

УДК 621.565.93/95

## Определение оптимального соотношения характеристик микроканальных теплообменных аппаратов\*

А.Б. Горяев, О.Е. Прун, А.В. Клименко

*Национальный исследовательский университет  
«Московский энергетический институт»*

E-mail: olgaproon@mail.ru

Рассматривается один из путей оптимизации характеристик микроканальных теплообменников. Предложена целевая функция, связывающая теплогидравлические и конструктивные параметры аппарата, такие как количество каналов, их диаметр и длина. Определены ограничения на ее применение. Проанализировано влияние этих параметров на значение целевой функции. Показано, что имеется экстремум функции при определенном диаметре микроканалов при постоянных значениях количества каналов и их длины в теплообменной матрице. Получены формулы, позволяющие определить соотношение длины, диаметра и количества каналов, отвечающее максимуму целевой функции. Показано, что максимум целевой функции достигается в теплообменниках с большим количеством коротких каналов малого диаметра.

**Ключевые слова:** микроканалы, микроканальные теплообменники, оптимизация теплогидравлических характеристик, эффективность микроканального теплообменника.

### Введение

Для многих электронных, авиационных и космических систем нужны малые по массе и размеру теплообменные аппараты, способные передавать большие тепловые потоки при небольших затратах энергии на перемещение теплоносителей. Одним из перспективных направлений решения этой задачи может стать переход от применяемых сейчас теплообменных аппаратов с каналами диаметром порядка нескольких миллиметров, к микроканальным, с эквивалентным диаметром каналов в сотни или даже десятки микрометров. Это позволяет не только увеличить площадь теплообменной поверхности аппарата в единице его объема (компактность), но и заметно повысить интенсивность теплообмена. Компактность современных микроканальных теплообменных аппаратов достигает величин  $10000\text{--}30000\text{ м}^2/\text{м}^3$  [1, 2], а объемный коэффициент теплопередачи — свыше  $100\text{ МВт}/(\text{м}^3\text{град})$  [3], что на 1–2 порядка выше, чем в обычных аппаратах.

Главной проблемой развития микроканальных теплообменников является поиск компромисса между тепловой мощностью микротеплообменника и падением давления теплоносителя при прокачке [2]. Исследователи проводят большое количество численных

---

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (гос. задание № 3.1519.2014/к).

и натуральных экспериментов для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления, сравнения этих параметров для различных видов поверхностей и определения наилучших из них [2–10]. В работе [4] была установлена связь между интенсивностью конвективного теплообмена и соотношением высоты и ширины прямоугольного микроканала в микроканальном радиаторе. В работах [5–7] тема получила дальнейшее развитие, были разработаны методы определения оптимального соотношения этих геометрических параметров. В работе [5] оптимальное соотношение высоты и ширины канала было представлено как функция от длины канала, теплопроводности и полной теплоемкости теплоносителя. Был сделан вывод о том, что применение микроканальных радиаторов с переменным сечением позволяет минимизировать термическое сопротивление и температурные градиенты в материале стенок микроканалов. О необходимости снижения температурных градиентов в конструкциях микротеплообменников, что связано со значительными температурными напряжениями и прочностью конструкций, пишут и другие авторы [10, 11]. Еще одной важной проблемой, затрудняющей использование микротеплообменников, является возможное засорение сложных систем каналов, однако по этому вопросу опубликовано крайне мало эмпирических данных [11].

Для определения оптимальных геометрических и теплогидравлических характеристик авторами [7] были проведены масштабные численные расчеты. Разработанная многофакторная математическая модель была реализована с помощью сложных эволюционных алгоритмов на основе методов стохастического анализа и методов комбинаторики.

В работе [10] в качестве критерия, характеризующего эффективность одной микроканальной поверхности теплообмена относительно другой, приводится соотношение занимаемых ими объемов, которое связано со скоростью теплоносителя, а следовательно, и с критериями Рейнольдса и Нуссельта. Кроме того, автором [10] был проведен анализ влияния на эффективность микроканального теплообменника таких факторов, как продольная теплопроводность, теплопритоки, неравномерность распределения теплоносителя по системе микроканалов.

