

# ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ЛОКАЛЬНЫМИ И СЕТЕВЫМИ ИСПАРИТЕЛЬНЫМИ МИКРОКАНАЛАМИ

## Введение

Авторами работы [1] было показано, что традиционная форма применения микротепловых труб, использующая для обеспечения циркуляции рабочей жидкости действие капиллярных сил, представляется менее перспективной в сопоставлении с принципом действия испарительных микроканалов. Поэтому определение возможностей локальных испарительных микроканалов (ИМК), имеющих малые размеры внутренних сечений, представляется актуальной задачей с точки зрения разработки новых технологий охлаждения радиоэлектронной аппаратуры и космической техники.

К сожалению, в обширной литературе, посвященной результатам исследований и практическому применению микротепловых

труб и испарительных термосифонов, не обнаруживаются работы, посвященные постановке такой задачи. Вместе с тем, имеющиеся в литературе сведения позволяют выработать некоторые предварительные рекомендации.

Для локальных ИМК физическое обоснование малости внутреннего размера должно быть связано не с обеспечением некоторого масштаба движущих сил, а с условиями естественной сепарации жидкой и паровой фазы.

Эти условия, как известно, [2,3] определяются скоростью всплытия парового пузыря в вертикальных трубах. Было установлено, что для паровых пузырей (снарядов), эффективный размер которых ( $R_э$ ) превышает капиллярную (Лапласову)

постоянную  $\delta_{ог} = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot \Delta\rho}} \cdot \left(\frac{R_{э}}{\delta_{ог}} > 1\right)$ , ско-

рость всплытия отлична от нуля; в каналах, радиус которых  $R_k$ , меньше этой постоянной

$\left(\frac{R_{э}}{\delta_{ог}} < 1.1\right)$ , а скорость всплытия одиночных

снарядов  $U_0^*$  равна нулю.

Существует область  $1.1 < \bar{R}_k = \frac{R_k}{\delta_{ог}} < 5$ ,

когда  $U_0^*$  отлична от нуля, но уменьшается от асимптотического значения, соответствующего условиям всплытия в каналах пузырей больших размеров  $R_k \rightarrow \infty$  до нуля, при  $R_k \rightarrow 1.1$ .

Таким образом, с точки зрения названных условий, следует различать 3 формы локальных ИМК:

- капиллярные ИМК  $R_k < 1.1$ ;
- гравитационные ИМК  $R_k > 5$ ;
- кагиллярно - гравитационные ИМК  $1.1 < \bar{R}_k < 5$ .

Переходя к оценке того минимального диаметра ИМК, при котором сохраняются существующие теплопередающие преимущества этого устройства по сравнению с твердым теплоотоклом, и используя условия сравнения, аналогичные предложенным и обоснованным выше для микро-ТТ, можем записать для локальных ИМК, обеспечивающих более интенсивный перенос тепла, по сравнению с твердым теплоотоклом, не менее чем в 10 раз:

$$\frac{Q_{\lambda}}{Q_s} = \frac{10\lambda_m \cdot \Delta t \cdot \left(1 + \frac{2\delta_0}{d}\right)^2}{L_0 \cdot q_s^{\max}} \leq 1 \quad (1)$$

Откуда для  $d_{\min}$ , получаем:

$$d_{\min} \geq \frac{2\delta_0}{\sqrt{\frac{L_0 \cdot q_s^{\max} \cdot 0.1}{\lambda_m \cdot \Delta t}} - 1} \quad (2)$$

Здесь  $q_s^{\max}$  для локального ИМК может быть определено на основе обобщенных рекомендаций [4], в соответствии с которыми:

$$\frac{q_s^{\max}}{r\sqrt{\rho''} \cdot \sqrt{g\sigma(\rho' - \rho'')}} = C \cdot \text{Ar}^m \text{Kp}^n, \quad (3)$$

где  $q_s^{\max}$  - предельная плотность теплового потока в ИМК, отнесенная к площади его поперечного сечения  $S$ ;

$$\text{число Ar} = \frac{gl^3}{\nu'^2} \cdot \frac{\rho' - \rho''}{\rho'}$$

где  $l$  - длина зоны нагрева;

$$\text{Kp} = \frac{P}{\sqrt{\sigma g (\rho' - \rho'')}}.$$

Значения  $c$ ,  $m$ ,  $n$  зависят от диапазона изменения критерия  $\text{Kp}$  ( $\text{Kp} \leq 4 \cdot 10^4$  или  $\text{Kp} > 4 \cdot 10^4$ ), а также от способа организации циркуляции в ИМК и режима течения, при котором наступает кризис.

Для локальных капиллярных ИМК естественно считать типичными неорганизованную циркуляцию и снарядный режим. При таких условиях работы ИМК ( $\text{H}_2\text{O}$  100°C и  $\text{NH}_3$  0°C)  $\text{Kp} \leq 4 \cdot 10^4$ ;  $C=0.18$ ,  $n=-0.17$  и  $m=0$  и для  $\text{H}_2\text{O}$   $q_s^{\max} = 0.4 \cdot 10^5$  Вт·м<sup>2</sup>; для  $\text{NH}_3$   $q_s^{\max} = 0.275 \cdot 10^6$  Вт·м<sup>2</sup>.

При этом, для  $\lambda_m=390$  Вт/(м·К) (медь),  $\Delta t=10^\circ\text{C}$ ,  $L_0=0.1$  м получим для  $\text{NH}_3$  отрицательный знаменатель в (2), а для  $\text{H}_2\text{O}$ , хотя знаменатель и будет положительным, но также достаточно малым, это означает, что при такой достаточно малой длине теплоотвода применение локальных капиллярных ИМК не имеет существенных преимуществ по теплопередающей способности, над твердотельным теплоотоклом таких же внешних размеров ( $L_0$  и  $d$ ).

Переход к большим длинам, например,  $L_0 \approx 0.2$  м дает при подстановке в формулу (2) при  $\delta_0 = 0.1 \dots 0.5$  мм:

для  $\text{NH}_3$   $d_{\min} \geq 0.56 \dots 2.8$  мм;

для  $\text{H}_2\text{O}$   $d_{\min} \geq 0.32 \dots 1.6$  мм.

Применение других низкотемпературных теплоносителей, например фреонов, не может привести к заметному увеличению  $q_s^{\max}$ . Таким образом, с учетом изложенного, можно считать перспективным диапазоном изменения размеров локальных капиллярных

ИМК: длины от 0.1 до 0.5 м (большие длины могут рассматриваться применительно к капиллярным теплообменникам) и внутреннего диаметра от 0.5 до 4 мм (меньшие внутренние диаметры соответствуют капиллярам с малой толщиной стенки  $\delta_0 = 0.1 \dots 0.2$  мм).

**1 Сравнение теплообменников типа газ - газ на основе локальных и сетевых ИМК**

**1.1 Классификация теплообменных аппаратов с ИМК**

По аналогии с теплообменниками на тепловых трубах (испарительных термосифонах) можно предложить следующую классификацию теплообменных аппаратов с ИМК:

- теплообменники с неразделенными зонами нагрева и охлаждения, на основе локальных ИМК;
- теплообменники с сетевыми ИМК (рис.1).

