применимы и для цилиндрических трубчатых поверхностей, если толщина стенки трубы δ мала по сравнению с ее диаметром.

Для теплообменника из неоребренных труб при $\delta/\lambda \rightarrow 0$ коэффициенты теплопередачи, отнесенные к внутренней поверхности труб диаметром d_1 или к наружной поверхности — диаметром d_2 :

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2}}; \quad (1.34)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.35)$$

Здесь индекс 1 относится к внутренней поверхности, индекс 2 — к наружной. При расчете теплообменников из оребренных труб коэффициент k удобно относить к гладкой внутренней поверхности,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \varphi} \frac{d_1}{d_2}}, \quad (1.36)$$

где φ — коэффициент оребрения, $\varphi = F_2/F_1$.

Наличие температурного градиента по высоте ребер снижает эффективность теплообмена. Термическое сопротивление ребер учитывается с помощью к. п. д. (эффективности) ребра. Эффективность оребрения зависит от ряда факторов, в том числе от теплопроводности и геометрических характеристик ребер. Величину η поперечных ребер можно определять как

$$\eta = \frac{\text{th}(m l_p)}{m l_p}, \quad (1.37)$$

где m — комплексная характеристика (параметр) ребра,

$$m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}; \quad (1.38)$$

u — периметр ребра; λ — теплопроводность материала ребер; f — площадь поперечного сечения ребра; l_p — условная высота ребра.

Для круглых ребер

$$l_p = l \left(1 + 0,35 \ln \frac{R}{r_2} \right), \quad (1.39)$$

где l — высота ребра; R — радиус ребра; r_2 — наружный радиус трубы.

Для пластинчатых ребер

$$l_p = \frac{d+2\delta}{2} (S-1) (1 + 0,805 \lg S); \quad (1.40)$$

при коридорном расположении труб

$$S = 1,28 \frac{S_1}{d} \left(\frac{S_1}{S_2} - 0,2 \right)^{0,5}, \quad (1.41)$$

где S_1 и S_2 — шаг труб вдоль и поперек потока; d — диаметр труб; δ — толщина ребра;

$$\eta = \frac{F_p \eta_p + F_{mp}}{F_p + F_{mp}}, \quad (1.42)$$

где F_p и F_{mp} — площади поверхностей ребер и межреберных участков.

Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления трения различных поверхностей теплообмена общепринято вычислять с помощью уравнений подобия вида

$$Nu = f(Re, Pr, l/d, \dots); \quad (1.43)$$

$$St = \psi(Re, Pr, l/d, \dots); \quad (1.44)$$

$$\lambda = \Phi(Re, l/d, \dots), \quad Eu = \Theta(Re, \dots),$$

конкретная форма и коэффициенты которых определяются на основе опытных данных.

Прямотрубные теплообменные аппараты. При ламинарном течении внутри гладких труб используют теоретические решения при различных граничных условиях. В случае постоянной температуры стенки $Nu=3,66$, а в случае постоянной плотности теплового потока на стенке $Nu=4,364$.

При $Re Pr \frac{d}{l} > 12$

$$Nu = 1,61 \left(Re Pr \frac{d}{l} \right)^{1/3}. \quad (1.45)$$

В переходной области $2300 < Re < 10\,000$ могут быть применены следующие приближенные зависимости:

при $Re Pr \frac{d}{l} < 12$

$$Nu = 3,66 \left(\frac{Re}{2300} \right)^{2,3 + \lg Pr}; \quad (1.46)$$

при $Re Pr \frac{d}{l} > 12$

$$Nu = 21 \left(Pr \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{Re}{2300} \right)^{\lg \frac{l}{d}}. \quad (1.47)$$

Приведенные формулы справедливы для длинных труб, на входном участке коэффициент теплоотдачи выше. Для начального гидродинамического участка при ламинарном течении В. С. Петухов рекомендует соотношение

$$\frac{Nu}{Nu_\infty} = 0,35 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{-1/6} \left[1 + 2,85 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d} \right)^{0,48} \right], \quad (1.48)$$

где Nu_∞ — число Нуссельта при $q_w = \text{const}$. При $Re^{-1} l/d > 0,064$ профиль ско-

рости становится параболическим и $Nu = Nu_\infty$. Это выражение обеспечивает точность около 6% в пределах $10^{-4} < Re^{-1} l/d < 0,064$.

При турбулентном течении, которое наиболее часто встречается в теплообменниках,

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (1.49)$$

или

$$St = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{0,6}. \quad (1.50)$$

Для расчета теплоотдачи в начальном участке круглой трубы, охлаждаемой газами, рекомендуется уравнение

$$\frac{Nu}{Nu_\infty} = 1 + 0,48 \left(\frac{l}{d} \right)^{-1/4} \left(1 + \frac{3600}{Re \sqrt{l/d}} \right) \exp \left(-0,17 \frac{l}{d} \right), \quad (1.51)$$

которое обобщает результаты расчетов и экспериментов в диапазонах $4 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^5$; $0,7 < Pr < 1$; $l/d > 0,06$.

Для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве гладкотрубных аппаратов без поперечных перегородок можно использовать уравнение

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{S_1 S_2}{d^2} \right)^{0,18}, \quad (1.52)$$

где S_1 и S_2 — продольный и поперечный шаги трубок; d — наружный диаметр трубок.

В качестве геометрического размера, входящего в числа Nu и Re , в уравнении (1.52) использован эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_s = 4V_{c.o.}/F, \quad (1.53)$$

где $V_{c.o.}$ — свободный объем аппарата; F — площадь наружной поверхности труб.

При наличии в межтрубном пространстве перегородок имеет место почти поперечное обтекание труб. В случае шахматного расположения труб

$$Nu = 0,195 Re^{0,6} Pr^{0,33}, \quad (1.54)$$

коридорного расположения

$$Nu = 0,154 Re^{0,6} Pr^{0,33}. \quad (1.55)$$

В выражениях (1.54), (1.55) скорость определяется по площади среднего сечения f , в качестве геометрического размера принимается наружный диаметр труб.

Для сегментных перегородок

$$f = \frac{VH}{DL} \left(1 - \frac{d}{S} \right); \quad (1.56)$$

для концентрических перегородок

$$f = \frac{2VH}{DL} \left(1 - \frac{d}{S} \right), \quad (1.57)$$

где V — объем труб аппарата; D — внутренний диаметр кожуха; L — длина труб; H — расстояние между соседними перегородками; d — наружный диаметр труб; S — шаг труб.

Коэффициент сопротивления трения при течении внутри труб находится по формулам:

ламинарный режим

$$\lambda = C/Re, \quad (1.58)$$

где C — коэффициент формы, для круглой трубы $C=64$;

переходный режим

$$\lambda = \frac{1}{\left(-2 \lg \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}\right)^2}; \quad (1.59)$$

турбулентный режим

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (\text{Re} < 1 \cdot 10^4); \quad (1.60)$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^2} \quad (\text{Re} > 1 \cdot 10^4). \quad (1.61)$$

Расчет сопротивления межтрубного пространства аппаратов без поперечных перегородок выполняются по тем же формулам, что и для течения внутри труб. В качестве геометрического размера используют гидравлический диаметр межтрубного пространства

$$d_r = \frac{D^2 - nd^2}{D + nd}, \quad (1.62)$$

где D — внутренний диаметр обечайки; d — наружный диаметр труб; n — число труб.

В аппаратах с перегородками:

а) шахматные пучки:

$$\Delta p = 1,4(m+1) \text{Re}^{-0,25} \rho \omega^2 \quad \text{при} \quad A_1 = \frac{1 - d/S_2}{S_1/d - 1} \leq 0,53, \quad (1.63)$$

где m — число рядов трубок вдоль потока; S_1 — шаг трубок поперек потока; S_2 — диагональный шаг трубок;

$$\Delta p = 1,93(m+1) A_1^{0,5} \text{Re}^{-0,25} \rho \omega^2 \quad \text{при} \quad A_1 > 0,53. \quad (1.64)$$

Формулы (1.63), (1.64) применимы при $\text{Re} = 6000 \div 60\,000$ и $A_1 = 0,25 \div 2,5$.

б) коридорные пучки:

$$\Delta p = 0,265 A_2^{2,5} m \text{Re}^n \rho \omega^2 \quad \text{при} \quad A_2 = \frac{S_2/d - 0,8}{S_1/d - 1} \leq 1, \quad (1.65)$$

где S_1 — шаг трубок поперек потока, S_2 — шаг вдоль потока;

$$\Delta p = 0,625 A_2^2 m \text{Re}^n \rho \omega^2 \quad \text{при} \quad A_2 > 1. \quad (1.66)$$

Показатель n определяется выражениями:

$$n = 0,88 \left(\frac{S_2/d - 1}{S_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad \left(\frac{S_2}{d} \geq 1,24 \right); \quad (1.67)$$

$$n = 0,88 \left(\frac{S_2/d}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{S_2/d - 1}{S_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 \quad \left(\frac{S_2}{d} < 1,24 \right). \quad (1.68)$$

Формулы (1.65), (1.66) применимы при $\text{Re} = 6000 \div 60\,000$ и $A_2 = 0,2 \div 6,5$. Коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве прямотрубных теплообменников с оребренными трубами вычисляются по следующим зависимостям. При $\text{Re} = 10^2 \div 2,3 \cdot 10^4$

$$J = 0,395 \text{Re}^{0,477} \quad (B = d); \quad (1.69)$$

$$J = 0,19 \text{Re}^{0,511} \quad (B = 0,2d). \quad (1.70)$$

При $\text{Re} = 2,3 \cdot 10^4 \div 10^6$

$$J = 0,111 \text{Re}^{0,658} \quad (B = d); \quad (1.71)$$

$$J = 0,0614 \text{Re}^{0,67} \quad (B = 0,2d). \quad (1.72)$$

Здесь

$$J = \frac{\alpha d_s}{\lambda} \left(\frac{\lambda}{\text{cm}} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14}, \quad (1.73)$$

где μ_w — динамическая вязкость при температуре стенки; B — шаг перегородок; d — внутренний диаметр кожуха; d_s — эквивалентный диаметр межтрубного пространства.

Витые гладкотрубные теплообменники. Коэффициенты теплоотдачи в сопротивлении внутри витой трубы при кривизне змеевиков $d/D < 0,0123$ определяются по формулам для прямых труб. Здесь D — средний диаметр навитки.