В цитируемых выше работах внимание уделено в основном отдельным аспектам оптимизации конструкции микроканальных теплообменных аппаратов. Используемые авторами методы многофакторного численного моделирования требуют учета частностей, в связи с чем полученные результаты имеют ограниченное распространение. Помимо этого, отсутствуют простые оценочные методики, позволяющие проанализировать влияние таких факторов, как длина, количество и характерный размер микроканала, на теплогидравлические характеристики теплообменника в целом и разработать рекомендации для его проектирования.

Важнейшим вопросом при описании процессов теплообмена и гидродинамики в микроканалах является степень их подобия процессам в привычных макросистемах. На этот счет существуют противоречивые данные. Например, в работе [12] было показано, что в микроканальных течениях газов при  $Re < 200$  экспериментально полученные значения числа  $Nu$  в пять раз ниже, чем значение, определенное по традиционным формулам для ламинарных макрорежимов. И наоборот, при  $Re > 10000$  экспериментальные результаты для числа  $Nu$  в микроканальном течении в четыре раза выше, чем при использовании классических расчетных соотношений Диттуса–Боэлтера. Фактор трения в ламинарном режиме в микроканалах на 20 % меньше по сравнению с существующим в макросистеме. Авторы [13] перечисляют особенности течений в микроканалах, среди которых упоминают явление микротурбулентности, когда в микроканальном течении возникают вихри при низких числах  $Re$  (по данным работы [3] при  $Re \approx 600$ ), возможность проскальзывания жидкости, которое приводит к изменению граничных условий на стенке, влияние шероховатости поверхности, неравномерность распределения потока по сети микроканалов, существенное изменение теплофизических свойств из-за больших градиентов температур.

Однако большинство экспериментальных исследований показывает, что микроканальные течения не имеют принципиальных отличий от макроскопических систем. В работах [14–20] были экспериментально исследованы установившиеся изотермические и неизотермические течения различных жидкостей в прямоугольных, треугольных и круглых каналах с характерными размерами, изменяющимися в широких диапазонах (от 1 до 200 мкм) при критерии  $Kn \ll 1$ . Отмечается хорошее согласование экспериментально полученных коэффициентов трения с рассчитанными по известным зависимостям для сплошных несжимаемых сред. В [14] проведен обзор работ, посвященных гидродинамике микроканальных течений в гладких и шероховатых каналах. Установлено, что при относительной шероховатости от 0,32 до 7 % переход от ламинарного к турбулентному режиму течения имеет место при числах  $Re$  от 1800 до 2200. В работах [21–23] представлены результаты численного моделирования теплообмена и гидродинамики сплошной несжимаемой среды в квадратных, круглых и кольцевых микроканалах с гидравлическими диаметрами 100, 30,6 и 100 мкм соответственно в микродиффузорах и микроразветвлениях. Перепады давления и коэффициенты трения, полученные численным путем, хорошо согласуются с определенными по известным расчетным зависимостям (в пределах 0,2 %) и с имеющимися результатами *micro-PIV* экспериментов. В работах [24, 25] проведено экспериментальное определение коэффициента сопротивления в прямом и U-образном микроканалах круглого сечения диаметром 68,7 и 70,3 мкм соответственно. В качестве рабочей жидкости использовалась дистиллированная деионизированная вода. Показана хорошая сходимость эксперимента и расчета для прямолинейных каналов, в то время как для U-образных каналов коэффициент сопротивления получается меньше справочного значения на 17 %. В работе [25] значения коэффициентов сопротивления входных участков микроканалов в 2–4 раза превышали справочные значения. Таким образом, можно сделать вывод, что для расчета микроканальных теплообменников в широком диапазоне рабочих параметров применимы соотношения для гидродинамики и теплообмена сплошных несжимаемых сред в макросистемах, хотя следует признать, что такая постановка, по-видимому, нуждается в дополнительных подтверждениях.

### Цель и метод исследования

Цель настоящей работы состоит в разработке рекомендаций по выбору оптимальных соотношений между числом каналов, их диаметром и длиной в микроканальных теплообменниках. Методом изучения является аналитическое исследование оптимальных соотношений этих параметров, в котором целевая функция записывается на основании критериальных зависимостей для теплообмена и трения при стабилизированном ламинарном течении теплоносителей.

