

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В БЛОЧНОМ МИКРОКАНАЛЬНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Е. А. Максимова¹, А. А. Маркова², А. В. Маркова¹

*Кафедра процессов и аппаратов химической технологии (1),
кафедра высшей математики (2), markov-av@yandex.ru;
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный
химико-фармацевтический университет», г. Санкт-Петербург, Россия*

Ключевые слова: блочный теплообменник; вычислительный эксперимент; математическое моделирование; микроканал; теплоноситель; эффективность.

Аннотация: Теоретическим путем с использованием метода вычислительного эксперимента исследовано влияние конструктивных и режимных параметров на эффективность противоточного микроканального блочного теплообменника для нагрева жидкости жидкостью. Определены условия, при которых наряду с высокими показателями эффективности теплообменника достигается равномерность температурного поля на выходе из канала. Показано, что при малом термическом сопротивлении теплоотдаче обоих теплоносителей эффективность теплообменника не зависит от скоростей теплоносителей и монотонно возрастает с увеличением длины канала. При малом термическом сопротивлении нецелевого теплоносителя заданная эффективность теплообменника соответствует определенному сочетанию значений параметров «скорость нецелевого теплоносителя – длина канала». Соответственно может быть выбрана пара значений параметров, при которой обеспечивается минимум гидравлического сопротивления канала теплообменника.

Введение

В настоящее время в фармацевтической промышленности и биотехнологии все увеличивающееся распространение находят микроканальные теплообменники, которые используются как в лабораторной практике, так и в установках малой производительности и микрореакторной технике при синтезе активных фармацевтических субстанций и полупродуктов [1 – 3].

Теоретический анализ микротеплообменников представлен во множестве научных работ. Установлено, что теплоотдача в канале тесно связано с его геометрическими характеристиками [4 – 7]. Оптимальная форма поперечного сечения канала (прямоугольная, трапециевидная, треугольная) или оптимальная организация расположения каналов (количество и взаимное расположение ходов) устанавливались на основе анализа интенсивности теплоотдачи в каналах и гидравлического сопротивления канала или сети каналов. Однако полученные при этом выводы справедливы лишь применительно к рассматриваемым конструкциям.

Освоение новых технологий изготовления микроканалов приводит к появлению различных видов микротеплообменных устройств [8] и ставит задачу их теоретического исследования.

Блочные теплообменники представляют собой массивный блок, внутри которого выполнены цилиндрические каналы для прохода горячего и холодного теплоносителей. В отличие от тонких стенок, при теплопередаче в блоках следует учитывать продольную теплопроводность и теплосодержание самого блока.

Цель работы – установить зависимости эффективности стального блочного микроканального теплообменника для нагрева (охлаждения) жидкости жидкостью от конструктивных и режимных параметров – длины канала и скорости теплоносителей.

Геометрическая и математическая модели устройства и их реализация

Объектом исследования является блочный микроканальный теплообменник из нержавеющей стали. Цилиндрические каналы для горячего и холодного теплоносителей располагаются в два ряда и чередуются в шахматном порядке. Следовательно, для моделирования такой геометрической структуры достаточно рассматривать только одну ячейку, так как теплообменник симметричен, а процесс теплообмена во всех ячейках протекает одинаково (рис. 1). На схеме теплообменнику присвоены следующие геометрические параметры: R – радиус канала; h – высота ячейки, $h = 6R$; b – ширина сегмента ячейки, $b = 2R$; l – длина каналов, $l = nR$, $n = 4 \dots 36$.

Исследуемая ячейка содержит три расчетные области: стального корпуса и двух микроканалов (соответственно для горячего и холодного теплоносителей).

Процесс теплообмена внутри каждой расчетной области представлен стационарным уравнением Фурье–Кирхгофа

$$c\rho \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где t – температура; x, y, z – декартовы координаты; c – удельная теплоемкость; ρ – плотность; w_x, w_y, w_z – проекции вектора скорости на оси декартовых координат; λ – коэффициент теплопроводности.

В стальном корпусе теплообменника теплота передается теплопроводностью. Поэтому скорость равна нулю: $w_x = w_y = w_z = 0$. Граничными условиями к уравнению (1) являются условия теплоизоляции с окружающей средой на внешних границах и симметрии на границе с соседними ячейками.

Режим течения жидких теплоносителей в микроканалах ламинарный. Поэтому для горячего и холодного теплоносителей устанавливается параболический профиль скорости

$$w = w_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где w_{\max} – скорость движения жидкости вдоль оси канала; r – расстояние от точки до оси канала.

Для теплоносителя в микроканале граничным условием на входе является условие Данквертса

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = (t - t_n) c \rho w n, \quad (3)$$

где n – единичный вектор, направленный вдоль канала.