При $d/D > 0,0123$ в области $\text{Re} = 10^2 \div \text{Re}_{кр}$

$$\text{Nu} = 3,65 + 0,08 \left[1 + 0,8 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,9} \right] \text{Re}^{[0,5 + 0,2903 (d/D)^{0,194}]} \text{Pr}^{0,33}, \quad (1.74)$$

$$\lambda = \left[1 + 0,14 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,97} \text{Re}^{[1 - 0,644 (d/D)^{0,3121}]} \right] \frac{64}{\text{Re}}; \quad (1.75)$$

в области $\text{Re} = \text{Re}_{кр} \div 2,2 \cdot 10^4$

$$\text{Nu} = 0,023 \left[1 + 14,8 \left(1 + \frac{d}{D} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^{0,33} \right] \text{Re}^{[0,8 - 0,22 (d/D)^{0,1}]} \text{Pr}^{0,33}, \quad (1.76)$$

$$\lambda = \left[1 + \frac{2,88 \cdot 10^4}{\text{Re}} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,62} \right] \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}; \quad (1.77)$$

в области $\text{Re} = 2,2 \cdot 10^4 \div 1,5 \cdot 10^5$

$$\text{Nu} = 0,023 \left[1 + 3,6 \left(1 - \frac{d}{D} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^{0,8} \right] \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,35}, \quad (1.78)$$

$$\lambda = \left[1 + 0,0823 \left(1 + \frac{d}{D} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^{0,51} \right] \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (1.79)$$

Зависимости (1.74) — (1.79) получены для труб с $d = 0,6 \div 7,0$ мм [76]. Следует отметить, что в змеевиках имеет место более поздний переход от ламинарного течения к турбулентному,

$$\text{Re}_{кр} = 2300 \left[1 + 8,6 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,45} \right]. \quad (1.80)$$

Применяются также зависимости: для ламинарного режима

$$\text{Nu} = 0,595 \text{Re}^{0,2} (\text{GrPr})^{0,1}, \quad (1.81)$$

для турбулентного режима

$$\text{Nu} = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{d}{D} \right) \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}. \quad (1.82)$$

Интенсивность теплоотдачи в межтрубном пространстве существенно зависит от взаимного расположения труб, учитываемого безразмерными параметрами $\sigma_1 = S_1/d$ и $\sigma_2 = S_2/d$, где S_1 и S_2 — поперечный и продольный шаг.

Различают следующие виды навитки: плотную ($\sigma_1 > 1$; $\sigma_2 = 1$); разреженную ($\sigma_1 > 1$; $\sigma_2 > 1$); шаговую ($\sigma_1 = 1$; $\sigma_2 > 1$).

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве определяется по формулам вида

$$Nu = ARe^n; \quad (1.83)$$

сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta p = mcRe^{-k}\rho\omega^2. \quad (1.84)$$

Значения коэффициентов A , n , c и k для теплообменников с различным взаимным расположением труб приведены в табл. 1.1 [50, 59].

Таблица 1.1

Коэффициент в уравнениях (1.83), (1.84)

Вид навивки	Относительный шаг навивки		Число Re	Значение коэффициентов			
	σ_1	σ_2		A	n	c	k
Плотная	1,1	1,0	Более 10 000	0,0192	0,858	0,53	0,122
	1,15	1,0	2000—10 000	0,0185	0,95	8,1	0,21
	1,2	1,2	1000—26 000	0,083	0,85	5,6	0,1
Разреженная	1,1	1,2	1000—8000	0,083	0,85	33,8	0,21
	1,15	1,3	1500—4000	0,083	0,85	6,4	0,1
	1,0	1,2	800—44 000	0,009	1,10	19,4	0,1
Шаговая	1,0	1,4	1000—8000	0,100	0,88	19,2	0,1
	1,0	1,6	1000—7000	0,100	0,88	17,1	0,1
	1,0	1,8	1000—7000	0,195	0,80	13,7	0,1

Витые теплообменники из оребренных труб. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления трения при течения внутри труб определяются по формулам для витых гладкотрубных теплообменников.

Для межтрубного пространства теплообменников с проволочным оребрением можно рекомендовать формулы

$$St = 0,168Re^{-0,3}Pr^{-0,67}; \quad (1.85)$$

$$\lambda = 50,4Re^{-0,64} \quad (Re = 20 + 100); \quad (1.86)$$

$$\lambda = 10,6Re^{-0,3} \quad (Re > 100); \quad (1.87)$$

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho\omega^2}{2} \frac{F}{F_{c.o.}}; \quad (1.88)$$

F — наружная поверхность оребренных труб.

В формулах используется скорость в среднем сечении свободного объема $F_{c.o.}$ и эквивалентный диаметр межтрубного пространства d_3 :

$$F_{c.o.} = V_{c.o.}/H; \quad (1.89)$$

$$d_3 = \frac{4V_{c.o.}}{F}, \quad (1.90)$$

где $V_{c.o.} = V_{\text{внм}} - (V_{\text{тр}} + V_{\text{пр}})$; $V_{\text{внм}} = \frac{\pi}{4}(d_n^2 - d_c^2)H$; $V_{\text{тр}}$ — объем труб; $V_{\text{пр}}$ — объем проволоки; d_n — наружный диаметр навивки; d_c — диаметр сердечника; H — высота навивки.

У теплообменников с низкими накатанными ребрами коэффициенты теплоотдачи и сопротивления трения зависят от характера навивки. При плотной навивке (соседние слои смещены на половину диаметра)

$$St = \frac{0,0566}{Re^{0,136}}. \quad (1.91)$$

Геометрическим размером является эквивалентный диаметр проходного сечения между ребрами

$$d_3 = 4f/u, \quad (1.92)$$

где f — площадь проходного сечения между ребрами; u — периметр площади. Скорость потока находится по площади прохода газа в межтрубном пространстве, определяемой как

$$F = 2\pi l D_{cp} \delta_l, \quad (1.93)$$

где l — число слоев навивки; D_{cp} — средний диаметр навивки; $\delta_l = f/S$ — площадь проходного сечения, приходящаяся на единицу длины оребренной трубки; S — шаг ребер.

Коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = \frac{275m}{Re^{0,731}}, \quad (1.94)$$

где m — число витков в направлении движения потока.

При свободной навивке (аналогично гладкотрубным аппаратам)

$$Nu = 0,0263Re^{0,89}. \quad (1.95)$$

Скорость потока определяется по среднееобъемному сечению

$$F_{c.o.} = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_c^2) \left(1 - \frac{\pi}{4S_1S_2} \left[d_n^2 + (d_p^2 - d_n^2) \frac{\delta_p}{S} \right] \right), \quad (1.96)$$

где d_n — наружный диаметр труб; d_c — диаметр сердечника; d_p — диаметр ребра; S_1, S_2 — поперечный и продольный шаг труб; δ_p — толщина ребра; S — шаг оребрения; геометрическим размером служит d_n .

Коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = \frac{20\pi}{Re^{0,27}}; \quad (1.97)$$

потери давления

$$\Delta p = \lambda\rho\omega^2/2. \quad (1.98)$$

Теплообменники из спаянных труб. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления вычисляются по формулам для течения внутри труб.

Теплообменники типа «труба в трубе». Коэффициент теплоотдачи в кольцевом пространстве между гладкими трубками определяется по уравнению

$$Nu = 0,015Re^{0,8}Pr^{0,4} (D/d_n)^{0,25}, \quad (1.99)$$

где $d_o = D - d_n$; D — внутренний диаметр наружной трубки; d_n — наружный диаметр внутренней трубки.

Если внутренняя трубка оребрена, то вместо (1.99) используется выражение

$$St = \frac{0,034}{Re^{0,23}Pr^{0,67}}, \quad (1.100)$$

где $d_n = D - D_p$; D_p — диаметр ребер.

Уравнение (1.100) применимо при $Re=2000-40\ 000$.
Коэффициент сопротивления кольцевого пространства

$$\lambda = \frac{1,25}{Re^{0,34}} \quad (1.101)$$

1.4. Оптимизация трубчатых витых теплообменников

Витые теплообменники принадлежат к основным элементам воздухооразделительных установок высокого и среднего давления. Доля их в капитальных вложениях в блоки разделения составляет 10—15%. Вопросы оптимизации трубчатых витых теплообменников рассмотрены в работах [16, 44].

При фиксированных параметрах потоков, входящих в аппараты и выходящих из них, оптимизация двухпоточных теплообменников сводится к минимизации капитальных вложений (в рублях) [44]

$$K_{\text{то}} = T_3 + C_{\tau} + C_c + C_{\text{пр}} + C_{\text{ост}} = C_{\text{и}} + C_{\text{ост}}, \quad (1.102)$$

где T_3 — трудозатраты на навивку труб, включающие в себя трудозатраты на испытание и стыковку труб в процессе навивки, установку сердечника и снятие его после навивки, собственно навивку змеевика и поставку прокладок после каждого слоя; C_{τ} — стоимость материала трубок; C_c — стоимость материала сердечника; $C_{\text{пр}}$ — стоимость материала прокладок; $C_{\text{ост}}$ — стоимость материала и трудозатраты на изготовление кожуха, коллекторов, крышек, решеток и т. д.; $C_{\text{и}}$ — стоимость материала и трудозатраты на изготовление навивки.

Величина $C_{\text{ост}}$ составляет 20—30% $K_{\text{то}}$ и зависит в основном от принятой конструкции. Величина $C_{\text{и}}$ составляет 70—80% $K_{\text{то}}$ и существенно зависит от выбранных конструктивных параметров теплообменного аппарата. Поэтому вместо минимизации $K_{\text{то}}$ осуществляют минимизацию $C_{\text{и}}$.

Оптимизация сводится к сравнению вариантов теплообменников для всех возможных наборов независимых переменных по каждому из типов навивки и к выбору варианта аппарата, характеризующегося наименьшим показателем оптимальности. Алгоритм позволяет рассчитывать теплообменники из оребренных и гладких труб трех типов навивки: плотной, шаговой и разреженной.

Независимыми переменными, оптимальные значения которых находятся в результате расчета, являются:

1. При навивке оребренных труб — D_c , z , N_p , где D_c — наружный диаметр сердечника; z — число слоев навивки; N_p — номер типа оребренной трубы, по которому выбираются все ее параметры.

2. При плотной навивке гладких труб — D_c , z , d_n и δ , где d_n — наружный диаметр трубок; δ — толщина прокладки.

3. При разреженной навивке гладких труб — D_c , z , d_n . N

где N_o — номер комплекса относительных осевого и диаметрального шагов навивки, выбираемых из таблицы.

4. При шаговой навивке гладких труб — D_c , z , d_n , σ_2 , где σ_2 — относительный осевой шаг навивки.

Тепловой расчет аппаратов, состоящих из нескольких зон, производится для каждой зоны в отдельности и заключается в определении поверхности теплообмена при известных тепловом потоке Q , температурном напоре Δt и коэффициенте теплопередачи k . Коэффициенты теплоотдачи в зонах рассчитываются по формулам § 1.3 при средней температуре потоков.

Гидравлический расчет производится для каждой зоны в отдельности и состоит из определения гидравлических сопротивлений в трубном Δp_{τ} и межтрубном $\Delta p_{\text{ж}}$ пространстве. Значения Δp_{τ} и $\Delta p_{\text{ж}}$ рассчитываются по формулам § 1.3.

В табл. 1.2 приведены результаты расчета основного теплообменника воздухооразделительной установки типа АжКЖКААрж-2.

Таблица 1.2

Результаты оптимизации двухпоточного теплообменника

Величина	Результаты расчета	
	варианта, оптимального по $K_{\text{то}}$	проектного варианта без оптимизации
Наружный диаметр трубки, м	0,01	0,01
Внутренний диаметр трубки, м	0,007	0,007
Относительный шаг навивки диаметральный осевой	1,2	1,2
	1,2	1,05
Площадь поверхности теплообмена, м ²	204,9	300,8
Высота навивки, м	1,8	2,32
Масса аппарата, кг	2797	4056
Капитальные вложения, руб.	3687	5449

Исходные данные: массовый расход потока в трубном пространстве 1,09 кг/с, в межтрубном пространстве 1,82 кг/с; средний интегральный напор в теплообменнике 9,74 К; тепловой поток 320 кВт.