Отличительной особенностью теплообменников второго типа является объединение внутренних объемов всех теплообменных элементов. Естественно считать теплотехнические эффективности этих аппаратов различными. Впервые на это указано в работе [5]. Однако прямой сопоставительный анализ этих типов теплообменников не завершен и поэтому задача о сопоставлении их эффективностей до настоящего времени требует общего решения. Такое решение необходимо для правильного определения рекомендаций по конструктивно - технологическим решениям теплообменных аппаратов (ТА) с применением сетевых ИМК.

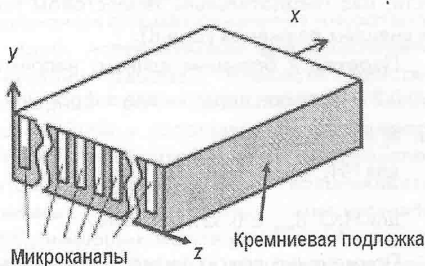


Рис.1. Пример архитектуры теплообменника с сетевыми испарительными микроканалами

Действительно, принципиально возможны различные конструктивные формы ТА с сетевыми ИМК. В общем случае, весь ТА может быть выполнен как одна объемная сеть

микроканалов. Возможно конструирование ТА с использованием плоскостных сетевых конструкций. Плоские сети микроканалов могут располагаться в фронтальной плоскости ТА по нормали к направлению движения теплоносителей и в плоскостях, совпадающих с направлениями движения теплоносителей, возможны различные варианты комбинирования и т.д.

В связи с этим, объективное знание влияния тех или других конструктивно технологических форм сетей микроканалов на эффективность ТА является важным.

Выполним общий сопоставительный анализ ТА из локальных ИМК и ТА из сетевых ИМК. Чтобы обеспечить достаточную общность такого анализа, отвлечемся от следующих факторов:

- конкретной геометрии теплопередающих элементов;
- режимов течения и конкретных закономерностей движения теплоносителей;
- теплофизических свойств теплоносителей.

В качестве условий сопоставления примем:

- однофазный конвективный теплообмен от греющего и нагреваемого теплоносителей с одинаковыми значениями локальных и средних коэффициентов теплопередачи для сопоставляемых конструкций ТА с ИМК;
- одинаковые расходы теплоносителей и их теплофизические свойства;
- одинаковые относительные направления движения теплоносителей и условия обтекания (противоток, поперечное обтекание и т.д.);
- одинаковые полные поверхности теплопередачи в зонах нагрева и охлаждения (в сумме).

Соблюдая принятые условия, сопоставим тепловые мощности, передаваемые в ТА из локальных ИМК и в ТА с сетевыми ИМК.

**1.2 Анализ теплообменников на основе локальных ИМК**

Известно, что для расчета передаваемого теплового потока в ТА типа №1 можно использовать известные формулы поверочного расчета для обычных ТА. В соответствии с этим: для противотока при заданных температурах греющего и нагреваемого теплоносителей на входе  $t'_1$  и  $t'_2$  передаваемый тепловой поток  $Q$  равен

$$Q_0 = \frac{(t'_1 - t'_2) \cdot (1 - \exp(-Z_0))}{\frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2} \cdot \exp(-Z_0)}, \quad (4)$$

где

$$Z_0 = \frac{m \cdot N}{\frac{1}{k_1 \cdot F_1} + \frac{1}{k_2 \cdot F_2}}. \quad (5)$$

Здесь

$$m = \frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2} = \frac{1}{G_1 \cdot c_{p1}} - \frac{1}{G_2 \cdot c_{p2}}. \quad (6)$$

$F_1$  и  $F_2$  - поверхности теплообмена в зонах нагрева и охлаждения для отдельного ИМК, тогда  $N$  - общее число ИМК в ТА; или для отдельного ряда ИМК, располагающихся в общем поперечном сечении ТА, тогда  $N$  - число таких рядов.

Известно, что минимальная полная поверхность теплообмена в ТА из ИМК при заданном  $Q$ , или максимальное  $Q$  при заданной полной поверхности ТА ( $F_1 + F_2$ )  $N$  достигаются тогда, когда

$$\frac{F_1}{F_2} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}. \quad (7)$$

Если условие (7) соблюдается, то:

$$(Z_0)_{\text{opt}} = \frac{m F_1 k_1}{1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}}. \quad (8)$$

В (5), (6) и (7)  $k_1$  и  $k_2$  - средние по ТА значения коэффициентов теплопередачи в зонах нагрева и охлаждения.

### 1.3 Анализ теплообменников из сетевых ИМК

Получим соответствующие формулы для ТА из сетевых ИМК. Каждую зону (нагрева и охлаждения) можно рассматривать как отдельный теплообменник, у которого на одной из сторон осуществляется процесс двухфазного теплопереноса. Для зоны нагрева - это процесс кипения; для зоны охлаждения - это процесс конденсации. Изменением давления и температуры насыщения по контуру циркуляции ИМК можно пренебречь, считая температуру насыщения  $t_s$  примерно одинаковой. Тогда, используя те же обозначения, можем записать:

$$t'_1 - t_s = (t'_1 - t'_s) \cdot \exp\left(\frac{-k_1 F_1}{G_1 c_{p1}}\right) \quad (9)$$

$$t_s - t'_2 = (t_s - t'_2) \cdot \exp\left(\frac{-k_2 F_2}{G_2 c_{p2}}\right) \quad (10)$$

Совместное рассмотрение (9) и (10) даст для  $t_s$  и  $Q$ :

$$t_s = \frac{t'_1 - t'_s \cdot \exp\left(\frac{-k_1 F_1}{W_1}\right)}{1 - \exp\left(\frac{-k_1 F_1}{W_1}\right)}, \quad (11)$$

$$Q = (t'_1 - t'_2) \left[ \frac{1}{W_1} \cdot \frac{1}{1 - \exp\left(\frac{-k_1 F_1}{W_1}\right)} + \frac{1}{W_2} \cdot \frac{1}{1 - \exp\left(\frac{-k_2 F_2}{W_2}\right)} \right]^{-1} \quad (12)$$

Для ТА с разделенными зонами нагрева и охлаждения, при заданной общей поверхности теплообмена  $F_0$ , когда  $F_2 = (F_0 - F_1)$ , как нетрудно видеть из (12), существует такое соотношение между поверхностями зон нагрева и охлаждения  $F_1$  и  $F_2$ , при котором достигается максимальное значение передаваемой тепловой мощности  $Q$ . Представляя  $F_1 = F_0 - F_2$  и составляя условие экстремума  $\frac{\partial Q}{\partial F_2} = 0$ , получим:

$$\frac{W_2}{W_1} \cdot \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} \cdot \frac{\exp\left(\frac{k_2 F_2}{2W_2}\right)}{\exp\left(\frac{k_1 \cdot (F_0 - F_2)}{2W_1}\right)} = \frac{1 - \exp\left(\frac{-k_1 \cdot (F_0 - F_2)}{W_1}\right)}{1 - \exp\left(\frac{-k_2 F_2}{W_2}\right)}, \quad (13)$$

$$\text{или } \frac{W_2}{W_1} \cdot \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} = \frac{\text{sh}\left(\frac{k_1 F_1}{2W_1}\right)}{\text{sh}\left(\frac{k_2 F_2}{2W_2}\right)}. \quad (14)$$

Уравнение (14) определяет условие оптимального соотношения поверхностей теплообмена в зонах нагрева и охлаждения для ТА с сетевыми ИМК. Следует отметить, что аналитическое условие (14) получено впервые.