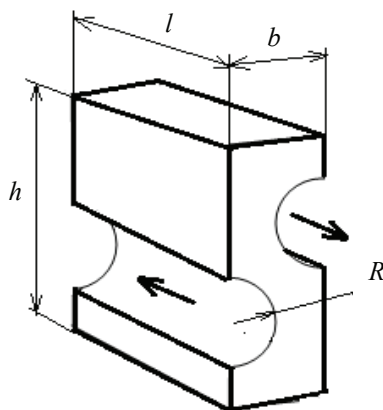


Рис. 1. Схема ячейки блочного теплообменника

Граничным условием для теплоносителя на выходе из канала является равенство нулю теплового потока. Введенные условия позволяют повысить точность расчета и сократить вычислительные затраты. На боковых стенках каналов жидкость находится в идеальном тепловом контакте со стальной матрицей, что означает равенство температур и тепловых потоков. Численное решение построенной математической модели выполнено с использованием программного продукта Comsol Multiphysics 5.3 [9]. Вычислительная процедура предусматривала возможность исследования влияния различных факторов (относительной скорости теплоносителей, длины и радиуса канала) на эффективность работы теплообменника. Выведены формулы для расчета средних температур жидкостей на выходе из каналов.

В качестве модельных жидкостей использовалась вода. Теплофизические свойства теплоносителя (плотность, теплоемкость, теплопроводность) представлялись в виде полиномиальных зависимостей от температуры.

Допустим в первом случае, что теплообменник используется для нагрева холодного теплоносителя. Эффективность микроканального теплообменника по нагреваемому (холодному) теплоносителю можно оценить по формуле [10, 11]

$$E = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}}, \quad (4)$$

где $t_{2к}$ – средняя температура холодного теплоносителя на выходе из канала; $t_{2н}$, $t_{1н}$ – начальные температуры холодного и горячего теплоносителей соответственно.

Расчетная сетка создавалась пользователем, что позволяло изменять ее шаг. Вблизи стенок канала шаг сетки уменьшался. Сходимость вычислений устанавливалась по значениям температур теплоносителей на выходе из каналов (табл. 1). Расчеты проводились для противотока при $R = 50$ мкм, $l = 4R$, $w_{1max} = w_{2max} = 0,35$ м/с.

В случае грубых сеток наблюдается расхождение между значениями средних температур на выходе из каналов. Начиная с сетки № 3, температуры совпадают, поэтому основные расчеты выполнены с ее использованием.

Приняты следующие значения параметров теплообменника: $R = 50$ мкм; $h = 6R = 300$ мкм; $b = 2R = 100$ мкм; длина теплообменника варьировалась в пределах: $l = 4R \dots 36R = 200 \dots 1800$ мкм. Параметры теплоносителей: начальные температуры холодного и горячего теплоносителей соответственно 300 и 370 К; скорости холодного и горячего теплоносителей на оси канала варьировались соответственно в пределах: $w_{2max} = 0,010 \dots 0,15$ м/с и $w_{1max} = 0,01 \dots 0,35$ м/с.

Таблица 1

**Расчетные значения средних температур теплоносителей
на выходе из каналов в зависимости от размера элементов сетки**

Номер сетки	Размер элемента сетки, мкм	Максимальный размер элемента у стенок канала, мкм	Средняя температура теплоносителя на выходе из канала, К	
			холодного	горячего
1	16,2...90	20	317,50	352,50
2	8,4...45	10	317,52	352,48
3	5,4...30	10	317,52	352,49
4	3...24	5	317,52	352,49
5	1,2...16,5	3	317,52	352,49

Предваряя анализ полученных результатов, следует отметить, что параметризация размеров теплообменника позволяет проводить расчеты для геометрически подобных структур разного масштаба. Так, для $R = 50, 75, 150$ мкм при сохранении гидродинамического подобия ($Re = 16,71$ для холодного и $Re = 57,77$ – горячего теплоносителей на входе в каналы) средние температуры теплоносителей на выходе из каналов получались одинаковыми (328,98 К для холодного и 340,77 К для горячего теплоносителя). Следовательно, можно говорить о подобии температурных полей, наблюдаемых в подобных условиях. Таким образом, физические закономерности, установленные на основании решения настоящей задачи, будут справедливы при анализе работы тепловых устройств различного назначения при условии их физического и геометрического подобия рассматриваемой конструкции.

Анализ полученных результатов при равных скоростях теплоносителей

На первом этапе исследований скорости движения теплоносителей в горячем и холодном каналах считали равными: $w_{\max} = w_{1\max} = w_{2\max} = 0,01 \dots 0,15$ м/с; $l/R = 4 \dots 36$.

Рассчитанные температурные поля для наименьших и наибольших скоростей и длин каналов из указанного выше диапазона представлены на рис. 2.

При малых скоростях теплоносителей и малой длине канала изменение температур теплоносителей незначительно (см. рис. 2, *a*). На выходе из канала температуры практически одинаковы по его сечению и примерно равны температуре стального блока. В стальном блоке практически отсутствует температурный градиент. Расчеты показывают, что средняя по объему температура блока равна средней арифметической между входными температурами теплоносителей: $(T_{H1} + T_{H2})/2 = (300 + 370)/2 = 335$ К.