В воздухооразделительных установках с жидкостными насосами для рекуперации холода обратных потоков высокого и низкого давления обычно применяются витые трехпоточные теплообменники типа «труба в трубе». В работе [16] приведен алгоритм оптимизационного расчета трехпоточных теплообменников со следующей схемой движения потоков: в кольцевой зазор направляется охлаждаемый поток сжатого газа (обычно воздух высокого давления); по трубам меньшего диаметра проходит сжатый в жидкостном насосе обратный поток высокого давления; в межтрубном пространстве подогревается обратный поток низкого давления.

Поскольку в воздуходелительных установках некоторые потоки отбираются или вводятся по высоте аппарата, то теплообменник состоит из нескольких (обычно не более трех) зон, т. е. участков с постоянным массовым расходом всех потоков.

Исходными данными для вычислений являются: массовый расход G потоков во всех зонах; температуры обратных потоков T_{1x} и T_{2x} на холодном конце теплообменника; температуры потоков T_{0T} , T_{1T} и T_{2T} на теплом конце и на боковых вводе и выводе; допустимые потери давления Δp по каждому потоку; потери Q в окружающую среду; наружный и внутренний диаметры труб $d_{1н}$, $d_{2н}$ и $d_{1вн}$, $d_{2вн}$; признак вида навивки (плотная, разреженная, шаговая, оребренная проволокой); вариант толщины прокладок δ ; допустимые длина труб \bar{L} и высота навивки \bar{H} ; диаметр трубы кольцевого коллектора $d_{кол}$; диаметр сердечника D_c . Также задается допуск E_1 на температуры обратных потоков на теплом конце теплообменника, т. е. точность, с которой должно быть выдержано предлагаемое в исходных данных распределение температур на теплом конце теплообменника.

Из уравнения энергетического баланса аппарата определяется энтальпия прямого потока на холодном конце аппарата,

$$\sum_{i=1}^n G_{вх} i h_{вх} i - \sum_{i=1}^k G_{вых} i h_{вых} i + Q = 0, \quad (1.103)$$

где k — число выводов; n — число вводов; индексами «вх» и «вых» помечены входящие и выходящие потоки.

Температура прямого потока T_{0x} на холодном конце аппарата определяется по энтальпии h_{0x} в этом сечении и сравнивается с температурами T_{1x} и T_{2x} . Если $T_{0x} > T_{1x}$ и $T_{0x} > T_{2x}$, то расчет продолжается. Если $T_{0x} \leq T_{1x}$ и $T_{0x} \leq T_{2x}$, то проверяется наличие в исходных данных указания об увеличении массового расхода прямого потока. При наличии такого указания расход G_0 увеличивается с заданным шагом ΔG до выполнения неравенств $T_{0x} > T_{1x}$ и $T_{0x} > T_{2x}$. Отрицательные температурные напоры возможны не только на холодном конце, но и в промежуточных сечениях. Обычно в теплообменниках воздуходелительных установок с детандерами минимальные температурные напоры возникают в нижней части теплообменника, где прямой поток относительно мал.

Проверка достаточности массового расхода осуществляется по формуле

$$G_1 (h_1^T - h_{1x}) + G_2 (h_2^T - h_{2x}) - G_0 (h_0^T - h_{0x}) \geq \epsilon, \quad (1.104)$$

где G_1 и G_2 — массовые расходы обратных потоков; h_0^T , h_1^T , h_2^T — энтальпии прямого и обратных потоков в сечении с температурой T ; h_{0x} , h_{1x} , h_{2x} — энтальпии потоков на холодном конце; ϵ — малое положительное число. Выполнение этого не-

равенства проверяется последовательно по сечениям, начиная с температуры T_{0x} .

При нарушении неравенства необходимо увеличить расход прямого потока. При выполнении неравенства можно переходить к конструированию аппарата и расчету теплообмена. Конструирование аппарата заключается в определении конструктивных переменных: диаметров труб и сердечника, числа слоев навивки и толщины прокладки, а также вида навивки.

Расчет энтальпий, температур и температурных напоров в зонах выполняется последовательно, по участкам. Расчет ведется от холодного конца теплообменника, так как в этом сечении известны все температуры. Формулы для определения изменений энтальпий на участках получены в работе [82]:

$$\Delta h_2^N = \frac{G_0 \Delta h_0^N}{G_2 \left(1 + \frac{k_{01} d_{1н} \Delta t_{01}}{k_{02} d_{2н} \Delta t_{02}} \right)}; \quad (1.105)$$

$$\Delta h_1^N = \frac{G_0 \Delta h_0^N - G_2 \Delta h_2^N + \Delta Q_N}{G_1}, \quad (1.106)$$

где Δh_0^N , Δh_1^N , Δh_2^N — изменения энтальпий прямого, межтрубного и обратного трубного потоков на участке N соответственно; k_{01} и k_{02} — коэффициенты теплопередачи от прямого к межтрубному и обратному потокам; Δt_{01} и Δt_{02} — соответствующие температурные напоры в начале участка.

Энтальпии потоков в конце участка находятся по формулам:

$$\begin{aligned} h_0^N &= h_0^{N-1} + \Delta h_0^N; \\ h_1^N &= h_1^{N-1} + \Delta h_1^N; \\ h_2^N &= h_2^{N-1} + \Delta h_2^N, \end{aligned} \quad (1.107)$$

где h_0^{N-1} , h_1^{N-1} и h_2^{N-1} — энтальпии потоков в конце предыдущего участка.

Потери на участке определяются уравнением

$$\Delta Q_N = Q \frac{h_1^N - h_{1x}}{h_{1T} - h_{1x}} \left(2 - \frac{h_1^N - h_{1x}}{h_{1T} - h_{1x}} \right) - Q \frac{h_1^{N-1} - h_{1x}}{h_{1T} - h_{1x}} \left(2 - \frac{h_1^{N-1} - h_{1x}}{h_{1T} - h_{1x}} \right), \quad (1.108)$$

где h_{1T} — энтальпия межтрубного потока на теплом конце теплообменника.

Формула (1.108) получена в результате предположения, что толщина изоляции постоянна, распределение температур по длине кожуха теплообменника линейно, а температура на теплом конце теплообменника близка к температуре окружающей среды. По энтальпиям определяются соответствующие темпе-

ратуры. Площади поверхностей теплообмена на участке определяются по формулам:

$$F_{01} = \frac{G_1 \Delta h_1^N - \Delta Q_N}{k_{01} \Delta t_{01}}; \quad (1.109)$$

$$F_{02} = \frac{G_2 \Delta h_2}{k_{02} \Delta t_{02}}. \quad (1.110)$$

Расчет участков продолжается последовательно до окончания каждой зоны и приводит к теплomu концу теплообменника. Коэффициенты теплоотдачи определяются при средних температурах потоков в зонах. Полная площадь поверхности теплообменника определяется как

$$F_{01} = \Sigma F_{01}^N; \quad F_{02} = \Sigma F_{02}^N. \quad (1.111)$$

Расчет гидравлических сопротивлений труб Δp_0 и кольцевых зазоров Δp_2 выполняется по формулам § 1.3. Для вычисления сопротивления межтрубного пространства используется зависимость (1.84). Расчет сопротивлений выполняется по зонам и для аппарата в целом. Если сопротивления превышают допустимые, то выполняются следующие операции:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta p_0 > \overline{\Delta p_0} \\ \Delta p_2 > \overline{\Delta p_2} \end{array} \right\} -$$

увеличить число труб и выполнить пересчет, начиная с теплового расчета;

$\Delta p_1 > \overline{\Delta p_1}$ — увеличить толщину прокладки, число слоев, диаметры $d_{1в}$ и D_c и выполнить пересчет, начиная с теплового расчета; здесь 0, 1 и 2 — индексы прямого, обратного и межтрубного потоков.

Далее выполняется экономический расчет варианта. Расчет построен таким образом, что сопоставляемые варианты имеют практически равные сопротивления, поэтому в качестве целевой функции, подлежащей оптимизации, могут быть использованы капитальные вложения K_{70} , площадь поверхности теплообмена F_{01} или F_{02} , масса навивки M_n , высота навивки H . После вычисления целевой функции данного варианта выполняется расчет следующего варианта, отличающегося набором исходных данных. Из всех перебранных вариантов запоминается тот, в котором целевая функция минимальна. Свойства воздуха и его компонентов рассчитываются по уравнениям состояния реальных газов.

Ниже приведены результаты расчета основного теплообменника воздухоразделительной установки К-0,15.

Исходные данные для выбора теплофизических свойств: прямой поток — воздух с давлением p_0 , равным 4,5 МПа; обратный трубный поток — кислород с давлением p_1 , равным

10,0 МПа; обратный межтрубный поток — азот с давлением p_2 , равным 0,125 МПа.

Исходные данные для расчета теплообменника: массовые расходы: прямого потока $G_0=0,3222$ кг/с; обратного трубного $G_1=0,0675$ кг/с; обратного межтрубного $G_2=0,252$ кг/с; температуры потоков на входе в аппарат: прямого потока $T_{0в} = -283$ К; обратного трубного $T_{1х} = 87,6$ К; обратного межтрубного $T_{2х} = 92,4$ К; температуры потоков на выходе из аппарата: обратного трубного потока $T_{1г} = 281$ К; обратного межтрубного $T_{2г} = 275$ К; температура прямого потока, отводимого на детандер, $T_0 = 175$ К; расход прямого потока, отводимого на детандер, $\Delta G_0 = 0,1832$ кг/с; трубки: наружная — медная 10×1 мм; внутренняя — медная 5×1 мм; относительный диаметральный шаг навивки 1,1; относительный осевой шаг навивки 1,05; число слоев навивки z — от 5 до 10.

Результаты расчета сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Результаты оптимизации трехпоточного теплообменника

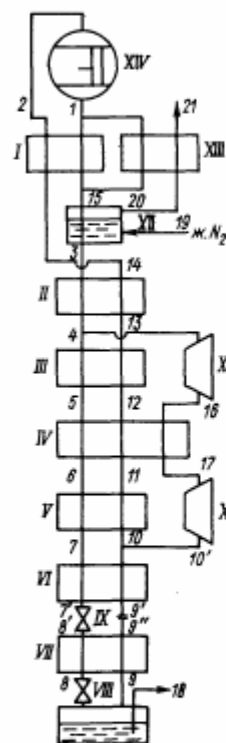
Величина	Результаты расчета	
	варианта, оптимального по K_{70}	проектного варианта без оптимизации
Диаметр сердечника, м	0,290	0,219
Число слоев навивки	5	8
Число труб	28	34
Площадь поверхности теплообмена внешних труб, м ²	12,3	15,0
Высота навивки, м	1,5	1,3
Масса аппарата, кг	400	467
Капитальные вложения, руб.	467	577
Норма времени на навивку труб, чел-мин	2630	3255

1.5. Расчет квазистационарных режимов работы систем теплообменных аппаратов криогенных установок

При автоматизированном проектировании криогенных гелиевых установок (КГУ) появляется необходимость исследовать влияние отдельных элементов схемы и условий работы установки на ее рабочие характеристики и, следовательно, ставится задача математического моделирования установки.

В процессе работы криогенная система испытывает влияние окружающей среды и охлаждаемого объекта, которые могут меняться во времени. Вследствие этого реальные режимы криогенной системы существенно отличаются от основного расчетного режима. При эксплуатации КГУ время переходного режима, как правило, значительно меньше времени охлаждения объекта, поэтому работу КГУ можно рассматривать как последовательность квазистационарных режимов.