Для теплообменников типа газ-газ с одинаковой геометрией зон нагрева и охлаждения естественно считать, что  $k_1=k_2=k_0$ , если пренебречь внутренними термическими сопротивлениями ИМК, по сравнению с внешними.

Тогда уравнение (14) упрощается и принимает вид:

$$\frac{W_2}{W_1} \cdot \operatorname{sh} \left( \frac{k_0 F_2}{2W_2} \right) = \operatorname{sh} \left( \frac{k_0 F_1}{2W_1} \right). \quad (15)$$

Нетрудно видеть, что при равенстве  $W_1=W_2$  из (15) следует -  $F_1=F_2$ , что соответствует рекомендациям для таких теплообменников с локальными ИМК.

Как отмечалось, для обычных теплообменников оптимальное соотношение  $F_1/F_2$  зависит только от соотношения коэффициентов теплопередачи  $k_1/k_2$  и не зависит от соотношения полных теплоемкостей потоков  $W_1/W_2$ . Для теплообменников с разделеными зонами ситуация существенно изменяется.

Уравнение (15) решается численно для известных значений  $W_1, W_2, k_0$  и  $F_0=(F_1+F_2)$  и определяет оптимальное соотношение.

Сопоставление величины  $Q_0$ , найденной по формуле (4), с величиной  $Q_1$ , найденной по формуле (12) при принятых условиях сравнения, включая равенство величин  $F_0$ , но при оптимальном соотношении  $F_1/F_2$  для каждой формы ТА с ИМК, определяется соотношением:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{1 - \exp \left( \frac{-mk_1 F_{10}}{1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}} \right)}{\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \exp \left( \frac{-mk_1 F_{10}}{1 + \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}} \right)} \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{W_1} \frac{1}{1 - \exp \left( \frac{-k_1 F_1}{W_1} \right)} + \frac{1}{W_2} \frac{1}{1 - \exp \left( \frac{-k_2 F_2}{W_2} \right)} \right\}. \quad (16)$$

Здесь  $F_{10} = \frac{F_0}{\left(1 + \sqrt{k_1/k_2}\right)}$  и  $F_1 + F_2 = F_0$ ,

а также соотношение между  $F_1$  и  $F_2$  определяется уравнением (14) или, при равенстве коэффициентов теплопередачи  $k_1=k_2$ , что характерно в первую очередь для теплообменников типа газ-газ из неоребранных ИМК, вместо (14) можно использовать более простое соотношение (15). Для самого простейшего случая  $k_1=k_2=k_0; W_1=W_2=W_0$ :

$$Q_0 = \frac{k_0 F_0 (t_1' - t_2')}{4 \left( 1 + \frac{k_0 F_0}{4W_0} \right)}. \quad (17)$$

При этих условиях также  $F_1 = F_2 = \frac{F_0}{2}$ ,

тогда (17) трансформируется к виду:

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{1}{\frac{4}{k_0 F_0} + \frac{1}{W_0}} \cdot \frac{2}{W_0} \cdot \frac{1}{1 - \exp \left( \frac{-k_0 F_0}{2W_0} \right)}. \quad (18)$$

Т.е. при  $k_1=k_2=k_0; W_1=W_2=W_0$ :

$$\frac{Q_0}{Q_1} = \frac{2}{\left( \frac{4W_0}{k_0 F_0} + 1 \right) \cdot \left( 1 - \exp \left( \frac{-k_0 F_0}{2W_0} \right) \right)}. \quad (19)$$

При  $k_0 F_0 \gg 2W_0$  т.е.

$$\left( \frac{k_0 F_0}{2W_0} \right) \rightarrow \infty, \quad \left( \frac{Q_0}{Q_1} \right) \rightarrow 2.$$

Для малых отношений  $k_0 F_0 / 2W_0$

теплотехническая эффективность теплообменных аппаратов с локальными ИМК и с разделенными зонами нагрева и охлаждения будет практически одинакова.

При значениях  $k_0 F_0 / 2W_0 \gg 1$  ТА типа газ-газ с локальными ИМК будут примерно в два раза иметь большую теплопроизводительность, чем аналогичные ТА с разделенными зонами нагрева и охлаждения.

Используя результаты данного

сопоставительного анализа применительно к ТА на основе сетевых ИМК можем следующим образом сформулировать рекомендации по конструированию таких ТА.

1. Переход от локальных ИМК к сетевым ИМК в ТА типа газ-газ обеспечивает максимальную теплотехническую эффективность при комплектации ТА из плоских сетей микроканалов, расположенных по нормали к направлению движения теплоносителей.

2. "Объединение" в единую сеть по внутреннему объему двух или более фронтальных рядов ИМК не будет существенно снижать теплопроизводительность ТА до тех пор, пока общая поверхность теплообмена каждой такой "объединенной" сети будет составлять малую часть общей поверхности ТА (не более 10...15%).

Для практики важно определить теплотехнические и технико-экономические преимущества ТА на основе ИМК над традиционными рекуперативными ТА, в которых теплоносители разделяет только твердая стенка.

**2 Сопоставительный теплотехнический анализ теплообменников типа газ-газ обычной трубчатой конструкции и на основе ИМК**

**2.1 Условия расчетно-теоретического анализа трубчатых теплообменников типа газ-газ**

Если ограничиваться только рамками расчетно - теоретического анализа, то следует осуществить сопоставление поверхностей теплообмена указанных теплообменников при условии, что теплопроизводительности, температурные параметры, типы теплоносителей и их объемные расходы одинаковы, а затраты энергии на прокачку теплоносителей равны.

Запишем уравнение для расчета обычного рекуперативного теплообменника типа газ-газ. Для трубчатого теплообменника перекрестного тока, одноходового, типа газ-газ, полагая турбулентный режим течения газа в каналах и режим течения в межтрубном пучке, соответствующий области чисел  $Re$  для поперечного обтекания  $1 < Re \leq 10^3$ , получим:

$$F_{00} = \frac{G_1 c_{p1} \delta t_1}{\Delta t_{\text{ср}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_b} \cdot \frac{d_n}{d_n} \right). \quad (20)$$

Здесь:

$F_{00}$  - поверхность теплообмена обычного трубчатого теплообменника;

$\alpha_n, \alpha_b$  - коэффициенты теплоотдачи к внешней и внутренней поверхности трубок;

$G_1, c_{p1}, \delta t_1$  - массовый расход греющего пара, его теплоемкость и разность температур;

$\Delta t_{\text{ср}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}$  - средний температурный напор;

$d_n, d_b$  - наружный и внутренний диаметр трубок.

Предполагается, что греющий теплоноситель движется в межтрубном пространстве, а нагреваемый - внутри трубок.