При высокой скорости и большой длине канала (см. рис. 2, *b*) разность температур между входом и выходом для обоих теплоносителей гораздо больше, чем в предыдущем случае. В выходных сечениях присутствует температурный градиент. Неравномерность температуры на выходе усиливается с увеличением скорости теплоносителя. Это необходимо учитывать при подаче потока на следующее технологическое микроустройство. И, наконец, в длинном стальном блоке имеет место собственный (продольный) температурный градиент.

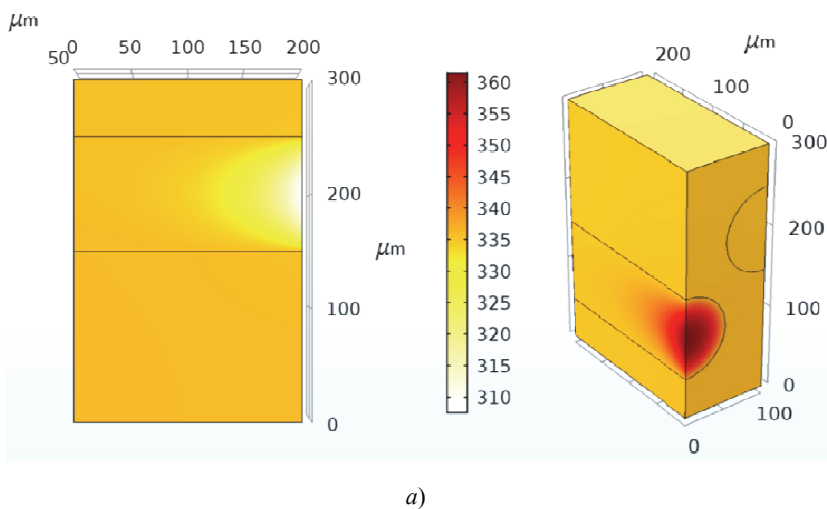


Рис. 2. Температурные поля в блочном теплообменнике (начало):

a – при $w_{\max} = 0,01$ м/с и $l/R = 4$;

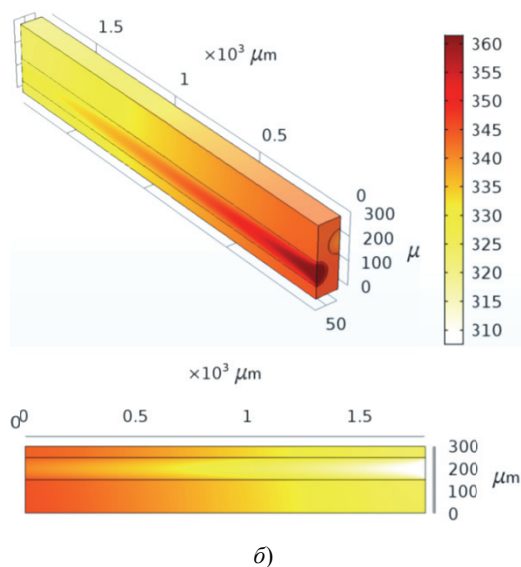


Рис. 2. Окончание: $\delta - w_{\max} = 0,15$ м/с и $l/R = 36$

Однако и в этом случае средняя по объему температура блока равна средней арифметической между входными температурами теплоносителей (см. рис. 2, б). Отмеченное справедливо, когда физические свойства теплоносителей близки, а также равны произведения расходов теплоносителя на теплоемкость ($G_1 c_1 = G_2 c_2$). Эффективности теплообменного аппарата по холодному и горячему теплоносителям в данном случае также равны между собой.

На рисунке 3 приведены зависимости показателя эффективности теплообмена от относительной длины канала при различных, равных друг другу, значениях скоростей в каналах. Анализируя данные, блочные теплообменники можно разделить на две группы.

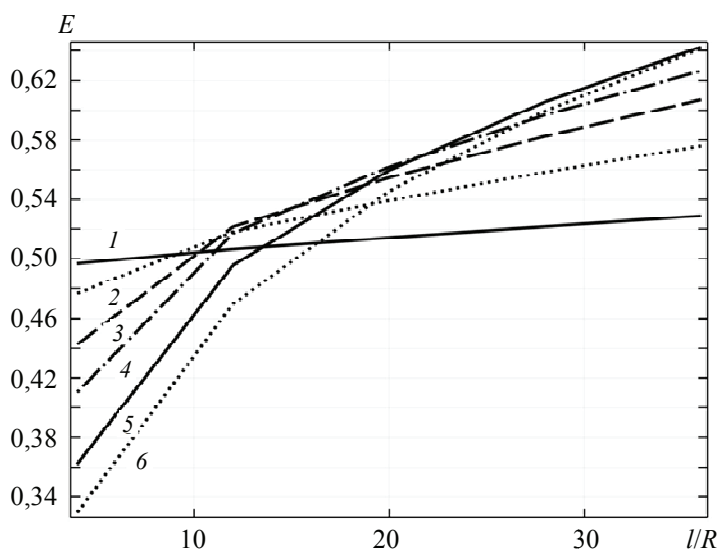


Рис. 3. Графики зависимостей показателя эффективности микротеплообменника от относительной длины канала w_{\max} при различных скоростях теплоносителей, м/с: 1 – 0,01; 2 – 0,03; 3 – 0,05; 4 – 0,07; 5 – 0,11; 6 – 0,15