Опыт математического моделирования показывает, что постановка такой задачи требует создания комплекса взаимосвязанных математических моделей и алгоритмов, который должен в себя включать: 1) модели отдельных элементов установки, наиболее полно учитывающие характерные для данного элемента факторы; 2) математическую модель всей установки, связывающую отдельные элементы;



3) алгоритмы решения конкретных математических задач, возникающих при моделировании установки. Такая структура комплекса математических моделей позволяет наиболее эффективно использовать возможности ЭВМ и в то же время успешно решить поставленную задачу.

Поскольку основными элементами КГУ (рис. 1.3) являются двух- и трехпоточные теплообменники, задача расчета квазистационарного режима сводится, по существу, к моделированию системы теплообменных аппаратов.

Ниже описаны основные принципы построения и работы программы, предназначенной для расчета квазистационарных режимов работы (КРР) КГУ с турбодетандерами, реализованной в виде комплекса процедур на языке ПЛ/1. Используются некоторые положения, сформулированные Г. М. Островским и Ю. М. Волным — разработчиками программы расчета и оптимизации сложных химико-технологических систем.

Рис. 1.3. Схема криогенной тепловоз установки
I-VII — гелиевые теплообменники; VIII, IX — дроссели; X, XI — турбодетандеры; XII — азотная ванна; XIII — азотно-гелиевый теплообменник; XIV — компрессор

Задача расчета КРР КГУ может быть сформулирована в виде [12]

$$\min f(x),$$

$$g_j(x) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p; \quad (1.112)$$

$$a_i \leq x_i \leq b_i, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где x — вектор независимых переменных размерности n ;

$g_j(x)$ — ограничения типа равенств; a_i, b_i — двусторонние ограничения на переменные.

Таким образом, для расчета квазистационарного режима сложной схемы необходим комплекс алгоритмов, позволяющих при заданных входных параметрах системы рассчитать выходные величины. Если элементами системы являются теплообменные аппараты, описываемые обыкновенными дифференциальными уравнениями, вектор выходных величин может быть получен численным или аналитическим решением задач, сформулированных в § 1.1.

Условная минимизация функции (1.112) представляет собой итерационный процесс, в котором необходим многократный расчет элементов системы. Поэтому целесообразно применить комплексный подход, использующий численные решения для определения среднеинтегральных характеристик теплообменников и аналитические решения на каждой итерации.

Программу решения сформулированной задачи целесообразно построить по модульному принципу, т. е. составить из набора специальных процедур, моделирующих отдельные элементы КГУ, и математических процедур. Последние предназначены для решения нелинейных алгебраических уравнений, интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений, безусловной минимизации функций многих переменных и др.

Специальные процедуры (модули) следует выполнять таким образом, чтобы их работа не зависела от источников информации и назначения результатов вычислений. При таком подходе процедура, моделирующая установку в целом, представляет собой организующую программу, выполняющую логические функции и обеспечивающую взаимосвязанную работу модулей. Описанная организация процедур обеспечивает гибкость программы, облегчает внесение в нее изменений, позволяет расширять ее функции и легко моделировать КГУ с различными технологическими схемами.

Каждый из элементов системы можно описать операторным уравнением

$$V_i = \Phi_i(A_i, C_i), \quad (1.113)$$

где A_i, V_i, C_i — векторы входных, выходных и управляющих переменных в i -м модуле.

В соответствии с этим операторы процедур имеют вид NAME:PROCEDURE (A, B, C), где A, C, B — массивы входных, управляющих и выходных переменных. Входные и выходные переменные представляют собой расходы потоков, температуры, давления, удельные теплоемкости и другие величины, а управляющие переменные — коэффициенты теплопередачи, площади поверхностей теплообмена, степени расширения газа в турбодетандерах и т. п.

Модули выполняются таким образом, чтобы максимально повысить их быстроту действия и упростить реализацию процедуры,

моделирующей установку в целом. Так, в процедурах расчета двух- и трехпоточных теплообменников массивы выходных параметров без всяких преобразований используются в качестве управляющих параметров процедур их моделирования. В последних массивы входных (A) и выходных (B) величины организованы таким образом, что выходной массив предыдущего теплообменника (1) передается на вход следующего (2) как $A2=B1$.

В основу математических моделей двухпоточных теплообменных аппаратов положены системы нелинейных дифференциальных уравнений вида (1.5). В результате численного интегрирования систем определяются поля температур по длине аппаратов, а также средние интегральные коэффициенты теплопередачи и теплоемкости потоков.

При заданной площади поверхности теплообмена

$$\bar{k} = \frac{1}{F} \int_0^F k dF, \quad (1.114)$$

$$\bar{c}_p = \frac{1}{F} \int_0^F c_p dF. \quad (1.115)$$

Поскольку в витых теплообменных аппаратах не реализуется «чистый» противоток, для которого справедлива зависимость (1.19), определяется также приведенная площадь поверхности \bar{F} , используемая при моделировании системы. Расчет F выполняется по формуле

$$\bar{F} = \frac{NTU \omega_{\min}}{\bar{k}}, \quad (1.116)$$

где

$$NTU = \frac{\ln(1-\varepsilon) - \ln\left(1 - \varepsilon \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}}\right)}{\frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} - 1}; \quad (1.117)$$

$$\varepsilon = \frac{\omega_1(t_1 F - t_1 a)}{\omega_{\min}(t_2 F - t_1 a)}. \quad (1.118)$$

Ввиду необходимости накопления результатов интегрирования в узлах с шагом Δl для вычисления средних величин (1.114), (1.115) интегрирование уравнений выполняется методом Адамса. Расчет теплофизических свойств и коэффициентов теплопередачи выполняется на каждом шаге интегрирования. Коэффициенты теплопередачи вычисляются по зависимостям § 1.3.

Алгоритм расчета двухпоточных теплообменников приведен на рис. 1.4.

В алгоритме моделирования двухпоточных теплообменников использована аналитическая связь числа единиц переноса тепла с эффективностью аппарата. В зависимости от исходных данных предусмотрены следующие варианты:

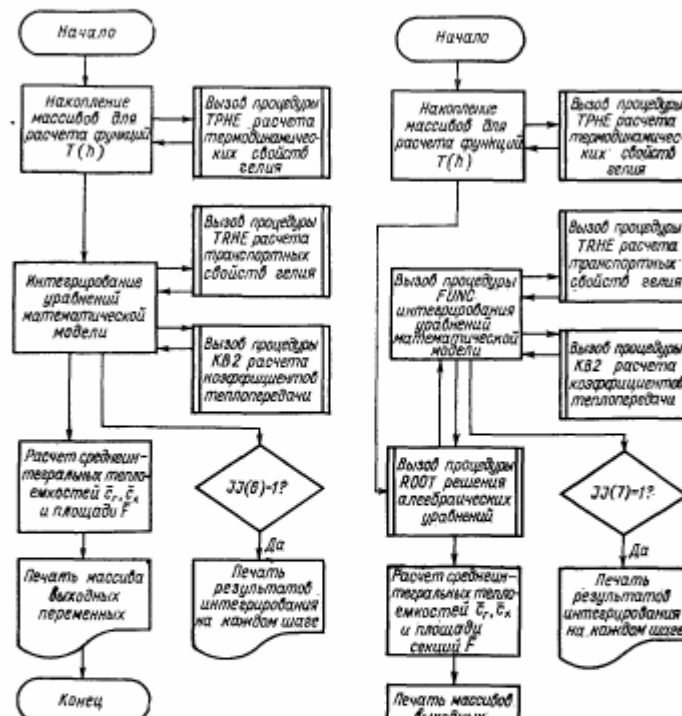


Рис. 1.4. Алгоритм расчета двухпоточных теплообменников

Рис. 1.5. Алгоритм расчета трехпоточных теплообменников

1) известны температуры потоков на холодном конце теплообменника t_{x1} и t_{x2} ; в этом случае на теплом конце

$$t_{r1} = \frac{\omega_r t_{r2} - \omega_{\min} t_{x1}}{\omega_r - \omega_{\min}}; \quad (1.119)$$

$$t_{x2} = \frac{\varepsilon w_{\min}(t_{r1} - t_{x2}) + w_x t_{x1}}{w_x}; \quad (1.120)$$

2) известны температуры потоков на теплом конце аппарата t_{r1} , t_{x2} ; тогда

$$t_{x1} = \frac{\varepsilon w_{\min} t_{r1} - w_x t_{x2}}{\varepsilon w_{\min} - w_x}; \quad (1.121)$$

$$t_{r2} = \frac{w_r t_{r1} - w_{\min}(t_{r1} - t_{x1})}{w_r}; \quad (1.122)$$

3) известны температуры входящих потоков t_{r1} и t_{x1} ; тогда

$$t_{x2} = t_{x1} + \frac{\varepsilon w_{\min}(t_{r1} - t_{x1})}{w_x}; \quad (1.123)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \frac{\varepsilon w_{\min}(t_{r1} - t_{x1})}{w_r}. \quad (1.124)$$

Для расчета величин ε и w , входящих в выражения (1.119)–(1.124), используются среднеинтегральные величины \bar{c}_p , \bar{k} , а также приведенная площадь поверхности \bar{F} , определенные ранее.

Вычисления показали, что использование приведенной площади поверхности \bar{F} вместо действительной F в выражении (1.119) позволяет распространить аналитическое решение на случай переменных величин k , c_p и витых теплообменных аппаратов.

Задачу моделирования трехпоточных теплообменников в нелинейной постановке можно решить аналогично задаче моделирования двухпоточных аппаратов. При постоянных коэффициентах теплопередачи и теплоемкостях потоков можно воспользоваться соотношением между ε и NTU, определив доли обратного потока G_2' и G_2'' , взаимодействующие с двумя прямыми.

Алгоритмы моделирования теплообменников типа *в* (рис. 1.2), применяемых в КГУ, реализованы следующим образом. В первом алгоритме интегрируется система уравнений (1.25) с граничными условиями $h_1(0) = h_1^0$, $h_3(0) = h_3^0$, $h_2'(0) = -h_2''(0) = h_2^0$, т. е. от холодного конца аппарата к тепловому. Так как на теплом конце аппарата энтальпии $h_2'(F)$ и $h_2''(F)$ должны совпадать, для определения долей обратного потока G_2' , G_2'' решается уравнение $t_2'(F) - t_2''(F) = 0$, преобразованное к виду

$$AG_2' = t_2'(F) - t_2''(F) + AG_2'', \quad (1.125)$$

где A — постоянный коэффициент.

Применение метода Вегстейна позволило при $\varepsilon = 10^{-4}$ находить величины G_2' , G_2'' , обеспечивающие разность $t_2'(F) - t_2''(F)$,

меньшую 0,5 К, за 3–4 итерации. В качестве начального приближения к G_2' используется

$$G_2' = \frac{G_1 G_2}{G_1 + G_2}. \quad (1.126)$$

В результате определяются поля температур по длине аппарата, средние интегральные коэффициенты теплопередачи и теплоемкости потоков, а также приведенные площади поверхностей дроссельной и детандерной секций.

При непосредственном расчете КРР КГУ используется второй алгоритм, в котором моделирование трехпоточного теплообменника осуществляется на основе минимизации функции

$$F(G_2') = |t_2'(F) - t_2''(F)| \quad (1.127)$$

и использования зависимостей (1.119)–(1.124).

Выражение (1.127) подразумевает близость или совпадение температур долей холодного потока на выходе из аппарата (входе в аппарат). Величины $t_2'(F)$, $t_2''(F)$ определяются по выражениям (1.119)–(1.124), т. е. трехпоточный теплообменник приводится к двум двухпоточным. Для минимизации функции (1.127) применяется оптимальный одномерный поиск, использующий числа Фибоначчи.