С учетом принятых предположений для  $\alpha_n$  будем иметь:

$$\alpha_n = \frac{2\lambda_1}{3d_n} \cdot \left( \frac{d_n}{v_1} \right)^{0.5} \times \left( \frac{L_{20} \cdot L_{10} \cdot \left( 1 - \frac{d_n}{S_1} \right)}{G_1} \right)^{-0.5} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}}. \quad (21)$$

Здесь:

$\lambda_1, v_1, Pr_1$  - теплопроводность, кинематическая вязкость и число Прандтля для греющего теплоносителя;

$L_1, L_2$  - вертикальный и горизонтальный размер живого сечения межтрубного пространства ( $L_2$  - высота трубки,  $S_1$  - поперечный шаг).

$$\alpha_b = 0.023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_n} \left( \frac{w_2 d_n}{v_2} \right)^{0.5} \cdot Pr_2^{0.4}; \quad (22)$$

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_2} \cdot \frac{L_{20}}{F_{00}} \cdot \frac{k_d}{d_n}, \text{ где } k_d = \frac{d_n}{d_n};$$

$$\lambda_n = 0.023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_n} \left( \frac{4G_2 L_{20} d_n}{\rho_2 F_{00} v_2} \right)^{0.5} \cdot Pr_2^{0.1}. \quad (23)$$

Если принять, что между размерами  $L_2$  и  $L_1$  существует некоторое соотношение, так что  $L_1 = K_L \cdot L_2$ , тогда:

$$\alpha_n = \frac{2\lambda_1}{3d_n} \cdot \left( \frac{d_n}{v_1} \right)^{0.5} \times \frac{1}{L_{20}} \left( \frac{K_L \cdot \left( 1 - \frac{d_n}{S_1} \right)}{v_1} \right)^{-0.5} \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}}; \quad (24)$$

$$\alpha_b = 0.023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_b} \left( \frac{4V_2 L_{20} k_d}{F_{00} V_2} \right)^{0.8} \cdot Pr_2^{0.4}; \quad (25)$$

и в соответствии с (20),

$$F_{00} = \frac{G_1 c_{p1} \delta t_1}{\Delta t_{\text{ср}} \cdot \epsilon_{\Delta t}} \times$$

$$\times \left\{ \frac{3(d_n v_1)^{0.5}}{\lambda_1} \cdot L_{20} \cdot \left( \frac{K_L \left( 1 - \frac{d_n}{S_1} \right)}{V_1} \right)^{0.5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} + \frac{k_d^{0.2}}{0.023 Pr_2^{0.4}} \cdot \frac{d_b}{\lambda_2} \cdot \left( \frac{F_{00} V_2}{4V_2 L_{20}} \right)^{0.8} \right\}. \quad (26)$$

Поверхность  $F_{00}$  имеет оптимум по высоте трубы  $L_{20}$ . Действительно, с ее увеличением растет скорость обтекания труб греющим теплоносителем, и, соответственно, уменьшается коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{н}}$ . Одновременно с этим уменьшается число труб в ряду и, следовательно, увеличивается скорость течения нагреваемого теплоносителя, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи  $\alpha_c$ . Такое противоположное влияние  $L_{20}$  определяет оптимум  $F_{00}$ , на что указывают соотношения (24)...(26).

Для получения простых оптимизационных соотношений воспользуемся линейной аппроксимацией критериальной зависимости числа  $Nu$  от числа  $Re$  для турбулентного течения в каналах. Для диапазона чисел  $Re$  от  $10^4$  до  $10^5$  будем использовать вместо зависимости

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (27)$$

аппроксимацию вида

$$Nu = 0.003 Re Pr^{0.4} \quad (28)$$

что дает отклонение от зависимости (27)

± 20%.

Тогда с подстановкой (28) получим для  $F_{00}$  уравнение вида

$$F_{00} = \frac{A_1 \cdot L_{20}}{A_2 - A_3 / L_{20}}, \quad (29)$$

где:

$$A_1 = \frac{3}{2} \left( \frac{d_n v_1 K_L \cdot \left( 1 - \frac{d_n}{S_1} \right)}{V_1} \right)^{0.5} \cdot \frac{1}{Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_1}; \quad (30)$$

$$A_2 = \frac{\Delta t_{\text{ср}} \cdot \epsilon_{\Delta t}}{c_{p1} \cdot \rho_1 V_1 \cdot \delta t_1};$$

$$A_3 = \frac{d_n \cdot v_2}{0.012 \lambda_2 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot V_2}. \quad (31)$$

Из (29) следует, что существует такое значение  $(L_{20})_{\text{ext}}$ , при котором поверхность теплообмена  $F_{00}$  достигает минимума.

Действительно:  $F_{00} = \frac{A_1}{\frac{A_2}{L_{20}} - \frac{A_3}{L_{20}^2}}$ ; если

$$Z = \frac{A_2}{L_{20}} - \frac{A_3}{L_{20}^2} \text{ достигает максимума, то } F_{00}$$

принимает при этом минимальное значение. Условие экстремума для  $Z$ :

$$\frac{\partial Z}{\partial L_{20}} = 0 \rightarrow -\frac{A_2}{L_{20}^2} + \frac{2A_3}{L_{20}^3} = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow (L_{20})_{\text{ext}} = \frac{2A_3}{A_2};$$

$$\frac{\partial^2 Z}{\partial L_{20}^2} = \frac{2A_2}{L_{20}^3} - \frac{6A_3}{L_{20}^4} \text{ при}$$

$$(L_2)_{\text{ext}} = \frac{2A_3}{A_2} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\partial^2 Z}{\partial L_{20}^2} = \frac{2A_2^4}{8A_3^3} - \frac{6A_2^4}{16A_3^3} = -\frac{1}{8} \frac{A_2^4}{A_3^3} < 0, \quad (32)$$

т.е при  $(L_{20})_{\text{ext}} Z=Z_{\text{max}}$  и  $F_{00}=F_{00\text{min}}$ . Таким образом, наименьшее значение поверхности теплообмена достигается при  $L_{20}=(L_{20})_{\text{ext}}=2A_3/A_2$ .

### 2.2 Сравнительный анализ поверхностей теплообмена трубчатых теплообменников и теплообменников с ИМК

Один из вариантов объективного сопоставления обычного трубчатого теплообменного аппарата с альтернативным ТА с ИМК предполагает сопоставление поверхностей теплообмена при одинаковых исходных условиях и равенстве затрат механической энергии. При этом естественно также стремиться для каждого из аппаратов выбрать условия, обеспечивающие оптимум критерия сравнения (в данном случае минимум поверхности  $F_{00}$ ). Следовательно, для  $(L_{20})_{\text{ext}}$  получим:

$$(L_{20})_{\text{ext}} = \frac{d_n \cdot v_2 \cdot c_{p1} \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \delta t_1}{0.012 \lambda_2 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot V_2 \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ex}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}} \quad (33)$$

Соответственно, минимальная поверхность обычного трубчатого одноходового перекрестноточного теплообменника достигается при условии, когда

$$(F_{00})_{\text{min}} = \frac{A_1 \cdot (L_{20})_{\text{ext}}}{A_2 - A_3 / (L_{20})_{\text{ext}}} = \frac{A_1}{\frac{A_2}{2A_3} - \frac{A_3 A_2}{4A_3^2}} = \frac{4A_1 A_3}{A_2^2} \quad (34)$$