1. Устройства с короткими каналами: $l/R < 12 \dots 17$. Эффективность устройства невелика и увеличивается с уменьшением скорости, приближаясь к 0,5. Несмотря на увеличение интенсивности теплоотдачи с увеличением скорости теплоносителя, снижение эффективности теплообменника объясняется тем, что в коротких каналах температура жидкости вблизи стенок канала высокая, а в центре потока – низкая. Усредненная по сечению канала выходная температура оказывается невысокой.

2. Устройства с длинными каналами: $l/R > 12 \dots 17$. С ростом скорости эффективность теплообменника возрастает, так что при $l/R \rightarrow \infty \quad E \rightarrow 1$.

При увеличении скорости уменьшается сопротивление конвективной теплоотдаче. Начиная с некоторого значения скорости, процесс будет лимитироваться термическим сопротивлением блока, и дальнейшее повышение скорости не будет оказывать влияния на интенсивность теплопередачи (см. рис. 3, кривые 3 – 6).

При низких скоростях теплоносителей термические сопротивления сравнимы между собой, интенсивность теплопередачи низкая и эффективности малы (см. рис. 3, кривые 1, 2).

Таким образом, однородность по сечению канала температур теплоносителей можно обеспечить при малых скоростях в коротких теплообменниках. Однако при этом низкой оказывается эффективность теплообменника, и для увеличения расхода целевого (в нашем случае, холодного) теплоносителя необходимо увеличивать число каналов, то есть поперечный размер устройства.

Однородная по сечению температура теплоносителя будет достигаться при больших скоростях в длинных теплообменниках. Стремление увеличить эффективность устройства приводит в данном случае к необходимости увеличения длины канала, а, следовательно и продольного размера устройства. Для миниатюрных устройств последнее может быть нежелательным. Гидравлическое сопротивление канала также увеличивается.

Анализ полученных результатов при различных скоростях теплоносителей

Следующий этап вычислительного эксперимента заключался в изменении относительной скорости теплоносителей. Диапазон изменяемых параметров:

$w_{1\max} = 0,03 \dots 0,15$ м/с, $w_{2\max} = 0,03 \dots 0,15$ м/с, $l = R(4 \dots 20)$ или $l = 200 \dots 1000$ мкм.

Результаты расчета эффективности устройства по холодному теплоносителю для некоторых комбинаций скоростей представлены на рис. 4. Кривые 1, 2 соответствуют меньшему сопротивлению теплоотдачи горячего теплоносителя, 3, 4 – меньшему сопротивлению теплоотдачи холодного теплоносителя.

Из рисунка 4 (кривые 1, 2) видно, что, увеличивая скорость горячего теплоносителя при неизменном l/R , можно значительно повысить эффективность холодного теплоносителя даже при малых скоростях последнего (по сравнению с режимом на рис. 3). В случае низких скоростей горячего теплоносителя и высоких – холодного показатель эффективности устройства по холодному теплоносителю снижа-

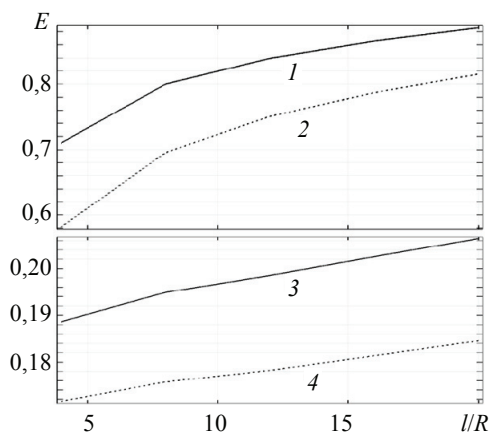


Рис. 4. Графики зависимостей показателя эффективности микротеплообменника от длины канала при различных скоростях теплоносителей, м/с:

- 1 – $w_{1\max} = 0,15$, $w_{2\max} = 0,03$;
- 2 – $w_{1\max} = 0,09$, $w_{2\max} = 0,03$;
- 3 – $w_{1\max} = 0,03$, $w_{2\max} = 0,09$;
- 4 – $w_{1\max} = 0,03$, $w_{2\max} = 0,15$

ется (см. рис. 4, кривые 3, 4). Однако при этом увеличивается эффективность устройства по горячему теплоносителю, что необходимо учитывать, если задачей теплообмена является охлаждение теплоносителя.