Алгоритм расчета трехпоточных теплообменников приведен на рис. 1.5.

Расчетные характеристики теплообменников установки типа КГУ-250 (см. рис. 1.3) в одном из экспериментальных рефрижераторных режимов приведены в табл. 1.4. На рис. 1.6 показаны кривые, полученные в результате интегрирования систем (1.5), (1.25), иллюстрирующие характер изменения температур и коэффициентов теплопередачи по длине теплообменников IV, VI, VII. Нелинейный профиль коэффициента теплопередачи,

Таблица 1.4

Расчетные характеристики теплообменников					
Теплообменник по рис. 1.3	R_2' , Вт	R_2'' , Вт	k , кВт/(м ² ·К)	c_p , кДж/(кг·К)	c_p , кДж/(кг·К)
I	14,780	14,832	0,626	5,200	5,194
II	5,326	5,238	0,783	5,243	5,197
III	1,051	1,053	0,843	5,293	5,202
IV:					
дроссельная секция	2,272	1,912	0,740	5,527	5,227
детандерная секция	7,296	6,441	0,593	5,386	5,227
V	1,297	1,292	0,904	6,581	5,395
VI	0,786	1,430	1,673	5,796	5,582
VII	0,511	2,966	1,735	10,350	7,720

имеющий экстремум в области весьма низких температур, подчеркивает целесообразность описанного выше подхода.

Приведенные алгоритмы обеспечивают адекватное математическое описание двух- и трехпоточных теплообменных аппаратов КГУ и позволяют решить практически все задачи их расчета и моделирования.

Переход от моделирования отдельных аппаратов к моделированию сложной системы вызывает рост сложности и размерности задачи, которая характеризуется большим числом урав-

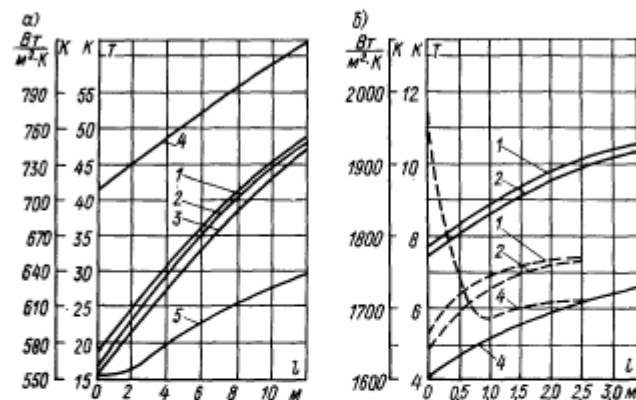


Рис. 1.6. Расчетные профили температур по длине аппаратов: а — теплообменник IV; б — теплообменники VI (—) и VII (---) и VII (---) 1 — температура прямого потока; 2 — температура обратного потока; 3 — температура детандерного потока; 4, 5 — коэффициенты теплопередачи прямого-обратного и прямого-детандерного потоков

нений и переменных. Учет специфики решаемой задачи моделирования КРР КГУ позволяет существенно уменьшить число переменных, поскольку отдельные аппараты в системе связаны только с последующим и предыдущим элементами системы.

Так как технологическая схема КГУ замкнута и в ней имеются обратные связи, для расчета схемы необходимо выполнить некоторую итерационную процедуру. Чтобы при заданных значениях варьируемых переменных рассчитать схему как последовательность аппаратов, необходимо где-либо в схеме мысленно разорвать обратный поток. Для совпадения результатов расчета разомкнутой схемы с результатами расчета замкнутой необходимо совпадение количественных характеристик разорванных потоков в точках разрыва, которое, по существу, является ограничением типа равенства.

Другими ограничениями типа равенств являются технологические ограничения, характерные для заданной схемы уста-

новки. Естественно, что на варьируемые переменные накладываются двусторонние ограничения, задающие их область определения.

Следовательно, задача моделирования КРР КГУ приводится к виду (1.112), т. е. задаче нелинейного программирования с ограничениями типа равенств.

Рассмотрим схему установки, показанную на рис. 1.3. В рефрижераторном режиме без предварительного азотного охлаждения весь прямой поток направляется в гелиевые теплообменники. Разорвем обратный поток в месте, отмеченном двумя волнистыми линиями. Конкретизируем вид выражений, входящих в (1.112):

$$\begin{aligned} f(x) &= q - [h(p_9, T_9) - h(p_8, T_8)] G_8; \\ g_1(x) &: p_{10} - (p_0 + \Delta p) = 0; \\ g_2(x) &: T_9 - T_9' = 0; \\ g_3(x) &: T_5 - T_{10} = 0; \\ g_4(x) &: T_{10} - T_{10}' = 0; \\ &T_1 - \Delta T \leq x_1 \leq T_1; \\ &0 \leq x_2 \leq 1; \quad 0 \leq x_3 \leq 1; \\ &p_{\min} \leq x_4 \leq p_{\max}; \quad 0 \leq x_5 \leq 1. \end{aligned} \quad (1.128)$$

В качестве варьируемых переменных задачи (1.128) выбраны: температура обратного потока на выходе из КГУ $x_1 = T_2$; степени расширения газа в турбодетандерах $x_2 = p_{10}/p_4$, $x_3 = p_{10}'/p_{17}$; давление прямого потока на выходе из компрессора $x_4 = p_1$; отношение давлений в дросселе IX $x_5 = p_8/p_7$.

По существу, задача (1.128) представляет собой расчет квазистационарного режима криогенной системы при заданных холодопроизводительности q , температурном уровне среды T_1 и давлении (температуре) в испарителе $p_9(T_9)$.

В ожижительном режиме работы (см. рис. 1.3) принято $x_1 = G_1'$; $x_2 = T_3 - T_{14}$; $x_3 = G_1 - G_2$;

$$\begin{aligned} f(x) &= G_{ж} - \frac{[h(p_9, T_9) - h(p_8, T_8)] G_8}{h(p_9, T_9) - h(p_{12}, T_{12})}; \\ g_5(x) &: G_{12} - x_6 = 0. \end{aligned} \quad (1.129)$$

Остальные ограничения те же, что в (1.128).

В этом случае рассчитывается режим с заданной выдчей жидкого гелия $G_{ж}$ при известных температуре среды T_1 и температуре прямого потока после азотной ванны T_3 .

С помощью модификации метода штрафных функций задача (1.112) сводится к безусловной минимизации:

$$\min F(x) = [f(x) - f(x^*)]^2 + \sum_{j=1}^n g_j^2(x), \quad (1.130)$$

где $f(x^*)$ — значение функции в точке минимума, в нашем случае близкое к нулю. Для минимизации функции (1.130) применен симплексный поиск, обобщенный Нелдером и Мидом на случай двусторонних ограничений на переменные. В соответствии с этим методом в пространстве переменных строится симплекс, который затем перемещается в направлении минимума; каждая итерация поиска изменяет положение одной из его вершин. Поиск оканчивается при выполнении одного из условий $F(x) \leq \epsilon$, $N \geq N_{\max}$, где ϵ — заданное малое число, N_{\max} — заданное максимальное число итераций.

После решения задачи (1.130) целесообразно провести уточнение среднеинтегральных характеристик (1.114), (1.115) всех теплообменников и решить ее повторно. Таким образом выполняется расчет КРР сложной системы, включающей в себя теплообменные аппараты и другое оборудование, с учетом нелинейностей, т. е. зависимостей характеристик элементов системы от температуры и давления.

Алгоритм расчета КРР КГУ, отражающий организацию процедур, приведен на рис. 1.7.

Таблица 1.5

Результаты расчета ожигительного режима

Элемент по рис. 1.7	$G_{п}^*$, кг/с	$T_{п}^1$, К	$T_{п}^2$, К	$G_{о}^*$, кг/с	$T_{о}^1$, К	$T_{о}^2$, К
I	0,049	291,3	93,3	0,047	83,7	287,6
II	0,052	85,0	49,3	0,047	44,1	83,7
III	0,015	49,3	41,65	0,047	41,63	44,1
IV:						
дрессельная секция	0,015	41,65	23,8	0,010	15,0	41,63
детандерная секция	0,037	42,8	16,5	0,037	15,0	41,63
V	0,015	23,8	10,44	0,047	10,43	15,0
VI	0,015	10,44	10,41	0,011	10,38	10,43
VII	0,015	10,41	5,84	0,011	4,5	10,38
X	0,037	49,3	42,8	—	—	—
XI	0,037	16,5	10,2	—	—	—
XII	0,052	94,3	85,0	0,013	77,2	77,2
XIII	0,003	291,3	110,9	0,013	77,2	284,0

Сформулированный выше подход к задаче расчета КРР КГУ положен в основу комплекса программ, используемого при проектировании новых установок и совершенствовании существующих. В табл. 1.5 в качестве примера приведен результат расчета экспериментального ожигительного режима установки типа КГУ-250. Здесь индексы «п», «о» означают «прямой», «обратный» потоки; 1, 2 — вход в узел, выход из узла. Некоторые программы комплекса приведены в главе 9.

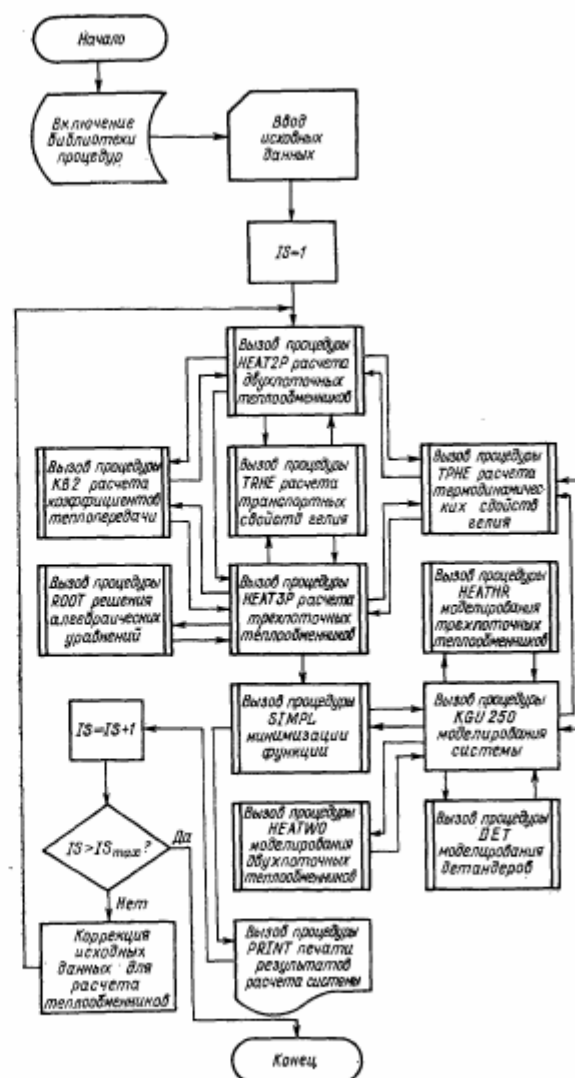


Рис. 1.7. Алгоритм расчета КРР КГУ, отражающий организацию процедур

1.6. Примеры проектного расчета и моделирования теплообменников

Аргонкислородный теплообменник. Исходные данные. Массовый расход воздуха $G_a = 0,0604$ кг/с, кислорода $G_k = 0,0773$ кг/с, аргона $G_a = 0,0294$ кг/с. Давление: воздуха $p_a = 17,5$ МПа, кислорода $p_k = 0,15$ МПа, аргона $p_a = 0,13$ МПа.