### Целевая функция

Рассмотрим проектный расчет теплообменника. В случае теплового конструктивного расчета необходимо нагреть (охладить) теплоноситель с расходом  $G_1$  от температуры  $t_1'$  до температуры  $t_1''$  другим теплоносителем с температурой на входе в теплообменник  $t_2'$ . При этом требуется спроектировать теплообменник, обладающий минимальным объемом (или массой) и одновременно передающий заданный тепловой поток  $Q$  с наименьшими затратами энергии на перекачивание теплоносителей.

В качестве целевой функции, удовлетворяющей поставленным условиям, можно принять функцию вида

$$Z(d, l, n) = \frac{1}{V} (Q - a \cdot \sum N_{\Sigma}), \quad (1)$$

здесь  $Z$  — целевая функция,  $d$ ,  $n$ ,  $l$  — диаметр, количество и длина каналов соответственно,  $V$  — объем, занимаемый микроканалами и разделяющими их стенками (теплообменной матрицей),  $Q$  — передаваемый тепловой поток,  $N_{\Sigma}$  — электрическая мощность, затрачиваемая на перемещение одного теплоносителя по каналам,  $a$  — постоянный коэффициент, который может быть введен разработчиком системы обеспечения теплового режима, включающей теплообменник в качестве одного из элементов. В простейшем случае можно принять  $a = 1$ . Рассматриваемая функция в проектном расчете будет зависеть от геометрических характеристик теплообменника, соотношения полных теплоемкостей (водяных эквивалентов) теплоносителей, их теплофизических свойств, толщины стенок каналов и свойств их материала. В этих условиях поиск оптимума функции является сложной многофакторной задачей.

### Допущения для анализа целевой функции

Рассмотрим простой, но распространенный случай, когда горячий и холодный теплоносители — одинаковые вещества и их полные теплоемкости (водяные эквиваленты) одинаковы, т.е.  $W_1 = W_2 = W$  и  $G_1 = G_2 = G$ . Предположим, что геометрические характеристики каналов, по которым движутся теплоносители, также одинаковы. Кроме того, примем следующие допущения.

1. Свойства теплоносителей слабо изменяются в рассматриваемом диапазоне температуры.
2. Течение теплоносителей в каналах является стабилизированным в тепловом и гидродинамическом отношении.
3. Термическим сопротивлением стенок каналов можно пренебречь.
4. Перенос теплоты посредством теплопроводности в направлении движения теплоносителей как в стенках каналов, так и в потоках теплоносителей пренебрежимо мал.
5. Толщина стенок каналов много меньше их характерных поперечных размеров.
6. Потери давления теплоносителей на местных сопротивлениях много меньше потерь давления на трение.

При этих допущениях целевая функция определяется только тремя независимыми переменными: длиной каналов  $l$ , их диаметром  $d$  и количеством  $n$ .

### Преобразование целевой функции

Переданный тепловой поток может быть записан как

$$Q = W_{\min} (t'_1 - t'_2) \cdot \varepsilon, \quad (2)$$

где  $W_{\min}$  — минимальное значение полной теплоемкости теплоносителей,  $\varepsilon$  — эффективность теплообменника [26]. Так как  $W_1 = W_2 = W_{\min}$ , значение эффективности можно вычислить по известной формуле [27]:

$$\varepsilon = N / (N + 1), \quad (3)$$

где  $N = k \cdot F / W_{\min}$  — число единиц переноса,  $k$  — коэффициент теплопередачи,  $F$  — площадь поверхности теплообмена. Для одинаковых теплоносителей и геометрии каналов коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  для каждого теплоносителя одинаковы, поэтому коэффициент теплопередачи  $k = \alpha / 2$ . Поскольку  $Q = \text{const}$ , эффективность теплообменника и число единиц переноса также постоянны.

В ламинарном режиме при стабилизированном теплообмене число Нуссельта — величина постоянная, различающаяся в зависимости от граничных условий на стенке. Для граничных условий первого рода  $Nu = 3,66$ , для граничных условий второго рода  $Nu = 4,36$  [28]. Заметим, что в рассматриваемом случае  $k = \text{const}$  и  $q = \text{const}$  (так как  $W_1 = W_2$  и  $\Delta t = \text{const}$ ).