откуда, после подстановок и преобразований, следует:

$$(F_{00})_{\text{min}} = 500 \left( \frac{c_{p1} \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot \delta t_1}{\Delta \bar{t}_{\text{ex}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}} \right)^2 \times \left( \frac{d_n \cdot v_1 \cdot K_L \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right)}{V_1} \right)^{0.5} \cdot \frac{d_n \cdot v_2}{\lambda_2 \cdot Pr^{0.4} \cdot V_2} \cdot \frac{1}{\lambda_1 \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (35)$$

Затраты механической энергии  $N_{30}$  на прокачку греющего и нагреваемого теплоносителей в рассматриваемом теплообменном аппарате определяются известным образом:

$$N_{30} = \frac{V_1 \Delta P_{10}}{\eta_1} + \frac{V_2 \Delta P_{20}}{\eta_2} \quad (36)$$

где  $V_1, V_2, \Delta P_{10}, \Delta P_{20}, \eta_1, \eta_2$  - соответственно, объемные расходы, потери давления и КПД нагнетателей для греющего и нагреваемого теплоносителей.

Потери давления нагреваемого теплоносителя определяются как:

$$\Delta P_{20} = c_t \cdot \frac{L_{20}}{d_n} \cdot \rho_2 \cdot \frac{w_2^2}{2} \quad (37)$$

где

$$w_2 = \frac{4V_2 \rho d_n L_{20}}{F_{00} \rho d_n} = \frac{4V_2 L_{20}}{F_{00}} \cdot \frac{d_n}{d_n^2} \quad (38)$$

и

$$\frac{F_{00}}{L_{20}} = \frac{A_1}{A_2 - A_3 / L_{20}} \quad (39)$$

Тогда

$$w_2 = \frac{4V_2}{A_1} \cdot \left( A_2 - A_3 / L_{20} \right) \cdot \frac{d_n}{d_n^2} \quad (40)$$

Для

$$L_{20} = (L_{20})_{\text{ext}} = \frac{2A_3}{A_2}$$

$$w_2 = \frac{2V_2 A_2}{A_1} \cdot \frac{d_n}{d_n^2} = \quad (41)$$

$$= \frac{2V_2 \cdot \bar{t}_{\text{ex}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot \lambda_1 \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d_n}{d_n^2}}{V_1 \cdot \delta t_1 \cdot c_{p1} \cdot \rho_1 \cdot \left( \frac{d_n \cdot v_1 \cdot K_L \cdot \left(1 - d_n / S_1\right)}{V_1} \right)^{0.5}}$$

Для упрощения расчетных соотношений примем в (37), что в диапазоне чисел Re от  $10^4$  до  $10^5$   $c_t = 0.026$ . Максимальное отклонение от закона Блаузиуса при этом составляет не более 20%. Тогда из (37)...(41) получим

$$P_{20} = 0.026 \cdot \frac{L_{20}}{d_n^4} \cdot \frac{8}{9} \times \left( \frac{V_2 \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ex}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot \lambda_1 \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}}}{V_1 \cdot \delta t_1 \cdot c_{p1} \cdot \rho_1} \right)^2 \cdot \frac{k_d V_1 \cdot \rho_2}{v_1 \cdot K_L \cdot \left(1 - d_n / S_1\right)} \quad (42)$$

Для потерь давления греющего теплоносителя запишем

$$\begin{aligned} \Delta P_{10} &= \frac{C_1}{Re_1^m} \cdot Z \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = \\ &= \frac{C_1 v_1^m}{2 d_n^m} \cdot \frac{F_{00} S_1}{\pi d_n L_{20} L_1} \cdot \rho_1 \cdot w_1^{2-m} = \\ &= \frac{C_1 v_1^m \cdot \rho_1}{2 d_n^m} \cdot \left( \frac{V_1}{L_1 L_{20} \cdot \left(1 - d_n / S_1\right)} \right)^{2-m} \times \\ &\quad \times \frac{F_{00} \cdot \left(S_1 / d_n\right)}{\pi L_{20} L_1} = \\ &= \frac{C_1 v_1^m \cdot \rho_1 \cdot \left(S_1 / d_n\right) \cdot V_1^{2-m}}{2 \pi d_n^m \cdot K_L^{2-m} \cdot \left(1 - d_n / S_1\right)^{2-m}} \cdot \frac{F_{00}}{L_{20}^{6-2m}} \quad (43) \end{aligned}$$

где  $Z$  - число рядов труб.

$$\text{Для } (L_{20})_{\text{ext}} = \frac{2A_3}{A_2}$$

$$\frac{F_{00}}{L_{20}} = \frac{A_1}{A_2 - A_3 / L_{20}} = \frac{2A_1}{A_2}$$

$$\frac{F_{00}}{L_{20}^{6-2m}} = \frac{2A_1}{A_2} \left( \frac{A_2}{2A_3} \right)^{5-2m} \quad (44)$$



$$\Delta P_{10} = \frac{C_1 \cdot v_1^m \cdot \rho_1 \cdot (S_1/d_n) \cdot V_1^{r-2m} \cdot A_1 \cdot A_2^{4-2m}}{\pi d_n^m \cdot K_L^{3-m} \cdot (1-d_n/S_1)^{2-m} \cdot (2A_3)^{5-2m}} =$$

$$= \frac{C_1 v_1^m \rho_1 (S_1/d_n) \cdot V_1^{2-m}}{\pi d_n^m K_L^{3-m} (1-d_n/S_1)^{2-m}} \times$$

$$\times \frac{3}{2} \left( \frac{v_1 d_n K_L \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right)^{0.5}}{V_1} \right) \times$$

$$\times \frac{1}{Pr_1^{1/3} \cdot \lambda_1} \cdot \left[ \frac{\Delta \bar{t}_{\text{ср}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}}{V_1 \delta t_1 c_{p1} \rho_1} \right]^{4-2m} \times$$

$$\times \left[ \frac{0.006 \lambda_2 Pr_2^{0.4} V_2}{d_b \cdot v_2} \right]^{5-2m} \quad (45)$$

В диапазоне чисел Re от  $10^3$  до  $10^5$  для коридорных пучков константы в выражении (45) могут быть приняты  $C_1=1.52$ ;  $m=0.2$  [6]. При этом в результате совместного рассмотрения (38), (42), (45) для суммарных энергозатрат на преодоление потерь давления в обычном трубчатом теплообменнике получим:

$$\sum N_{\Sigma} = 3.852 \frac{V_2^2 \cdot Pr_1^{0.66} \cdot \lambda_1^2}{\eta_2 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot \lambda_2 \cdot \rho_1 \cdot v_1} \times$$

$$\times \frac{\rho_2 \cdot v_2 \cdot d_n \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср}}}{d_b^4 \cdot K_L \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right) \cdot c_{p1} \cdot \delta t_1} +$$

$$+ \frac{2.28 \cdot v_1^{0.7} \cdot d_n^{0.3} \cdot S_1}{\pi \cdot \eta_1 \cdot Pr_1^{0.33} \cdot K_L^{2.3} \cdot \rho_1^{2.6} \cdot \lambda_1} \cdot \left( \frac{\varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср}}}{c_{p1} \cdot \delta t_1} \right)^{3.6} \times$$

$$\times \frac{\left( \frac{0.006 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot \lambda_2 \cdot V_2}{d_b \cdot v_2} \right)^{4.6}}{\left( V_1 \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right) \right)^{1.3}} \quad (46)$$

Для теплообменника с ИМК с такими же значениями  $t_1, t_2, V_1, V_2, \rho_1, \lambda_1, v_1, Pr_1, \rho_2, \lambda_2, v_2, Pr_2$  задача определения минимальной поверхности теплообмена в простейшем случае приводится к оптимальному соотношению поверхностей зон нагрева и

охлаждения:  $\frac{F_n}{F_k} = \sqrt{\frac{K_k}{K_n}}$ .