Температуры потоков на входе в теплообменник: $T_1 = 278$ К, $T_3 = 90$ К, $T_5 = 94$ К.

Температуры потоков на выходе из теплообменника: $T_2 = 140$ К, $T_4 = 273$ К, $T_6 = 273$ К.

Геометрические характеристики теплообменника: трубки из меди, $d_n = 0,01$ м, $d_w = 0,007$ м.

Наружный диаметр сердечника аргонной секции $D_n = 0,108$ м, кислородной секции $D_n = 0,154$ м.

Число трубок: аргонных $n_a = 3$, кислородных $n_k = 10$.

Число слоев навивки: аргонной секции $z_a = 2$, кислородной секции $z_k = 4$.

Толщина прокладок: основной $\delta_0 = 0,001$ м, крайней $\delta_1 = 0,0005$ м.

Расчетная схема теплообменника приведена на рис. 1.8.

Тепловой поток в кислородной секции

$$Q_k = G_k (h_4 - h_3) = 0,0773 (252,9 - 87,0) = 12,83 \text{ кВт.}$$

Тепловой поток в аргонной секции

$$Q_a = G_a (h_4 - h_3) = 0,0299 (141,6 - 44,2) = 2,86 \text{ кВт.}$$

Расход воздуха, направляемого в кислородную секцию теплообменника,

$$G_{a, k} = G_a \frac{Q_k}{Q_k + Q_a} = 0,0604 \frac{12,83}{12,83 + 2,86} = 0,0495 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расход воздуха, направляемого в аргонную секцию теплообменника,

$$G_{a, a} = G_a - G_{a, k} = 0,0604 - 0,0495 = 0,0109 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расчет аргонной секции теплообменника. 1. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубки. Живое сечение трубного пространства

$$f = n_a \frac{\pi d_n^2}{4} = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 1,154 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Массовая скорость воздуха

$$w = \frac{G_{a, a}}{f} = 94,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

При средней температуре воздуха $T_{cp} = 209$ К и $p_a = 17,5$ МПа динамическая вязкость воздуха $\mu = 2,427 \cdot 10^{-5}$ Па·с, теплопроводность воздуха $\lambda = 4,131 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м·К).

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_n}{\mu} = \frac{94,2 \cdot 0,007}{2,427 \cdot 10^{-5}} = 27 170.$$

Удельная массовая теплоемкость воздуха

$$c_p = \frac{h_1 - h_2}{T_1 - T_2} = \frac{240,07 - 0,93}{278 - 140} = 1,733 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Число Прандтля

$$Pr = \frac{c_p \mu_a}{\lambda_a} = \frac{1,733 \cdot 2,427 \cdot 10^{-5}}{4,131 \cdot 10^{-3}} = 1,02.$$

Число Нуссельта по формуле (1.49)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 27 170^{0,8} \cdot 1,02^{0,4} = 81,7.$$

Наружный диаметр навивки

$$D_n = D_n + 2z_a (d_n + \delta_0) = 0,108 + 2 \cdot 2 (0,01 + 0,001) = 0,152 \text{ м.}$$

Средний диаметр навивки

$$D_c = \frac{D_n + D_a}{2} = \frac{0,152 + 0,108}{2} = 0,13 \text{ м.}$$

Поправка на кривизну труб аналогично (1.82)

$$\epsilon = 1 + 3,54 \frac{d_n}{D_c} = 1 + 3,54 \frac{0,007}{0,13} = 1,19.$$

Коэффициент теплоотдачи воздуха к стенке трубки

$$\alpha_a = \epsilon Nu \frac{\lambda_a}{d_n} = 1,19 \cdot 81,7 \frac{4,131 \cdot 10^{-3}}{0,007} = 0,574 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к аргону. Живое сечение межтрубного пространства

$$f = \pi D_{c2} \delta_0 = 3,14 \cdot 0,13 \cdot 2 \cdot 0,001 = 0,816 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Массовая скорость аргона

$$w = \frac{G_a}{f} = \frac{0,0294}{0,816 \cdot 10^{-3}} = 36 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

При средней температуре аргона $T_{cp} = 181,5$ К и $p_a = 0,13$ МПа динамическая вязкость аргона $\mu_a = 1,466 \cdot 10^{-5}$ Па·с, теплопроводность аргона $\lambda_a = 1,150 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м·К).

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_n}{\mu_a} = \frac{36 \cdot 0,01}{1,466 \cdot 10^{-5}} = 24 560.$$

Число Нуссельта по формуле (1.83)

$$Nu = 0,0192 Re^{0,858} = 0,0192 \cdot 24 560^{0,858} = 112.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к аргону

$$\alpha_a = Nu \frac{\lambda_a}{d_n} = 112 \frac{1,150 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 0,129 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3. Коэффициент теплопередачи от воздуха к аргону

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} \frac{d_n}{d_w} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{1}{0,574} \frac{0,01}{0,007} + \frac{1}{0,129}} = 0,0976 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

4. Поверхность теплообмена. Для определения среднентегральной разности температур ΔT для каждой из секций строят диаграмму $Q-T$ (рис. 1.1). При этом общий тепловой поток в теплообменнике разбивают на шесть равных зон. Разность температур для каждой зоны находят в ее середине (сечения 1—6):

Сечение	1	2	3	4	5	6
ΔT , К	44,0	32,8	22,0	13,6	8,0	5,2
$1/\Delta T$, К ⁻¹	0,0227	0,0305	0,0455	0,0736	0,1250	0,1925

$$\text{Отсюда } \sum \frac{1}{\Delta T} = 0,4898 \text{ м}$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{6}{\sum \frac{1}{\Delta T}} = \frac{6}{0,4898} = 12,25 \text{ К.}$$

При запасе поверхности аргонной секции 60 %

$$F_a = 1,6 \frac{Q_a}{k \Delta T} = 1,6 \frac{2,86}{0,0976 \cdot 12,25} = 3,82 \text{ м}^2.$$

Длина трубок аргонной секции

$$L_a = \frac{F_a}{\pi d_n} = \frac{3,82}{3,14 \cdot 0,01} = 121,5 \text{ м.}$$

Высота навивки при неплотности 5 %

$$H_a = 1,05 \frac{L_a d_n}{\pi D_c z_a} = 1,05 \frac{121,5 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,13 \cdot 2} = 1,56 \text{ м.}$$

5. Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta p = m c \text{Re}^{-k} \frac{w^3}{\rho_a} = 148,7 \cdot 0,53 \cdot 24560^{-0,122} \cdot \frac{36^3}{3,33} = 8,94 \text{ кПа.}$$

Здесь число рядов по ходу газа

$$m = \frac{H}{1,05 d_n} = \frac{1,56}{1,05 \cdot 0,01} = 148,7;$$

плотность аргона $\rho_a = 3,33 \text{ кг/м}^3$.

Расчет кислородной секции теплообменника. 1. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубки. Живое сечение трубного пространства

$$f = n_k \frac{\pi d_n^2}{4} = 10 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 3,847 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Массовая скорость воздуха

$$w = \frac{G_{в,к}}{f} = \frac{0,0495}{3,847 \cdot 10^{-4}} = 128,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

Средняя (расчетная) температура воздуха $T_c = 209 \text{ К}$ (см. выше). Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w d_n}{\mu_a} = \frac{128,7 \cdot 0,007}{2427 \cdot 10^{-4}} = 37120.$$

Число Нуссельта по формуле (1.49)

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 37120^{0,8} \cdot 1,02^{0,4} = 104,8.$$

Наружный диаметр навивки

$$D_n = D_k + 2z_k (d_n + \delta) = 0,154 + 2 \cdot 4 (0,01 + 0,001) = 0,242 \text{ м.}$$

Средний диаметр навивки

$$D_c = \frac{D_n + D_k}{2} = \frac{0,242 + 0,154}{2} = 0,198 \text{ м.}$$

Поправка на кривизну труб

$$\epsilon = 1 + 3,54 \frac{d_n}{D_c} = 1 + 3,54 \cdot \frac{0,007}{0,198} = 1,125.$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубки

$$\alpha_n = \epsilon \text{Nu} \frac{\lambda_a}{d_n} = 1,125 \cdot 104,8 \cdot \frac{4131 \cdot 10^{-8}}{0,007} = 0,694 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

2. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к кислороду. Живое сечение межтрубного пространства

$$f = \pi D_c z_k \delta = 3,14 \cdot 0,198 \cdot 4 \cdot 0,001 = 2,487 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Массовая скорость кислорода

$$w = \frac{G_k}{f} = \frac{0,0773}{2,487 \cdot 10^{-3}} = 31,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

При средней температуре кислорода $T_c = 183,5 \text{ К}$ и $p_k = 0,15 \text{ МПа}$ динамическая вязкость кислорода $\mu_k = 1,371 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, теплопроводность кислорода $\lambda_k = 1,689 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/м} \cdot \text{К}$.

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w d_n}{\mu_k} = \frac{31,1 \cdot 0,01}{1,371 \cdot 10^{-3}} = 22680.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,0192 \text{Re}^{0,858} = 0,0192 \cdot 22680^{0,858} = 105.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к кислороду

$$\alpha_k = \text{Nu} \frac{\lambda_k}{d_n} = 105 \cdot \frac{1,689 \cdot 10^{-5}}{0,01} = 0,177 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к кислороду

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \frac{d_n}{d_k} + \frac{1}{\alpha_k}} = \frac{1}{\frac{1}{0,694} \frac{0,01}{0,007} + \frac{1}{0,177}} = 0,1298 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

4. Поверхность теплообмена. Среднюю интегральную разность температур ΔT определим по диаграмме $Q-T$:

Сечение	1	2	3	4	5	6
ΔT , К	40,4	30,0	19,6	11,6	6,4	4,8
$1/\Delta T$, К ⁻¹	0,0247	0,0333	0,0510	0,0863	0,1563	0,2084

$$\text{Отсюда } \sum \frac{1}{\Delta T} = 0,56 \text{ и}$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{6}{\sum \frac{1}{\Delta T}} = \frac{6}{0,56} = 10,72 \text{ К.}$$

Поверхность теплообмена с учетом 25 % запаса

$$F = 1,25 \frac{Q}{k\Delta T} = 1,25 \cdot \frac{12,83}{0,1298 \cdot 10,72} = 11,5 \text{ м}^2.$$

Длина трубок кислородной секции

$$L_k = \frac{F}{\pi d_n} = \frac{11,5}{3,14 \cdot 0,01} = 366 \text{ м.}$$

Высота навивки при неплотности 5 %

$$H_k = 1,05 \frac{L_k d_n}{\pi D_{c\kappa}} = \frac{1,05 \cdot 366 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 0,1984} = 1,545 \text{ м.}$$

5. Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta p = m \rho \text{Re}^{-k} \frac{w^2}{\rho} = 147 \cdot 0,53 \cdot 22 \cdot 680^{-0,122} \cdot \frac{31,1^2}{3,13} = 7,08 \text{ кПа.}$$

Здесь число рядов в направлении движения газа

$$m = \frac{H_k}{1,05 d_n} = \frac{1,545}{1,05 \cdot 0,01} = 14,7;$$

плотность кислорода $\rho = 3,13 \text{ кг/м}^3$.