Рассмотрим каналы в виде тонких трубок, в которых теплоносители движутся противотоком. Уравнение теплопередачи, будет иметь вид:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1'' - t_2') = (\pi/2) \cdot \text{Nu} \cdot \lambda \cdot l \cdot n \cdot (t_1'' - t_2').$$

Отсюда следует важное соотношение: произведение длины каналов на их количество является постоянной величиной. Обозначим эту постоянную

$$l \cdot n = \text{const} = C_1 = (2 \cdot Q) / (\pi \cdot \text{Nu} \cdot \lambda \cdot (t_1'' - t_2')). \quad (4)$$

С учетом полученной связи между длиной и количеством каналов можно преобразовать выражение (1) для целевой функции. Для этого найдем электрическую мощность нагнетателя (насоса или вентилятора), которую нужно затратить на перемещение каждого теплоносителя через теплообменник:

$$N_{\text{Э}} = W \cdot \Delta P / (\rho \cdot c_p \cdot \eta_{\text{Э}}), \quad (5)$$

здесь  $\eta_{\text{Э}}$  — КПД нагнетателя. Нагнетатель подбирается под заданные расходы и рассчитанные перепады давления, поэтому его КПД можно считать постоянной величиной. Подставив в формулу (5) значение потерь давления на трение, выражение для числа Рейнольдса и записав скорость через водяной эквивалент, получим:

$$N_{\text{Э}} = C_1 \cdot C_2 / (d^4 \cdot n^2), \quad (6)$$

здесь  $C_2 = 128 \cdot \nu \cdot W^2 / (\pi \cdot c_p^2 \cdot \rho \cdot \eta_{\text{Э}})$ . Тогда можно записать целевую функцию в следующем виде:

$$Z(d, n) = \frac{1}{2 \cdot \pi / 4 \cdot d^2 \cdot C_1} \cdot \left( Q - 2a \cdot C_2 \cdot \frac{C_1}{d^4 \cdot n^2} \right). \quad (7)$$

### Анализ целевой функции

Поверхность, описывающая график функции  $Z = f(d, n)$ , имеет форму хребта и не имеет пика (рис. 1). Параметры теплообменника, соответствующие максимуму целевой функции при постоянном числе каналов, будут соответствовать точке вершины хребта, причем чем больше  $n$ , тем выше значение целевой функции.

Каждому оптимальному диаметру (находящемуся на хребте графика целевой функции) будут соответствовать определенные значения всех других параметров, в число которых входит объем, проходное сечение, скорость теплоносителя, требуемый перепад давления и мощность на прокачку теплоносителя. Т.е. можно утверждать, что диаметр каналов при заданных условиях полностью определяет конструкцию и теплогидравлические характеристики теплообменного аппарата.

Дифференцируя целевую функцию по диаметру канала при постоянном значении числа каналов (а значит и при их постоянной длине) и приравнявая ее значение нулю, получим соотношение, определяющее положение вершины хребта целевой функции:

$$d^4 n^2 = 6a \cdot (C_1 \cdot C_2 / Q). \quad (8)$$

Подставив выражение (8) в формулу (6), получим простое соотношение, связывающее мощность на прокачку и передаваемую теплоту для вершины хребта:

$$N_{\text{Э}} = Q / (6a). \quad (9)$$

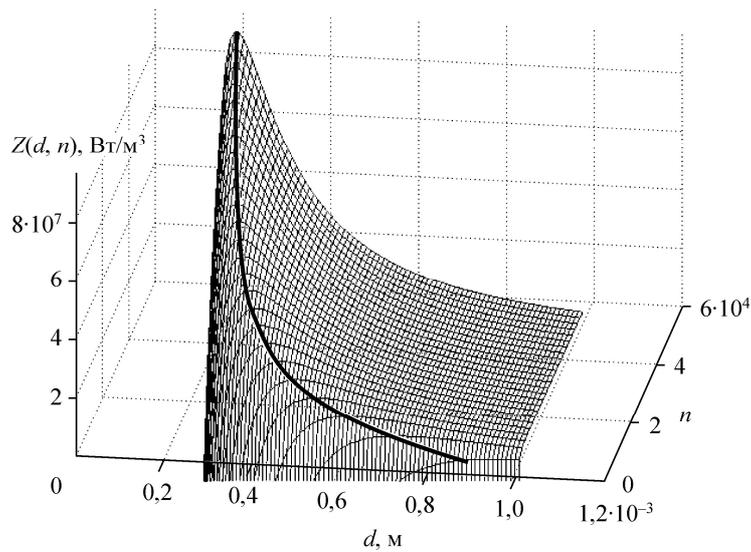


Рис. 1. Вид целевой функции в координатах  $d$ - $n$  с линией постоянной мощности на прокачку теплоносителей.