Из конструктивных соображений для простейшего типа ТА с ИМК геометрии сетей микроканалов, диаметры микроканалов для зон нагрева и охлаждения будут совпадать. Если рассматриваются теплообменники типа газ-газ с одинаковыми или примерно равными объемными расходами газов

$$\frac{G_1}{\rho_1} = V_1 = V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} \text{ и с одинаковыми тепло-}$$

физическими свойствами греющего и нагреваемого теплоносителей, то при нормальной работе ИМК:

$$K_n \equiv \alpha_0 \text{ и } K_k \equiv \alpha_n,$$

где  $\alpha_0, \alpha_n$  - внешние коэффициенты теплоотдачи в зонах охлаждения и нагрева и  $\alpha_0 \equiv \alpha_n$ , т.е. минимальной общей поверхности теплообмена соответствуют соотношения:  $F_n = F_k, L_n \equiv L_k \equiv L_{2n}, \Delta P_{1n} \approx \Delta P_{2n}$ .

Известно, что для простейшего ТА с ИМК для условий противотока передаваемый тепловой поток  $Q$  через общую поверхность теплообмена  $f_0 N$  (где  $N$  - число рядов ИМК, а  $f_0$  - поверхность теплообмена одного ряда) будет равен:

$$Q = \frac{(t'_1 - t'_2) \cdot [1 - \exp(-m(Kf)_{\Sigma} \cdot N)]}{\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \cdot \exp(-m(Kf)_{\Sigma} \cdot N)} \quad (47)$$

Здесь:

$$\frac{1}{(Kf)_{\Sigma}} = \frac{1}{(Kf)_n} + \frac{1}{(Kf)_k};$$

$$m = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}; f_k + f_n = f_0. \quad (48)$$

В случае равенства  $K_k$  и  $K_n \rightarrow K_0$ ,

$$f_n = f_k = \frac{f_0}{2}.$$

$$Q = \frac{(t'_1 - t'_2) \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{mK_0 f_0 \cdot N}{4}\right) \right]}{\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \cdot \exp\left(-\frac{mK_0 f_0 \cdot N}{4}\right)} \quad (49)$$

При равенстве полных теплоемкостей

потоков  $\frac{1}{W_1} = \frac{1}{W_2}$  и  $m = 0$

$$Q = \frac{t'_1 - t'_2}{\frac{1}{W_1} + \frac{1}{K_0 f_0 N}} \quad (50)$$

С другой стороны  $Q = W_1 \cdot (t'_1 - t'_1^*)$ ,

откуда  $(t'_1 - t'_1^*) \cdot \left( \frac{4W_1}{K_0 \cdot f_0} + 1 \right) = t'_1 - t'_2$ , т.е.

$$\frac{4W_1}{K_0 f_0} = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t'_1^*} - 1 = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t'_1^*};$$

$$f_0 = \frac{4W_1 \cdot (t'_1 - t'_1^*)}{t'_1 - t'_2} \cdot \frac{1}{K_0} \quad (51)$$

Из (51), с учетом  $K_0 = \alpha_n$ , и (25) следует, что расчетное значение полной поверхности теплообмена для ТА с ИМК определяется, при  $V_1 = V_2$ , как:

$$F_{II} = \frac{4V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t'_1^*)}{(t'_1 - t'_2) \cdot Pr_1^{0.33}} \times$$

$$\times \frac{3}{2} \cdot L_{2H} \cdot \frac{d_n}{L_1} \cdot \left( \frac{v_1}{d_n} \cdot \frac{K_L \cdot (1 - d_n/S_1)}{V_1} \right)^{0.5} \quad (52)$$

Выбор размера  $L_{2H}$  и, соответственно, размера  $L_{1H} = K_L \cdot L_{2H}$  целесообразно осуществлять из условий равенства затрат механической энергии на прокачивание теплоносителей в обычном перекрестно-точном одноходовом трубчатом теплообменнике  $\sum N_{20}$  и аналогичном ему ТА с ИМК  $\sum N_{3H}$ . Если затраты механической энергии на прокачивание теплоносителей через ТА с ИМК при  $N_{3H} = N_{20}$  записать как:

$$\sum N_{3H} = 2 \cdot \frac{V_1 \cdot C_1 \cdot v_1^m}{\eta \cdot 2d_n^m} \times$$

$$\times \frac{F_{0H} \cdot (S_1/d_{30})}{\pi \cdot L_{2H} \cdot L_{1H}} \cdot \rho_1 \cdot \left( \frac{V_1}{L_{2H} \cdot L_{1H} \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right)} \right)^{2-m} \quad (53)$$

то, приняв, что  $L_{1H} = K_L \cdot L_{2H}$  и, осуществляя подстановку  $F_{II}$  из (52), получим

$$\sum N_{3H} = \frac{6V_1^{3-m} \cdot C_1 \cdot v_1^m}{\pi \cdot \eta \cdot d_n^m \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right)^{2-m}} \times$$

$$\times \frac{(S_1/d_{30}) \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t'_1^*)}{L_{2H}^{6-2m} \cdot K_L^{3-m} \cdot t'_1 - t'_2} \times$$

$$\times \frac{d_{n0}}{\lambda_1 \cdot Pr_1^{0.33}} \cdot \left( \frac{v_1}{d_{n0}} \cdot \frac{K_L \cdot \left(1 - \frac{d_n}{S_1}\right)}{V_1} \right)^{0.5} \cdot L_{2H} \quad (54)$$

или с учетом  $C_1 = 1.52$ ;  $m = 0.2$

$$\sum N_{3H} = \frac{A_{10}}{L_{2H}^{4.6}} \quad (55)$$

где

$$A_{10} = \frac{9.12 \cdot V_1^{3.3} \cdot d_n^{0.3} \cdot \frac{S_1}{d_n} \cdot c_{p1} \cdot \rho_1^2 \cdot v_1^{0.7} \cdot \delta t_1}{\pi \cdot \eta \cdot K_L^{2.3} \cdot Pr_1^{0.33} \cdot \lambda_1 \cdot \Delta \bar{t}};$$

$$\delta t_1 = t'_1 - t'_1^*; \quad \Delta \bar{t} = t'_1 - t'_2 \quad (56)$$

Приравнявая  $\sum N_{3H}$  и  $\sum N_{20}$  из (46), получим выражение для длины микроканала  $L_{2H}$  при условии равенства энергозатрат в обычном трубчатом теплообменнике и в ТА с ИМК в виде:

$$L_{2H} = \left( \frac{A_{10}}{\sum N_{20}} \right)^{\frac{1}{1.6}} \quad (57)$$