Гелиевый теплообменник (рис. 1.9). Исходные данные. Расход: гелия среднего давления (прямой поток) $G_n = 0,0556 \text{ кг/с}$, гелия низкого давления (обратный поток) $G_o = 0,0516 \text{ кг/с}$.

Давления: $p_1 = 1,501 \text{ МПа}$, $p_2 = 1,48 \text{ МПа}$, $p_3 = 0,109 \text{ МПа}$, $p_4 = 0,1049 \text{ МПа}$. Температуры потоков: $T_1 = 80 \text{ К}$, $T_2 = 45 \text{ К}$, $T_3 = 39,6 \text{ К}$, $T_4 = 78,4 \text{ К}$.

Геометрические характеристики теплообменника: трубки из меди, оребренные навивкой проволокой, с $d_n = 0,004 \text{ м}$, $d_k = 0,0032 \text{ м}$. Наружный диаметр сердечника $D = 0,12 \text{ м}$. Число слоев навивки $m = 15$. Средний диаметр навивки $D_c = 0,1949 \text{ м}$. Наружный диаметр навивки $D_n = 0,2698 \text{ м}$. Число трубок $n = 74$. Диаметр проволоки $d_{np} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Шаг навивки проволоки $S = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Отношение площадей оребренной наружной поверхности и внутренней $\phi = 2,76$.

1. Тепловой поток в теплообменнике

$$Q = G_o (h_4 - h_2) = 10 \cdot 410 \text{ Вт.}$$

2. Средняя логарифмическая разность температур

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_x - \Delta T_r}{\ln \frac{\Delta T_x}{\Delta T_r}} = \frac{5,4 - 1,6}{\ln \frac{5,4}{1,6}} = 3,125 \text{ К.}$$

3. Коэффициент теплоотдачи от прямого потока гелия к стенке трубки. Скорость движения потока

$$w = \frac{G_n}{\rho F_n} = \frac{0,0556}{11,43 \cdot 0,000695} = 8,17 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w d_p}{\mu} = \frac{8,17 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot 11,43}{7,25 \cdot 10^{-6}} = 41 \cdot 250.$$

Число Нуссельта по формуле (1.82)

$$\text{Nu} = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{d_n}{D_c} \right) \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{3,2}{194,9} \right) \cdot 41 \cdot 250^{0,8} \cdot 0,67^{0,4} = 102,1.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_n = \text{Nu} \frac{\lambda}{d} = 102,1 \cdot \frac{0,057}{3,2 \cdot 10^{-3}} = 1818,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

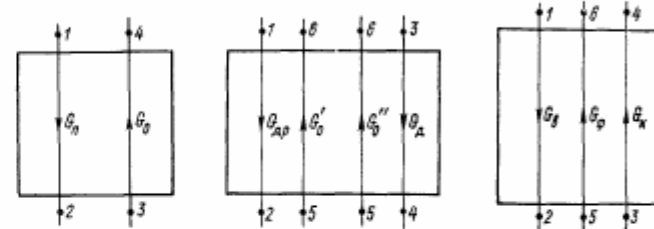


Рис. 1.9. Схема гелиевого теплообменника

Рис. 1.10. Схема трехточечного гелиевого теплообменника

Рис. 1.11. Схема кислородно-фракционного теплообменника

4. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к обратному потоку гелия (межтрубное пространство). Объем навивки, приходящийся на 1 м высоты аппарата,

$$V_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D^2) = 0,785 (0,2698^2 - 0,12^2) = 0,0458 \text{ м}^3.$$

Свободный объем, приходящийся на 1 м высоты аппарата,

$$V_{c.o} = V_n - (V_{np} + V_{np}) = 0,0458 - (0,0206 + 0,004963) = 0,0202 \text{ м}^3.$$

V_{np} , V_{np} — объем трубок и проволоки соответственно.

Общая площадь поверхности навивки на 1 м высоты аппарата

$$F_o = F_{np} + F_{np} = 20,6 + 24,85 = 45,45 \text{ м}^2.$$

F_{np} , F_{np} — площадь поверхности труб и проволоки соответственно. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_o = \frac{4V_{c.o}}{F_o} = \frac{4 \cdot 0,0202}{45,45} = 1,78 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Площадь среднего сечения свободного объема

$$F_{c.o} = \frac{V_{c.o}}{1} = 0,0202 \text{ м}^2.$$

Скорость движения потока

$$w_0 = \frac{G_0}{\rho F_{c.o}} = \frac{0,0516}{0,867 \cdot 0,0202} = 2,955 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{2,955 \cdot 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot 0,863}{6,85 \cdot 10^{-4}} = 663$$

Число Стантона по формуле (1.85)

$$St = 0,168 Re^{-0,3} Pr^{-0,67} = 0,168 \cdot 663^{-0,3} \cdot 0,673^{-0,67} = 0,031$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_0 = St \frac{G_0 c_p}{F_{c.o}} = 0,031 \cdot \frac{0,0516 \cdot 5200}{0,0202} = 411,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

6. Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \varphi + \frac{1}{\alpha_0}} = \frac{1}{\frac{1}{1818,7} + \frac{1}{411,8}} = 253,16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

7. Необходимая площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \Delta T} = \frac{10410}{253,16 \cdot 3,125} = 13,16 \text{ м}^2$$

При запасе поверхности 12% $F_z = 1,12 \cdot 13,16 = 14,7 \text{ м}^2$.
Высота навивки теплообменника

$$H = \frac{F_z}{F_0} = \frac{14,7}{45,45} = 0,324 \text{ м}$$

По таблице навивки средняя длина трубок $L_{cp} = 7,56 \text{ м}$. С учетом вывода концов $L = 7,76 \text{ м}$.

8. Гидравлическое сопротивление трубок

$$\Delta p_n = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \cdot \frac{\rho w_n^2}{2} \cdot \frac{L}{d_n} = \frac{0,3164}{41250^{0,25}} \cdot \frac{11,43 \cdot 8,17^2}{2} \times \frac{9,69}{3,2 \cdot 10^{-3}} = 21 \text{ кПа}$$

9. Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta p_0 = \lambda \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{F_T}{F_{c.o}} = \frac{10,6}{663^{0,3}} \cdot \frac{0,867 \cdot 2,955^2}{2} \cdot \frac{14,7}{0,0202} = 4,1 \text{ кПа}$$

Для этого же теплообменника ниже приведены результаты расчета на ЭВМ по программе HEAT2P (см. гл. 9), заключающегося в численном интегрировании системы уравнений (1.5). Расчет теплофизических свойств гелия и коэффициентов теплопередачи выполнялся на каждом шаге интегрирования. Шаг интегрирования составлял 0,2 м. Результаты расчетов приведены в табл. 1.6.

Трехпоточный гелиевый теплообменник (рис. 1.10). Исходные данные. Массовые расходы: гелия среднего давления (дроссельный поток) $G_{др} = 0,02 \text{ кг/с}$; гелия среднего давления (детандерный поток) $G_n = 0,0356 \text{ кг/с}$; гелия низкого давления (обратный поток) $G_0 = 0,0556 \text{ кг/с}$.

Таблица 1.6

Результаты расчета двухпоточного теплообменника по программе HEAT2P

L, м	λ_n , кДж/кг	λ_0 , кДж/кг	T_n , К	T_0 , К	λ , Вт/(м ² ·К)
0,0	248,9	220,8	45,0	39,6	668,8
1,0	294,0	269,1	53,5	48,9	695,0
2,0	333,4	311,6	61,0	57,1	714,4
3,0	367,7	348,6	67,5	64,2	729,1
4,0	397,4	380,6	73,2	70,4	740,7
5,0	423,0	408,1	78,1	75,7	749,9
6,0	445,0	431,8	82,2	80,2	757,3
7,0	463,8	452,1	85,8	84,1	763,4
7,6	473,7	462,8	87,8	86,2	766,5

Давления: дроссельного потока $p_1 = 1,5 \text{ МПа}$; детандерного потока $p_2 = 0,79 \text{ МПа}$; обратного потока $p_3 = 0,12 \text{ МПа}$.

Температуры потоков: на холодном конце теплообменника $T_2 = 15,5 \text{ К}$, $T_4 = 15,5 \text{ К}$, $T_6 = 12,35 \text{ К}$; на теплом конце теплообменника $T_1 = 60,2 \text{ К}$, $T_3 = 60,2 \text{ К}$, $T_5 = 58,6 \text{ К}$.

Геометрические характеристики теплообменника: трубки из меди, оребренные навивкой проволокой, с $d_n = 0,004 \text{ м}$, $d_0 = 0,0032 \text{ м}$. Диаметр проволоки $d_c = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Число трубок дроссельного потока $n_{др} = 19$, детандерного потока $n_d = 61$. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_0 = 1,78 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Площадь среднего сечения свободного объема $f_{с.с} = 0,0202 \text{ м}^2$.

Площадь поверхности теплообмена $F_z = 26,4 \text{ м}^2$. Отношение площадей наружной поверхности и внутренней $\varphi = 2,76$.

Для моделирования теплообменника с помощью зависимостей (1.119)–(1.124) необходимо определить средние интегральные коэффициенты теплопередачи и теплоемкости потоков (1.114), (1.115), а также приведенную площадь поверхности теплообмена \bar{F} (1.116). Решение этой задачи по алгоритму, описанному в § 1.5 (рис. 1.5), дает результаты, сведенные в табл. 1.7.

Кислородно-фракционный теплообменник (рис. 1.11). Исходные данные. Расход: воздуха $G_n = 0,3686 \text{ кг/с}$, кислорода $G_0 = 0,08896 \text{ кг/с}$, фракции $G_{ф} = 0,2741 \text{ кг/с}$.

Давления: воздуха $p_n = 3,5 \text{ МПа}$, кислорода $p_0 = 13,0 \text{ МПа}$, фракции $p_{ф} = 0,133 \text{ МПа}$.

Температуры потоков на входе в теплообменник: $T_1 = 283 \text{ К}$; $T_2 = 90,5 \text{ К}$; $T_3 = 88,7 \text{ К}$.

Температуры потоков на выходе из теплообменника: $T_4 = 130,8 \text{ К}$; $T_5 = 280 \text{ К}$; $T_6 = 273,6 \text{ К}$.

Геометрические характеристики теплообменника: внутренние трубки (кислородные), $d_n = 0,005 \text{ м}$, $d_0 = 0,003 \text{ м}$; внешние трубки (воздушные), $d_n = 0,01 \text{ м}$, $d_0 = 0,008 \text{ м}$, число трубок $n = 40$; диаметр сердечника $D = 0,367 \text{ м}$; толщина основной прокладки $\delta = 0,001 \text{ м}$; толщина крайней прокладки $\Lambda = 0,0005 \text{ м}$; число слоев навивки $z = 6$.