Также можно вычислить и наилучшее значение проходного сечения теплообменника (при фиксированной длине каналов):

$$S = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot n = \frac{\pi}{4} \sqrt{6a \cdot \frac{C_1 \cdot C_2}{Q}}. \quad (10)$$

Здесь все постоянные являются функциями заданного расхода, температур теплоносителей и их теплофизических свойств.

Простой анализ показывает, что чем больше число каналов и меньше их длина, тем больше теплообменник соответствует заданным требованиям. Следовательно, лучшим теплообменником должен считаться аппарат с почти плоской теплообменной матрицей, содержащей очень большое число коротких каналов малого диаметра. Отметим, что отношение  $l/d$  должно быть порядка 100, чтобы течение было полностью стабилизированным [28]. Максимальное значение целевой функции, которое можно при этом получить теоретически, составит

$$Z_{\max} = \frac{1}{2 \cdot \pi/4 \cdot d^2 \cdot C_1} \cdot \left( Q - 2a \cdot \frac{Q}{6a} \right) = \frac{1}{3} \cdot \frac{Q}{\pi/4 \cdot d^2 \cdot l \cdot n}. \quad (11)$$

### Ограничения на значения аргументов целевой функции

Для того, чтобы задача оптимизации соответствовала реальным условиям, наложим на значение целевой функции следующие ограничения.

1. Ограничение по скорости теплоносителей. Течение теплоносителей в микроканалах должно быть ламинарным. Число Рейнольдса для круглых каналов должно быть менее 2300, для каналов других поперечных сечений принимаются другие известные значения [28]. Отсюда для круглых каналов получаем ограничение:  $Re = w \cdot d/\nu \leq 2300$ .

То есть  $4 \cdot W \cdot d / (\pi \cdot d^2 \cdot n \cdot c_p \cdot \rho \cdot \nu) \leq 2300$ , или  $4 \cdot W / (\pi \cdot c_p \cdot \rho \cdot 2300 \cdot \nu) \leq d \cdot n$ . Добиться выполнения этого соотношения можно, увеличив число каналов при выбранном значении  $d$ . Следует отметить, что при этом могут значительно увеличиться габариты проходного сечения аппарата.

2. Ограничение по затратам энергии на прокачку. Оно должно определяться нагнетателем, который можно использовать в данных условиях, а также имеющимися возможностями по использованию электроэнергии ( $N_{\text{Э\_MAX}}$ ):

$$N_{\text{Э}} \leq N_{\text{Э\_MAX}} \leq N_{\text{Э\_opt}} = C_1 \cdot C_2 / (d^4 \cdot n^2).$$

Если это ограничение не выполняется, то нужно увеличить диаметр каналов. При этом точка, отвечающая значению целевой функции, уже не будет лежать на “хребте” поверхности  $Z(d, n)$  (см. рис. 1). Геометрические параметры при заданной мощности  $N_{\text{Э}}$  будут определяться по формулам:

$$d^4 \cdot n^2 \leq C_1 \cdot C_2 / N_{\text{Э}}, \quad l \cdot n = C_1.$$

3. Ограничение по создаваемому нагнетателем перепаду давления. На практике возможны случаи, когда при допустимых затратах мощности на прокачку теплоносителя требуется создать значительный перепад давления, который проблематично или просто невозможно создать реальными нагнетателями. Поэтому

$$\Delta P \leq \Delta P_{\text{MAX}}.$$

В проектных расчетах ограничение на перепад давлений связано с ограничением на затрачиваемую мощность простым соотношением:

$$N_{\text{Э}} = \Delta P \cdot C_3, \quad (12)$$

здесь  $C_3 = W / (\rho \cdot c_p \cdot \eta_{\text{Э}})$  — постоянная величина. Положение ограничительной линии на области определения целевой функции  $Z(d, n)$  описывается кривой вида

$$d^4 \cdot n^2 = C_1 \cdot C_2 / N_{\text{Э}} = C_1 \cdot C_2 / (C_3 \cdot \Delta P_{\text{доп}}), \quad (13)$$

и именно на этой кривой следует искать максимальное значение целевой функции. Ограничение по перепаду давления может находиться правее или левее ограничительной линии по пределу передаваемой мощности в зависимости от значений констант.