Теплообменную поверхность для ТА с ИМК определим из (52) как

$$F_{0H} = \frac{6V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t'_1^*)}{\lambda_1 \cdot (t'_1 - t'_2) \cdot Pr_1^{0.33}} \times$$

$$\times \left( \frac{v_1 \cdot d_n \cdot K_L \cdot (1 - d_n/S_1)}{V_1} \right)^{0.5} \cdot \left( \frac{A_{10}}{\sum N_{20}} \right)^{\frac{1}{1.6}} \quad (58)$$

Перепишем (35) для  $F_{00} = (F_{00})_{\min}$  в виде:

$$F_{00} = \frac{500 \cdot d_n \cdot v_2}{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \cdot Pr_2^{0.4}} \times$$

$$\times \left( \frac{v_1 \cdot d_n \cdot K_L \cdot (1 - d_n/S_1)}{V_1} \right)^{0.5} \times$$

$$\times \frac{1}{V_2} \cdot \left( \frac{V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \cdot \delta t_1}{\Delta \bar{t}_{\text{вс}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}} \right)^2, \quad (59)$$

можно, с учетом (59) составить отношение  $Z_F = F_{00}/F_{0н}$ , которое показывает во сколько раз минимальная поверхность обычного трубчатого теплообменника будет больше полной поверхности ТА с ИМК при соблюдении всех вышеперечисленных условий сопоставления (одинаковость параметров сред, одинаковая внешняя геометрия трубчатых элементов, отношения  $L_{11}/L_{21}$ ,  $S_{11}/d_{н1}$  и т.п.). Осуществляя соответствующие подстановки и преобразования, для  $Z_F$  получим:

$$Z_F = 83.3 \cdot Pr^{0.6} \cdot \frac{c_{p1}}{c_{p2}} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \times \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{\delta t_1}{\Delta \bar{t}_{\text{вс}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}} \cdot d_n \cdot \left( \frac{\sum N_{\text{Э0}}}{A_{10}} \right)^{\frac{1}{4.6}}. \quad (60)$$

Здесь  $\sum N_{\text{Э0}}$  определяется по соотношению (46).

Отметим, что в соотношениях (46), (56) и (60) использованы отношения  $\left( \frac{\delta t_1}{\Delta \bar{t}} \right)$  для ТА с

ИМК для условиях противотока и равенства полных теплоемкостей потоков, когда они имеют вид:

$$\frac{\delta t_1}{\Delta \bar{t}} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t'_2}. \quad (61)$$

### 2.3 Примеры сопоставительного анализа

Для конкретного анализа в качестве примера выбраны условия проектирования теплообменника типа газ-газ, когда греющая и нагреваемая среды - воздух при атмосферном давлении, температуры которых на входе:

$t'_1 = 80^\circ\text{C}$ ,  $t'_2 = 20^\circ\text{C}$ ; на выходе:  $t''_1 = 60^\circ\text{C}$ ,  $t''_2 = 40^\circ\text{C}$ , трубчатый элемент имеет

размеры:  $d_n = 10...25 \text{ мм}$ ,  $k_d = \frac{d_{н1}}{d_n} = 1.2$ ,

$$K_L = \frac{L_{10}}{L_{20}} = 1, \quad \left( \frac{S_1}{d_n} \right) = 2, \quad V_1 = V_2 = 1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Такие условия типичны для организации теплоотвода из внутренних объемов герметичных шкафов и стоек, заполненных тепловыделяющей аппаратурой, когда для

исключения неблагоприятного воздействия загрязнений, повышенной влажности и других отрицательных свойств воздуха окружающей среды на надежность электронной аппаратуры, тепловая связь между внутренними воздушными объемами электронных комплексов и окружающей средой осуществляется с помощью теплообменника воздух-воздух. Значения объемных комплексов принимались  $V_1 = V_2 = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Для принятых условий с помощью соотношений (60), (56) и (57) с учетом  $\sum N_{\text{Эн}} = \sum N_{\text{Э0}}$  получим, что преимущество по теплообменным поверхностям ТА с ИМК над традиционными ТА ( $Z_F > 1$ ) имеют место при диаметрах трубчатого элемента, начиная с  $d_n \approx 60 \text{ мм}$  и выше. При других температурных режимах, например:  $t'_1 = 80^\circ\text{C}$ ,  $t''_1 = 40^\circ\text{C}$ ,  $t'_2 = 20^\circ\text{C}$ ,  $t''_2 = 60^\circ\text{C}$ , и прочих равных условиях преимущества ТА с ИМК начинают сказываться при значительно меньших диаметрах:  $d_n \geq 10 \text{ мм}$ .

Выше отмечалось, что параметры альтернативного и традиционного ТА определялись при условиях минимизации его поверхности, без учета того, как это отразится на аэродинамических сопротивлениях и соответствующих затратах механической энергии  $\sum N_{\text{Э0}}$ , которые, даже для теплонапряженных узлов и блоков РЭА, не должны превышать 10...15% отводимой мощности.

Если это условие не соблюдалось, то, при задаваемых диаметрах трубчатого элемента, определение таких параметров традиционного ТА, как  $L_{20}$ ,  $F_{00}$  и т.п. должно производиться с учетом ограничений по энергозатратам на транспорт теплоносителя.

Это обстоятельство требует соответствующей коррекции методики выбора параметров традиционного ТА и ТА с ИМК.

### 2.4 Методика выбора параметров трубчатого теплообменника и теплообменника с ИМК

Вводя ограничение по суммарным затратам механической энергии величиной  $[\sum N_{\text{Э0}}]$ , можно записать следующее неравенство:

$$[\sum N_{\Sigma 0}] \geq N_{\Sigma 1} + N_{\Sigma 2}, \quad (62)$$

где  $N_{\Sigma 1}$ ,  $N_{\Sigma 2}$  - энергозатраты при транспортировке нагреваемого и охлаждаемого теплоносителей, соответственно, которые составляют:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{V_1 \cdot \Delta P_1}{\eta_1}; \quad (63)$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{V_2 \cdot \Delta P_2}{\eta_2}. \quad (64)$$

Рассмотрев совместно (63), (64), (65), (37)...(40), (45) и произведя подстановку  $C_1=1.52$ ;  $m=0.2$ , перепишем неравенство (62) в виде:

$$[\sum N_{\Sigma 0}] \geq \frac{B_1}{I_2^{3.6}} \cdot \left( \frac{A_1}{A_2 \cdot \left( L_{20} - \frac{A_3}{A_2} \right)} \right) + \frac{B_2}{L_{20}} \cdot \left( \frac{A_1}{A_2 \cdot \left( L_2 - \frac{A_3}{A_2} \right)} \right)^2, \quad (65)$$

где

$$B_1 = \frac{0.76 \cdot \rho_1 \cdot \left( \frac{S_1}{d_n} \right) \cdot \left( \frac{V_1}{K_L} \right)^{2.8} \cdot \left( \frac{V_1}{k_d} \right)^{0.2}}{\pi \cdot \eta_1 \cdot d_n^{0.2} \cdot \left( 1 - \frac{d_n}{S_1} \right)^{1.8}}; \quad (66)$$

$$B_2 = \frac{0.208 \cdot \rho_2 \cdot V_2^3 \cdot k_d^2}{\eta_2 \cdot d_n^{0.3}}. \quad (67)$$

Величины  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  определяются соотношениями (30), (31) и, так же как и величины  $B_1$ ,  $B_2$ , зависят от исходных условий, таких как расходы теплоносителей  $V_1$ ,  $V_2$ , их температуры и теплофизические свойства, от тепловой мощности ТА и его геометрических характеристик.