На рисунке 5 показаны температурные поля стального блока со стороны горячего теплоносителя в режимах 1 и 4 (см. рис. 4) при $l/R = 12$. Низкое сопротивление теплоотдаче горячего теплоносителя приводит к тому, что металлический блок как бы аккумулирует теплоту горячего теплоносителя и передает ее холодному (см. рис. 5, а). В результате выходные температуры обоих теплоносителей близки к температуре блока. Из данных рис. 5, а, можно также заключить, что в выходном сечении канала холодного теплоносителя температура практически однородна. Обратная картина наблюдается при низком термическом сопротивлении холодного теплоносителя: металлический блок охлажден, выходные температуры близки к температуре блока, температурные градиенты невелики (см. рис. 5, б).

Аналогичные закономерности наблюдаются и при других значениях длины канала, в случае, когда скорости теплоносителей различаются между собой в несколько раз. Это означает, что если задачей теплообмена является нагрев, то для достижения однородных температур на выходе и повышения эффективности устройства следует уменьшать сопротивление теплоотдаче со стороны горячего теплоносителя, и, наоборот. Заметим, что чрезмерное уменьшение скорости целевого теплоносителя приводит к уменьшению его расхода, что влечет за собой увеличение числа каналов, а, значит, и поперечного размера устройства.

На рисунке 6 построена зависимость показателя эффективности микротеплообменника по холодному теплоносителю от длины канала при различных относительных скоростях теплоносителей и $w_{2\max} = 0,03$ м/с. Как и следовало ожидать, с увеличением скорости горячего теплоносителя эффективность устройства увеличивается (кривые 1 – 7). Увеличивается она и с ростом длины канала [12]. Из рисунка 6 следует, что одно и то же значение E соответствует определенной паре значений «скорость – длина».

При данной эффективности бóльшая длина канала микротеплообменника соответствует меньшей относительной скорости. Отметим, что скорость теплоносителя выдвигает требования к микронасосу, а длина микротеплообменника определяется требованием к его компактности.

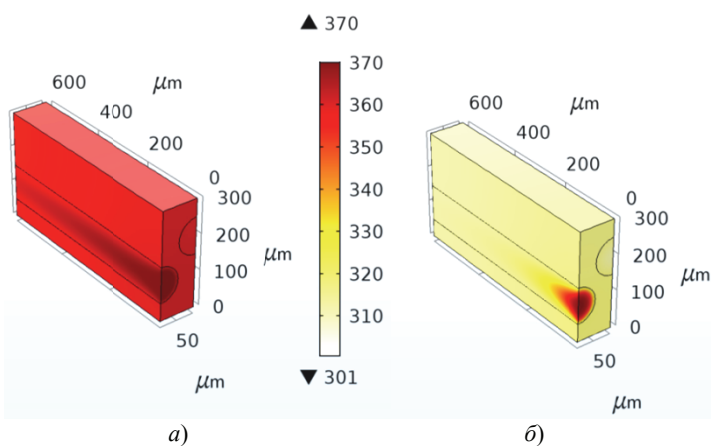


Рис. 5. Температурное поле стального блока со стороны горячего теплоносителя:

а – $w_{1\max} = 0,15$ м/с, $w_{2\max} = 0,03$ м/с; б – $w_{1\max} = 0,03$ м/с, $w_{2\max} = 0,15$ м/с

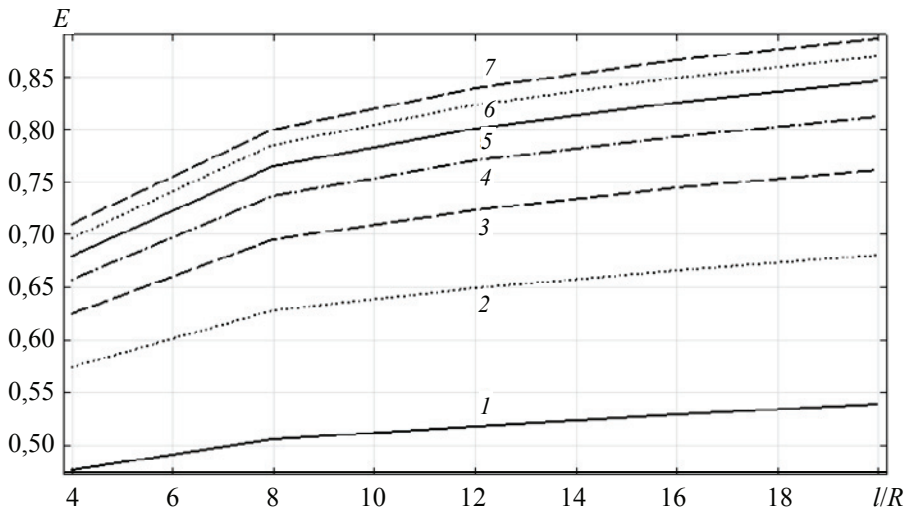


Рис. 6. Графики зависимости показателя эффективности микротеплообменника от длины канала при различных относительных скоростях теплоносителей w_1 / w_2 :
 1 – 1; 2 – 1,67; 3 – 2,33; 4 – 3; 5 – 3,67; 6 – 4,33; 7 – 5

Оптимальные параметры микротеплообменника

Для определения рабочей области по горячему теплоносителю рассчитаны пары значений w_1 / w_2 и l / R , соответствующие равной эффективности микротеплообменника.