4. Ограничение по габаритам при заданном расходе теплоносителей. Каждый отдельный габаритный размер не может быть выше тех значений, которые возможно допустить в конкретных условиях, т.е.  $D = A \cdot d \cdot \sqrt{n} \leq D_{\text{max}}$ , где  $D$  — характерный поперечный размер теплообменной матрицы,  $A$  — постоянная, которая определяется компоновкой каналов внутри матрицы. Минимальная длина каналов определяется технологическими возможностями и конструкцией аппарата:  $l_{\text{min}} \leq C_1 / n \leq l_{\text{max}}$ .

Технологические ограничения, связанные с созданием микроканалов малых размеров, здесь не рассматриваются.

### Пути улучшения характеристик теплообменника

Определим способы совершенствования теплообменника, что математически означает рост целевой функции при заданных условиях — постоянных передаваемой тепловой мощности и расходе.

Пусть имеется исходная точка, соответствующая некоторому теплообменному аппарату с относительно большим диаметром каналов и их относительно большой длиной (точка А на рис. 2). Возможны три способа увеличения значения целевой функции:

1. Уменьшение диаметра каналов при их постоянном количестве и длине (линия 1 на рис. 2). Затрачиваемая мощность и требуемый перепад давления будут расти, однако

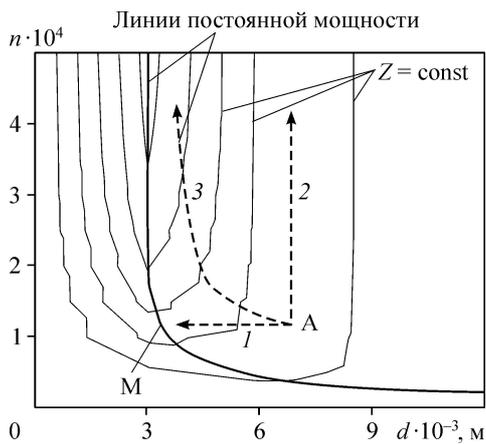


Рис. 2. Способы повышения целевой функции путем уменьшения диаметра и увеличения числа каналов.

вместе с тем будет быстро (пропорционально квадрату диаметра) уменьшаться объем аппарата. Рост целевой функции будет происходить до достижения вершины хребта (точка М), положение и высоту которой можно вычислить из приведенных выше соотношений. При дальнейшем уменьшении диаметра будет происходить снижение значения целевой функции, связанное с быстрым ростом затрат энергии на прокачку теплоносителей. Если при движении в направлении 1 (рис. 2) достигается ограничение по мощности или перепаду давления, снижение диаметра должно быть остановлено.

2. Можно двигаться в направлении увеличения числа каналов при постоянном диаметре (линия 2 на рис. 2). Объем аппарата остается постоянным, сокращается длина каналов (т.к.  $l \cdot n = \text{const}$ ). При этом будет иметь место рост площади проходного сечения, снижение скорости движения теплоносителей, уменьшение затрат на прокачку, перепада давления. Теплообменник постепенно превращается в плоскость. Получается структура, напоминающая фильтр с мелкими ячейками, в котором происходит не очистка от примесей, а передача теплоты. Данный теплообменник можно назвать тепловым фильтром.

3. Наилучшим способом улучшения характеристик теплообменника является продвижение по линиям  $d^4 \cdot n^2 = \text{const}$  (линия 3 на рис. 2), поскольку при этом достигается наиболее быстрый рост целевой функции. Проходное сечение, скорость теплоносителей, перепад давления, затрачиваемая мощность при этом остаются постоянными. Происходит одновременное уменьшение диаметра, рост числа каналов и сокращение их длины — конструкция опять сводится к плоскости.

Движение по линиям 1 и 3 на рис. 2. ограничивается технологическими сложностями изготовления такого рода теплообменников, а также допущением 2.

В качестве примера применения полученных результатов в таблице приведены оптимальные геометрические характеристики воздухо-воздушных теплообменников при различных диаметрах. С уменьшением диаметра растет требуемое число каналов, сокращается их длина и увеличивается значение целевой функции. Отметим, что при оптимальных соотношениях между диаметром, длиной и числом каналов значения скорости теплоносителя, проходного сечения, мощности на прокачку и перепада давления остаются постоянными. Видно, что снижение объема аппарата и рост целевой функции при переходе к микроканалам являются очень быстрыми.