Так как слагаемые в правой части неравенства (65) положительны по их физическому смыслу, то это трансцендентное неравенство следует решать методом итераций совместно с неравенством:

$$L_{20} > \frac{A_3}{A_2}. \quad (68)$$

Для условий, принятых в рассмотренном

выше примере, при  $\sum N_{\Sigma 0} = 1000$  В,  $\bar{N}_{\Sigma} \approx 4.6\%$ ,  $d_n = 25$  мм,  $A_1 = 0.0133$ ,  $A_2 = 0.00178$ ,  $A_3 = 0.00154$ ,  $B_1 = 0.6408$ ,  $B_2 = 32147.2$  общим решением неравенств (65) и (68) является  $L_2 \geq 0.8854$  м.

Однако для диаметров  $d_n < 10$  мм общее решение этих неравенств отсутствует. Это позволяет сделать следующие выводы относительно традиционного ТА:

- при данной геометрии труб, расходах и свойствах теплоносителей не всегда возможно обеспечить одновременно требования по температурному режиму и по ограничению затрат механической энергии;

- при данной геометрии труб, температурных режимах и свойствах теплоносителей не всегда возможно обеспечить одновременно требования по энергозатратам и расходам теплоносителей;

- при заданных расходах, свойствах теплоносителей и температурных режимах ограничения по энергозатратам требуют определенной геометрии трубчатых элементов, которую не всегда удается обеспечить.

Последний вывод наглядно иллюстрирует приведенный выше пример - применение труб с диаметром ниже 10 мм невозможно.

В ТА с ИМК, и это является принципиальным, выполнение всех условий задачи, включая ограничение  $[\sum N_{\Sigma}]$ , не накладывает ограничений на уменьшение диаметра  $d_n$  теплопередающего элемента (ИМК).

Однако такое понижение  $d_n$  приводит к достаточно резкому уменьшению преимуществ ТА с ИМК по поверхностям нагрева. Расчетный анализ показал, что при  $d_n \approx 11$  мм величина  $Z_F \approx 1$ , и преимущества по поверхности вообще отсутствуют. При диаметрах  $d_n \geq 15$  мм, эти преимущества значительны и, в частности, при  $d_n = 20$  мм величина  $Z_F \approx 7$ . В этом случае длины теплопередающих элементов составляют: в обычном трубчатом ТА  $L_2 = 0.58$  м, в ТА с ИМК  $L_2 = 0.728$  м, при этом поверхности нагрева соответственно равны:  $251.1$  м<sup>2</sup> и  $35.4$  м<sup>2</sup>, т.е. имеет место семикратный выигрыш по поверхностям нагрева, и, следовательно в

материальных затратах.

Эти преимущества сохраняются до тех пор, пока:

- внутренние коэффициенты теплоотдачи в зонах нагрева и охлаждения существенно превосходят внешние по величине;

- передаваемые тепловые мощности через локальный ИМК или отдельную сеть ИМК не достигают пределов внутреннего теплопереноса.

Изложенные результаты количественно могут несколько измениться при переходе в области больших чисел  $Re$  внешнего обтекания ( $Re > 2 \cdot 10^3$ ), при изменении геометрических соотношений  $K_L$ ,  $(d/S_1)$ ,  $k_d$ , объемных расходов  $V_1$ ,  $V_2$  и т.д., однако принципиальные, качественные изменения для теплообменников типа газ-газ могут иметь место только при возникновении ограничений по интенсивности и масштабам внутреннего теплопереноса.

### Выводы

1. Традиционное применение микротепловых труб с использованием капиллярных сил в качестве основы обеспечения циркуляции представляется менее надежным по сравнению с применением испарительных микроканалов. Показано, что для капиллярных ИМК перспективными размерами можно считать: диапазон внутренних диаметров 0.5...4 мм, диапазон длин 0.1...0.5 м.
2. Расчетные оценки, выполненные с помощью разработанной методики сопоставительного анализа эффективности ТА на основе локальных ИМК с неразделенными зонами нагрева и охлаждения, ТА с разделенными зонами и ТА с сетевыми ИМК, показали:

- для малых отношений  $\left(\frac{k_0 \cdot F_0}{2w_0}\right)$

теплотехническая эффективность ТА газ-газ с локальными ИМК и ТА с разделенными зонами практически одинакова;

- для отношений  $\left(\frac{k_0 \cdot F_0}{2w_0}\right) \gg 1$  ТА с

локальными ИМК имеют в 2 раза большую теплопроизводительность, чем ТА с разделенными зонами;

- для ТА с сетевыми ИМК:

а) максимальная теплотехническая эффективность достигается при объединении ИМК в сети, располагаемые в плоскостях, нормальных движению теплоносителей, т.е. в сети следует объединять ИМК одного ряда;

б) объединение в единую сеть двух или более фронтальных рядов не будет существенно снижать теплопроизводительность ТА до тех пор, пока теплообменная поверхность такого объединенного ряда не будет превышать 10...15% общей поверхности ТА.

3. Расчеты, проведенные на основе разработанных методик сопоставительного анализа теплотехнических и технико-экономических показателей теплообменников газ-газ двух типов - ТА с ИМК и традиционных рекуперативных ТА, показали, что при температурных режимах, расходах теплоносителей и геометрии теплопередающих элементов, типичных для применения таких теплообменников в системах термостабилизации радиоэлектронной аппаратуры, теплообменные поверхности в ТА с ИМК в 2...7 раз меньше, чем в традиционных ТА; при этом удовлетворяются ограничения по допустимым энергозатратам на прокачку теплоносителей, не превышающим 5...10% передаваемой тепловой мощности, что не всегда возможно в традиционных ТА.

### Литература

1. Смирнов Г.Ф., Косой Б.В., Хаджибуед И. Влияние теплофизических характеристик на выбор геометрических параметров микротепловых трубок и пульсационных тепловых труб с капиллярными каналами / Холодильная техника и технология, -2001, №71, с.31-36.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие.- М.: Энергоатомиздат, 1990.- 367 с.
3. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Истинные скорости фаз и паросодержание двухфазного потока при кипении в щелевых каналах / ТВТ, - 1972, № 1, с.145-148.
4. Безродный М.К., Волков С.С., Мокляк В.Ф. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике.- К.:Вища шк., 1991.-75 с.

5. Косой Б.В. Теплофизические модели рационального проектирования теплообменных аппаратов на тепловых трубах. Автореф. дисс..канд.техн.наук.- Одесса: ОГАХ, 1996.- 16 с.

6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975, 559 с.