На рисунке 7 построена зависимость гидравлического сопротивления канала горячего теплоносителя от объемного расхода жидкости в канале для фиксированных значений эффективности. Гидравлическое сопротивление, рассчитанное по известной формуле Гагена–Пуазейля, пропорционально произведению скорости теплоносителя на длину канала. Физические свойства жидкости взяты при средней температуре теплоносителя. Большие значения расхода соответствуют меньшей длине канала.

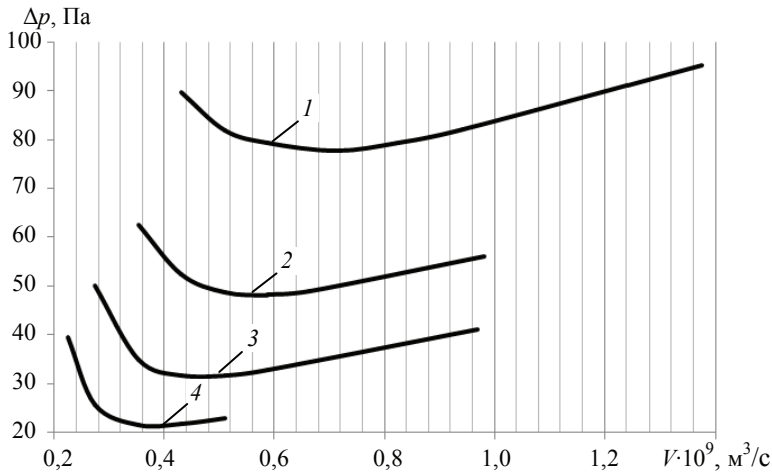


Рис. 7. Графики зависимостей гидравлического сопротивления канала горячего теплоносителя от объемного расхода жидкости в канале при эффективности микроканального теплообменника по нагреваемому теплоносителю E :
 1 – $E = 0,85$; 2 – $E = 0,80$; 3 – $E = 0,75$; 4 – $E = 0,70$

Из рисунка 7 следует, что стремление увеличить эффективность сопряжено с ростом гидравлического сопротивления канала (кривые 4 – 1) и для каждого значения эффективности наблюдается минимум гидравлического сопротивления. С ростом эффективности минимум сдвигается в область больших расходов теплоносителя. Так, минимум гидравлического сопротивления горячего канала при $E = 0,70$ соответствует скорости $w_{1\max} = 0,11$ м/с, $l/R = 4,6$; при $E = 0,75$ – $w_{1\max} = 0,13$ м/с, $l/R = 5,86$; при $E = 0,80$ – $w_{1\max} = 0,15$ м/с, $l/R = 8$; при $E = 0,85$ – $w_{1\max} = 0,18$ м/с, $l/R = 11$.

В исследованном диапазоне эффективностей ($E = 0,70 \dots 0,85$) пары значений $w_{1\max}$, l/R , соответствующие минимуму гидравлического сопротивления, хорошо аппроксимируются линейной зависимостью: $w_{1\max} = 0,0106 \cdot l/R + 0,00644$.

Полученное выражение определяет оптимальную область параметров горячего теплоносителя. Подобную область можно получить и для холодного теплоносителя, если задачей теплообмена является охлаждение жидкости.

Выводы

Высокая эффективность микротеплообменного устройства с однородной по сечению канала выходной температурой нагреваемой жидкости может быть достигнута двумя способами.

1. Путем увеличения скоростей обоих теплоносителей и увеличения длины канала. При этом термическое сопротивление теплоотдаче будет низким. Вместе с тем скорость теплоносителя не следует увеличивать выше тех значений, при которых термическое сопротивление блока начинает преобладать над термическим сопротивлением теплоносителей. Характерно, что гидравлическое сопротивление каналов с увеличением скорости и длины канала монотонно возрастает.

2. Путем увеличения скорости только нецелевого теплоносителя.

Скорость целевого теплоносителя при этом должна быть в несколько раз меньше скорости нецелевого теплоносителя. Неизбежный результат – увеличение количества каналов и ширины устройства. Необходимая в этом случае длина канала оказывается меньше, чем в предыдущем случае. При заданной эффективности устройства и определенной паре значений «скорость нецелевого теплоносителя – длина канала» гидравлическое сопротивление канала для нецелевого теплоносителя оказывается минимальным.

Установленные количественные характеристики справедливы для рассмотренной конструкции теплообменника в пределах исследованного диапазона изменения влияющих факторов. Качественный анализ закономерностей теплообмена в блочном микроканальном теплообменнике может быть использован при исследовании теплопередачи в микроканальных теплообменниках различной конструкции.

Список литературы

1. Reschetilowski, W. *Microreactors in Preparative Chemistry: Practical Aspects in Bioprocessing, Nanotechnology, Catalysis and more* / W. Reschetilowski. – Weinheim, Germany : Wiley-VCH, 2013. – 351 p.