Следует отметить, что сокращение длин каналов может привести к нарушению условия  $l/d > 100$  (для данных таблицы это имеет место при  $d = 200$  мкм). В этом случае теплообменник станет еще эффективнее благодаря тому, что на начальном участке коэффициент теплоотдачи будет больше, чем при стабилизированном течении.

Если рассматривать задачу об оптимизации теплообменника с жидким теплоносителем, то следует принять во внимание существенное отличие теплофизических свойств жидкостей и газов. Жидкостный теплообменник будет состоять из небольшого числа относительно длинных каналов. На практике это означает, что в отличие от газообразных теплоносителей, для которых теплообменник с оптимальным соотношением параметров будет одноходовым, для капельных жидкостей потребуются многоходовая компоновка.

**Таблица**  
**Влияние диаметра каналов на геометрические характеристики микроканального теплообменника с оптимальными параметрами и на значение целевой функции. Теплоносители «воздух–воздух»**

$d$ , мкм	$n$	$l$ , м	Re	$F$ , м <sup>2</sup>	$V$ , см <sup>3</sup>	$Z$ , Вт/см <sup>3</sup>
700	1027	0,11	2214	0,25	87,2	7,7
600	1398	0,08	1898	0,21	64,1	10,4
500	2013	0,06	1581	0,18	44,5	15,0
300	5591	0,02	949	0,11	16,0	41,6
200	12580	0,01	633	0,07	7,1	93,7
$a = 1$ , $N_3^* = 166,7$ Вт, $w = 50,6$ м/с, $S = 3,95$ см <sup>2</sup> , $\Delta P = 5833$ Па, $Q = 1000$ Вт, $G = 0,02$ кг/с, $t_1' = 100$ °С, $t_2' = 0$ °С.						

\* Мощность указана на прокачку одного теплоносителя.

Однако поскольку при уменьшении диаметра каналов и росте их числа ( $a$  значит, и при снижении длины) целевая функция будет расти, можно прийти к одноходовой конструкции.

### Выводы

Представлена математическая постановка задачи оптимизации микроканальных теплообменных аппаратов: предложен вид целевой функции и сформулированы ограничения на область ее определения. Показано, что имеется экстремальное значение функции при оптимальном значении диаметра микроканалов при постоянных значениях количества каналов и их длины в теплообменной матрице. Получены соотношения между геометрическими размерами аппарата, обеспечивающими максимальные значения целевой функции при проектном расчете аппарата (заданной тепловой нагрузке и расходе теплоносителей). Установлено, что целевая функция достигает наибольших значений для микроканального теплообменника, состоящего из большого количества коротких каналов малого диаметра.

Разработанный подход к определению оптимальных характеристик микроканальных теплообменников может быть использован для создания более сложных методов оптимизации, учитывающих такие факторы, как переменность коэффициента теплоотдачи по длине каналов, продольный перенос теплоты, местные гидравлические сопротивления и др.

### Список литературы

1. Luo L., Fan Y., Tondeur D. Heat exchanger: from micro- to multi-scale design optimization // Intern. J. Energy Res. 2007. Vol. 31. P. 1266–1274.
2. Brandner J.J., Anurjew E., Bohn L. et al. Concepts and realization of microstructure heat exchangers for enhanced heat transfer // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2006. Vol. 30. P. 801–809.
3. Jiang P.-X., Fan M.-H., Shu G.-S., Ren Z.-P. Thermal-hydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2001. Vol. 44. P. 1039–1051.
4. Samalam V.K. Convective heat transfer in microchannels // J. Elec. Mater. 1989. Vol. 18, No. 5. P. 611–617.
5. Bau H.H. Optimization of conduits' shape in micro heat exchangers // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 1998. Vol. 41. P. 2717–2723.
6. Yin X., Bau H.H. Uniform channel micro heat exchangers // Transactions of ASME J. Electronic Packaging. 1997. Vol. 119. P. 89–94.
7. Foli K., Okaba T., Olhofer M., Jon Y., Sendhoff B. Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2006. Vol. 49. P. 1090–1099.
8. Harris C., Despa M., Kelly K. Design and fabrication of a cross flow micro heat exchanger // J. Microelectromechanical Systems. 2000. Vol. 9, No. 4. P. 502–508.