1. Коэффициент теплоотдачи от стенки к кислороду. Средняя температура

$$T_c = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{90,5 + 280}{2} = 185,25 \text{ К}$$

Живое сечение

$$f = n \frac{\pi d_n^2}{4} = 40 \frac{3,14 \cdot 0,003^2}{4} = 0,283 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Таблица 1.7
 Результаты расчета трехходового теплообменника по программе
 HEAT3P

L, м	T _{др} , К	T _о , К	T _ж , К	T _о [*] , К	k ₁ , Вт/(м ² ·К)	k ₂ , Вт/(м ² ·К)
0,0	15,5	12,35	15,5	12,35	592,7	599,2
1,0	19,8	17,2	19,8	17,0	590,6	601,7
2,0	23,7	21,4	23,8	21,3	597,2	611,5
3,0	27,4	25,3	27,7	25,3	608,9	625,6
4,0	30,9	28,9	31,4	29,2	621,7	640,3
5,0	34,4	32,5	35,0	32,9	634,3	654,4
6,0	37,8	36,0	38,6	36,6	644,0	667,4
7,0	41,2	39,4	42,1	40,2	657,0	679,3
8,0	44,6	42,9	45,5	43,7	667,1	690,2
9,0	48,1	46,3	48,9	47,1	676,6	700,2
10,0	51,6	49,8	52,2	50,5	685,5	709,5
11,0	55,1	53,4	55,5	53,8	693,8	718,1
12,0	58,7	57,0	58,7	57,0	701,6	726,2

$$\bar{F}_{др} = 3,005 \text{ м}^2; \quad \bar{F}_д = 5,238 \text{ м}^2; \quad \bar{k}_1 = 644; \quad \bar{k}_2 = 663$$

Массовая скорость

$$w = \frac{G_k}{f} = \frac{0,08896}{0,283 \cdot 10^{-2}} = 314,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

Динамическая вязкость при T_c = 185,25 К и p = 13 МПа μ = 32 · 10⁻⁶ Па · с.
 Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_{вн}}{\mu} = \frac{314,3 \cdot 0,003}{32 \cdot 10^{-6}} = 29 470$$

Удельная массовая теплоемкость

$$c_p = \frac{h_4 - h_3}{T_4 - T_3} = \frac{220,97 + 125,72}{280 - 90,5} = 1,827 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплопроводность при T_c = 185,25 К и p = 13 МПа λ = 0,04969 × 10⁻³ кВт/(м · К).

Число Прандтля

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot 1,827}{0,04969 \cdot 10^{-3}} = 1,177$$

Число Нуссельта по формуле (1.50)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 29 470^{0,8} \cdot 1,177^{0,4} = 92,3$$

Наружный диаметр навитки

$$D_n = D + 2r(d_n + \delta) = 0,367 + 2 \cdot 6 \cdot (0,01 + 0,001) = 0,499 \text{ м}$$

Средний диаметр навитки

$$D_c = \frac{D + D_n}{2} = \frac{0,367 + 0,499}{2} = 0,433 \text{ м}$$

Поправка на кривизну труб

$$\epsilon = 1 + 3,54 \frac{d_n}{D_c} = 1 + 3,54 \frac{0,003}{0,433} = 1,0245$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кислороду

$$\alpha_k = \epsilon Nu \frac{\lambda}{d_n} = 1,0245 \cdot 92,3 \frac{0,04969 \cdot 10^{-3}}{0,003} = 1,566 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

2. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке трубы. Средняя температура

$$T_c = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{283 + 130,8}{2} = 206,9 \text{ К}$$

Живое сечение

$$f = n \frac{\pi (d_n^2 - d_n^2)}{4} = 40 \frac{3,14 (0,008^2 - 0,005^2)}{4} = 1,225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Массовая скорость

$$w = \frac{G_n}{f} = \frac{0,2741}{1,225 \cdot 10^{-3}} = 223,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_э = d_n - d_n = 0,008 - 0,005 = 0,003 \text{ м}$$

Динамическая вязкость при T_c = 206,9 К и p = 3,5 МПа μ = 14,56 × 10⁻⁶ Па · с.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_э}{\mu} = \frac{223,8 \cdot 0,003}{14,56 \cdot 10^{-6}} = 46 100$$

Удельная массовая теплоемкость

$$c_p = \frac{h_1 - h_2}{T_1 - T_2} = \frac{274,34 - 55,66}{283 - 130,8} = 1,437 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплопроводность λ = 0,02158 · 10⁻³ кВт/(м · К).

Число Прандтля

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{14,56 \cdot 10^{-6} \cdot 1,437}{0,02158 \cdot 10^{-3}} = 0,970$$

Число Нуссельта по формуле (1.99)

$$Nu = 0,015 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_n}{d_э} \right)^{0,25} = 0,015 \cdot 46 100^{0,8} \cdot 0,970^{0,4} \left(\frac{0,008}{0,003} \right)^{0,25} = 89,7$$

Поправка на кривизну змеевика ε = 1,0245.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке

$$\alpha_n = \epsilon Nu \frac{\lambda}{d_n} = 1,0245 \cdot 89,7 \frac{0,02158 \cdot 10^{-3}}{0,003} = 0,661 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

3. Коэффициент теплоотдачи от фракции к стенке. Средняя температура

$$T_c = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{88,7 + 273,6}{2} = 181,15 \text{ К}$$

Живое сечение

$$f = n D_c \delta = 40 \cdot 0,433 \cdot 6 \cdot 0,001 = 8,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Массовая скорость

$$w = \frac{G_{\phi}}{f} = \frac{0,17069}{8,16 \cdot 10^{-3}} = 20,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

Динамическая вязкость при $T_c = 181,15 \text{ К}$ и $\rho = 0,133 \text{ МПа}$

$$\mu = \mu_{\text{H}_2\text{K}} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} + \mu_{\text{ар}} \mu_{\text{ар}} = (0,55 \cdot 13,55 + 0,4068 \cdot 11,88 + 0,0432 \cdot 14,63) \cdot 10^{-4} = 12,92 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wd_{\text{H}}}{\mu} = \frac{20,9 \cdot 0,01}{12,92 \cdot 10^{-6}} = 16200$$

Теплопроводность

$$\lambda = \mu_{\text{H}_2\text{K}} \lambda_{\text{H}_2\text{K}} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} \lambda_{\text{H}_2\text{O}} + \mu_{\text{ар}} \lambda_{\text{ар}} = (0,55 \cdot 0,01665 + 0,4068 \cdot 0,01673 + 0,0432 \cdot 0,01148) \cdot 10^{-3} = 0,01646 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кВт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Число Нуссельта по формуле (1.83)

$$\text{Nu} = 0,0192 \text{Re}^{0,858} = 0,0192 \cdot 16200^{0,858} = 78,7$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к фракции

$$\alpha_{\phi} = \text{Nu} \frac{\lambda}{d_{\text{H}}} = 78,7 \frac{0,01646 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 0,1295 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

4. Коэффициент теплопередачи от воздуха к фракции

$$k_{\phi, \text{в}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\phi}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \cdot \frac{d_{\text{H}}}{d_{\text{в}}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,1295} + \frac{1}{0,661} \cdot \frac{0,01}{0,008}} = 0,104 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

5. Коэффициент теплопередачи от воздуха к кислороду

$$k_{\text{к, в}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{к}}} \cdot \frac{d_{\text{H}}}{d_{\text{к}}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,661} + \frac{1}{1,566} \cdot \frac{0,005}{0,003}} = 0,3879 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

6. Поверхности теплообмена. Энтальпии, тепловые нагрузки, температурные напоры и температуры вычисляются последовательно, по участкам по методике § 1.4. Принято участков $N=20$. На первом участке $\Delta h_{\text{в}} = -9,0345 \text{ кДж/кг}$; на остальных участках $\Delta h_{\text{в}} = 11,0345 \text{ кДж/кг}$;

$$\Delta h_{\text{к}} = \frac{G_{\text{в}} \Delta h_{\text{в}}}{G_{\text{к}} \left(1 + \frac{k_{\phi, \text{в}}}{k_{\text{к, в}}} \cdot \frac{d_{\phi}}{d_{\text{H}}} \cdot \frac{\Delta T_{\text{в, \phi}}}{\Delta T_{\text{в, к}}} \right)}$$

$$\Delta h_{\phi} = \frac{G_{\text{в}} \Delta h_{\text{в}} - G_{\text{к}} \Delta h_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{H}}}{G_{\phi}}$$

$$\Delta Q_{\text{H}} = \frac{Q_{\text{т. о}}}{20} = \frac{0,7089}{20} = 0,0354 \text{ кВт}$$

По энтальпиям из таблиц определяются соответствующие температуры. Результаты вычислений, необходимые для определения площади поверхностей теплообмена, сведены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

К расчету трехфазного теплообменника

Номер сечения	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\Delta h_{\text{в}}$	$\Delta T_{\text{в, \phi}}^{\circ} \text{ К}$	$\Delta T_{\text{в, к}}^{\circ} \text{ К}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $\Delta h_{\text{к}}$	$G_{\phi} \Delta h_{\phi} - Q_{\text{H}}$	$\frac{\Delta h_{\text{к}}}{\Delta T_{\text{в, к}}^{\circ} - 1}$	$\frac{G_{\phi} \Delta h_{\phi} - Q_{\text{H}}}{\Delta T_{\text{в, \phi}}^{\circ}}$
0	55,655	42,1	40,3	—	—	—	—
1	64,6895	37,0	29,6	17,875	0,867	0,444	0,0206
2	75,724	31,5	19,0	20,406	1,222	0,691	0,0331
3	86,7585	25,7	11,7	18,0	1,432	0,947	0,0455
4	97,793	19,8	6,9	15,656	1,625	1,338	0,0633
5	108,8275	13,5	5,1	13,406	1,851	1,944	0,0936
6	119,862	8,9	4,1	14,063	1,770	2,759	0,1312
7	130,8965	5,9	4,1	15,688	1,641	3,828	0,1845
8	141,931	5,3	3,7	19,188	1,303	4,672	0,221
9	152,9655	5,1	4,3	19,281	1,319	5,218	0,249
10	164,0	6,3	5,2	20,813	1,158	4,844	0,227
11	175,0345	7,7	6,8	20,625	1,190	3,968	0,1889
12	186,069	9,7	7,6	21,188	1,126	3,118	0,1462
13	197,1035	11,4	8,0	20,219	1,222	2,663	0,1262
14	208,138	12,8	8,0	19,281	1,303	2,413	0,1142
15	219,1725	13,7	6,8	18,313	1,399	2,294	0,1093
16	230,207	13,7	5,9	15,719	1,571	2,403	0,1152
17	241,2415	13,1	5,1	15,188	1,674	2,575	0,1223
18	252,276	12,1	4,3	14,344	1,754	2,813	0,1340
19	263,3105	10,9	3,7	13,563	1,818	3,156	0,1503
20	274,345	—	—	13,188	1,867	3,563	0,1713
Σ . . .					55,65	2,6467	

Площадь поверхности теплообмена кислородной секции

$$F_{\text{к}} = \frac{G}{k_{\text{к, в}}} \sum_{i=1}^N \frac{\Delta h_{\text{к}}}{\Delta T_{\text{в, к}}^{\circ} - 1} = \frac{0,08896 \cdot 55,65}{0,3879} = 12,76 \text{ м}^2$$

Длина трубок

$$L_{\text{к}} = \frac{F_{\text{к}}}{\pi d_{\text{H}}} = \frac{12,76}{3,14 \cdot 0,005} = 812,7 \text{ м}$$

Площадь поверхности фракционной секции

$$F_{\phi} = \frac{1}{k_{\phi, \text{в}}} \sum_{i=1}^N \frac{G_{\phi} \Delta h_{\phi} - Q_{\text{H}}}{\Delta T_{\text{в, \phi}}^{\circ} - 1} = \frac{2,6467}{0,104} = 25,45 \text{ м}^2$$

Длина трубок

$$L_{\Phi} = \frac{F_{\Phi}}{\pi d_{\text{н}}} = \frac{25,45}{3,14 \cdot 0,01} = 810,5 \text{ м.}$$