2. Боровинская, Е. С. Микроструктурные реакторы – концепции, развитие и применение / Е. С. Боровинская, В. П. Решетиловский // *Химическая промышленность*. – 2008. – Т. 85, №5. – С. 217 – 247.

3. A Microstructure Heat Exchanger for Quenching the Metabolism of Mammalian Cells / C. Wiendahl, J. J. Brandner, C. Küppers, B. Luo // *Chemical Engineering & Technology*. – 2007. – Vol. 30, No 3. – P. 322 – 328.

4. Optimization of Micro Heat Exchanger: CFD, Analytical Approach and Multi-Objective Evolutionary Algorithms / K. Foli, T. Okabe, M. Olhofer [et al.] //

International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2006. – Vol. 49, Issues 5-6. – P. 1090 – 1099.

5. Concepts and Realization of Microstructure Heat Exchangers for Enhanced Heat Transfer / J. J. Brandner, E. Anurjew, L. Bohn [et al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2006. – Vol. 30, Issue 8. – P. 801 – 809.

6. Overview of Micro-Channel Design for High Heat Flux Application / N. H. Naqiuddin, L. H. Saw, M. Ch. Yew [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2018. – Vol. 82, Part 1. – P. 901 – 914.

7. Vasilev, M. P. Effect of Microchannel Heat Sink Configuration on the Thermal Performance and Pumping Power / M. P. Vasilev, R. Sh. Abiev, R. Kumar // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 141. – P. 845 – 854.

8. Metallic Micro Heat Exchangers: Properties, Applications and Long Term Stability. – Текст : электронный / А. Anurjew, E. Hansjosten, U. Schygulla, J. J. Brandner // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2009. – Т. 1, № 5. – URL : <https://cyberleninka.ru/article/n/metallic-micro-heat-exchangers-properties-applications-and-long-term-stability> (дата обращения: 20.01.2020).

9. Created in COMSOL Multiphysics 5.4. Isothermal MEMS Heat Exchanger. – Текст : электронный // COMSOL. – URL : <https://www.comsol.ru/model/nonisothermal-mems-heat-exchanger-516> (дата обращения 19.02.2020).

10. Kakaç, S. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design / S. Kakaç, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij. – New York : CRC Press, 2012. – 632 p.

11. Expanded Microchannel Heat Exchanger: Design, Fabrication and Preliminary Experimental Test / D. C. Denkenberger, M. J. Brandemuehl, J. M. Pearce, J. Zhai // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part A : Journal of Power and Energy. – 2012. – Vol. 226. – P. 532 – 544.

12. Максимова, Е. А. Расчет эффективности блочного микротеплообменника / Е. А. Максимова, А. А. Маркова, А. В. Маркова // Математические методы в технике и технологиях (ММТТ-32) : сб. трудов 32 Междунар. науч. конф., 3 – 7 июня, 2019 г., Санкт-Петербург. – СПб., 2019. – Т. 3. – С. 112 – 114.

Research into Heat Transfer in the Block Microchannel Heat Exchanger

Е. А. Maksimova¹, А. А. Markova², А. V. Markova¹

*Department of Processes and Apparatuses of Chemical Technology (1),
Department of Higher Mathematics (2), markov-av@yandex.ru;
Saint-Petersburg State Chemical and Pharmaceutical University, St. Petersburg, Russia*

Keywords: block heat exchanger; computational experiment; mathematical modeling; microchannel; coolant; efficiency.

Abstract: Using the method of a computational experiment, the paper presents a theoretical study of the influence of design and operating parameters on the efficiency of a counter-current microchannel block heat exchanger for liquid heating with liquid. The conditions are determined under which, along with high efficiency indicators of the heat exchanger, uniformity of the temperature field at the outlet of the channel is achieved. It is shown that, at low thermal resistance to heat transfer from both heat carriers, the efficiency of the heat exchanger does not depend on the speeds of the heat carriers and monotonically increases with increasing channel length. With low thermal resistance of the non-target coolant, the set efficiency of the heat exchanger corresponds

to a certain combination of parameter values “speed of the non-target coolant – channel length”. Accordingly, a pair of parameter values can be selected at which the minimum hydraulic resistance of the heat exchanger channel is ensured.