9. Lerou P.P.P.M., Veenstra T.T., Burger J.F., Brake ter H.J.M., Rogalla H. Optimization of counterflow heat exchanger geometry through minimization of entropy generation // *Cryogenics*. 2005. Vol. 45. P. 659–669.
10. Шевич Ю.А. Разработка и исследование высокоэффективных теплообменных аппаратов матричного и планарного типов для компактных низкотемпературных систем и установок: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.03: защищена 24.12.2005. М., 2008. 35 с.
11. Popescu T. Microchannel heat exchangers — present and perspectives // *U.P.B. Sci. Bull., Series D*. 2012. Vol. 74, No. 3. P. 55–70.
12. Ameel T.A., Warrington R.O., Wegeng R.S., Drost M.K. Miniaturization Technologies Applied to Energy Systems // *Energy Convers. Mgmt.* 1997. Vol. 38, No. 10–13. P. 969–982.
13. Popescu T. Microchannel heat exchanger — Constructive and functional characteristics (in Romanian) // Master in Mechanical Engng Dissertation, University “Politehnica” of Bucharest, Bucharest, February, 2007.
14. Hetsroni G., Mosyak A., Pogrebnyak E., Yarín L.P. Fluid flow in micro-channels // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2005. Vol. 48. P. 1982–1998.
15. Pfahler J., Harley J., Bau H. Liquid transport in micron and submicron channels // *Sensors and Actuators A*. Vol. 21–23. 1990. Vol. . P. 431–434.
16. Richter M., Weiss P., Weib D. Microchannels for applications in liquid dosing and flow-rate measurement // *Sensors and Actuators A*. 1997. Vol. 62. P. 480–483.
17. Judy J., Maynes D., Webb B.W. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2002. Vol. 45. P. 3477–3489.
18. Kandlikar S.G., Balasubramanian P., Steinke M.E. Single-phase flow characteristics and effect of dissolved gases on heat transfer near saturation conditions in microchannels // *ASME 2002. Intern. Mechanical Engng Congress and Exposition, Heat Transfer, New Orleans, Louisiana, USA, November 17–22, 2002*. Vol. 1.
19. Kandlikar S.G., Grande W.J. Evolution of microchannel flow passages thermohydraulic performance and fabrication technology // *Heat Transfer Engng*. 2003. Vol. 24, No. 1. P. 3–17.
20. Hrnjak P., Tu X. Single phase pressure drop in microchannels // *Intern. J. Heat and Fluid Flow*. 2007. Vol. 28. P. 2–14.
21. Лобасов А.С., Минаков А.В. Гидродинамическое моделирование течений жидкостей в каналах // Тр. 14 междунар. научно-практ. конф. «Современные техника и технологии», Секция 12: Наноматериалы, нанотехнологии и новая энергетика. С. 337–338.
22. Минаков А.В., Лобасов А.С., Дектерев А.А. Моделирование гидродинамики и конвективного теплообмена в микроканалах // *Вычислительная механика сплошных сред*. 2012. Т. 5, № 4. С. 481–488.
23. Лобасов А.С., Минаков А.В. Компьютерное моделирование тепломассообменных процессов в микроканалах с использованием CED-пакета  $\sigma$ Flow // *Компьютерные исследования и моделирование*. 2012. Т. 4, № 4. С. 781–792.
24. Анискин В.М., Адаменко К.В., Маслов А.А. Экспериментальное определение коэффициентов гидравлического сопротивления прямолинейного и криволинейного микроканалов // *Вестник НГУ. Серия: Физика*. 2010. Т. 5, вып. 3. С. 63–70.
25. Анискин В.М., Адаменко К.В., Маслов А.А. Измерение давления внутри микроканалов различной формы // *Наносистемы: Физика, Химия, Математика*. 2012. Т. 3, № 2. С. 37–46.
26. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 222 с.
27. Теплообменники энергетических установок: уч. для вузов / под общ. ред. Бродова Ю.М. Екатеринбург: Сократ, 2003. 965 с.
28. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1968. 341 с.

*Статья поступила в редакцию 17 марта 2015 г.*