References

1. Reschetilowski W. *Microreactors in Preparative Chemistry: Practical Aspects in Bioprocessing, Nanotechnology, Catalysis and more*, Weinheim, Germany: Wiley-VCH, 2013, 351 p.
2. Borovinskaya Ye.S., Reshetilovskiy V.P. [Microstructural reactors – concepts, development and application], *Khimicheskaya promyshlennost'* [Chemical Industry], 2008, vol. 85, no. 5, pp. 217-247. (In Russ.)
3. Wiendahl C., Brandner J. J., Küppers C., Luo B. A Microstructure Heat Exchanger for Quenching the Metabolism of Mammalian Cells, *Chemical Engineering & Technology*, 2007, vol. 30, no 3, pp. 322-328.
4. Foli K., Okabe T., Olhofer M., Jin Y., Sendhoff B. Optimization of Micro Heat Exchanger: CFD, Analytical Approach and Multi-Objective Evolutionary Algorithms, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, issues 5-6, pp. 1090-1099.
5. Brandner J.J., Anurjew E., Bohn L., Hansjosten E., Henning T., Schygulla U., Wenka A., Schubert K. Concepts and Realization of Microstructure Heat Exchangers for Enhanced Heat Transfer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, vol. 30, issue 8, pp. 801-809.
6. Naqiuddin N.H., Saw L.H., Yew M.Ch., Yusof F., Ching Ng T., Yew M.K. Overview of Micro-Channel Design for High Heat Flux Application, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, part 1, pp. 901-914.
7. Vasilev M.P., Abiev R.Sh., Kumar R. Effect of Microchannel Heat Sink Configuration on the Thermal Performance and Pumping Power, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 141, pp. 845-854.
8. <https://cyberleninka.ru/article/n/metallic-micro-heat-exchangers-properties-applications-and-long-term-stability> (accessed 20 January 2020).
9. <https://www.comsol.ru/model/nonisothermal-mems-heat-exchanger-516> (accessed 19 February 2020).
10. Kakaç S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, New York: CRC Press, 2012, 632 p.
11. Denkenberger D.C., Brandemuehl M.J., Pearce J.M., Zhai J. Expanded Microchannel Heat Exchanger: Design, Fabrication and Preliminary Experimental Test, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part A: Journal of Power and Energy*, 2012, vol. 226, pp. 532-544.
12. Maksimova Ye.A., Markova A.A., Markova A.V. *Matematicheskiye metody v tekhnike i tekhnologiyakh (MMTT-32): sbornik trudov 32 Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii* [Mathematical Methods in Engineering and Technology (MMTT-32): proceedings of the 32nd International Scientific Conference], 3 - 7 June, 2019, St. Petersburg, 2019, vol. 3, pp. 112-114. (In Russ., abstract in Eng.)

Untersuchung der Wärmeübertragung im Block - Mikrokanal-Wärmetauscher

Zusammenfassung: Es ist theoretisch unter Verwendung der Methode des Rechnerexperiments der Einfluss von Entwurfs- und Betriebsparametern auf die Effizienz eines Gegenstrom-Mikrokanalblockwärmetauschers zum Erhitzen einer

Flüssigkeit mit Flüssigkeit untersucht. Es sind die Bedingungen festgelegt, unter denen zusammen mit hocheffizienten Indikatoren des Wärmetauschers die Gleichmäßigkeit des Temperaturfeldes am Auslass des Kanals erreicht wird. Es ist gezeigt, dass bei geringem Wärmewiderstand gegen Wärmeübertragung von beiden Wärmeträgern der Wirkungsgrad des Wärmetauschers nicht von den Geschwindigkeiten der Wärmeträger abhängt und mit zunehmender Kanallänge monoton ansteigt. Bei geringem Wärmewiderstand des Nichtzielkühlmittels entspricht der eingestellte Wirkungsgrad des Wärmetauschers einer bestimmten Kombination von Parameterwerten "Geschwindigkeit des Nichtzielkühlmittels – Kanallänge". Dementsprechend kann ein Paar von Parameterwerten ausgewählt werden, bei denen der minimale hydraulische Widerstand des Kanals des Wärmetauschers sichergestellt wird.

Étude du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur micro-canal en bloc

Résumé: Est étudiée théoriquement et avec l'utilisation de la méthode de l'expérience de calcul l'influence des paramètres de construction et de régime sur l'efficacité de l'échangeur à contre-courant micro-canal en bloc pour le chauffage du liquide par liquide. Sont déterminées les conditions dans lesquelles le champ de température à la sortie du canal est uniforme et les performances de l'échangeur thermique sont élevées. Est montré qu'avec une faible résistance thermique à l'effet de deux supports de chaleur, l'efficacité de l'échangeur de chaleur ne dépend pas des vitesses de ces derniers et augmente de manière exponentielle avec l'augmentation de la longueur du canal. En cas de la faible résistance thermique d'un support de chaleur non ciblé, l'efficacité de transfert de la chaleur donnée correspond à une combinaison spécifique des paramètres «vitesse du support de chaleur non ciblé – longueur du canal». En conséquence, il peut y avoir une paire de valeurs de paramètres pour laquelle la résistance hydraulique minimale du canal de l'échangeur de chaleur est assurée.

Авторы: *Максимова Екатерина Алексеевна* – магистрант; *Маркова Анастасия Андреевна* – ассистент кафедры высшей математики; *Маркова Алла Валентиновна* – кандидат технических наук, доцент кафедры процессов и аппаратов химической технологии, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный химико-фармацевтический университет», г. Санкт-Петербург, Россия.

Рецензент: *Юленец Юрий Павлович* – доктор технических наук, профессор кафедры системного анализа и информационных технологий, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)», г. Санкт-Петербург, Россия.