

25 Микротеплообменники

25.1 Введение

В зависимости от характерного поперечного размера каналов δ различают

- традиционные теплообменники с трубной насадкой: $\delta \sim 10 \text{ мм} \div 100 \text{ мм}$,
- компактные, в основном пластинчатые, теплообменники: $\delta \sim 1 \text{ мм} \div 10 \text{ мм}$,
- микроканальные теплообменники: $\delta \sim 10 \text{ мкм} \div 1 \text{ мм}$.

В соответствии с приведенной шкалой δ , микротеплообменники работают при малых значениях числа Рейнольдса ($Re = U\delta/\nu$), т.е. при ламинарном режиме течения теплоносителей. Несмотря на отсутствие турбулентного перемешивания, в микроканальных теплообменниках обеспечивается высокая интенсивность теплопередачи, благодаря малым значениям термических сопротивлений (δ/λ) стенок и теплоносителей. Поверхность теплопередачи в расчете на единицу объема достигает исключительно больших значений порядка $10^4 \text{ м}^2/\text{м}^3$, вследствие малости δ . В результате для объемной плотности теплового потока получаются экстремальные значения порядка $10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К})$ (в расчете на единичный температурный напор). Сказанное в равной мере относится к диффузионным процессам в микрореакторах, испарителях, конденсаторах, и т.п.. Использование поверхностных каталитических реакций в микроканалах приближает эти устройства к эффективным биологическим системам.

Жидкостные микротеплообменники с их малыми размерами и экстремальными тепловыми характеристиками позволяют тесно интегрировать охлаждающие системы в устройства микроэлектроники и силовой электроники.

Прогнозируется быстрый прогресс в технологии микротеплообменников и их все более широкое применение, особенно в распределенных и мобильных технических системах, подобно тому как это произошло в электронике благодаря микроминиатюризации элементной базы.

В промышленных применениях термин «микро» относится к внутренней структуре тепломассообменных аппаратов, в то время как их суммарные характеристики производительности достигают значительных величин [1–3]. Например, образец промышленного химического реактора высокой производительности [3] сконструирован по модульному принципу из микрореакторов и имеет габарит 65 см и вес 290 кг. Производительность составляет 1700 кг/час жидкого реагента. Экзотермическая химическая реакция протекает в нескольких десятках тысяч микроканалов. Тепловой поток, генерируемый при химической реакции (примерно 100 кВт) ,

передается (при температурном напоре в несколько градусов) через стенки микроструктуры к десяткам тысяч микроканалов с холодным теплоносителем. Максимальная расчетная тепловая производительность реактора как теплообменника достигает 800 кВт. Сообщается о модульном микротеплообменнике, заменяющем на порядок больший по габаритам традиционный теплообменный аппарат в схеме биодизельной установки. Достижимый выигрыш в габаритах и массе особенно важен для мобильных контейнерных установок [3].

Основы теплового расчета теплообменников изложены в [гл. 24](#) Электронного курса. Далее рассматриваются особенности теплогидравлического расчета микротеплообменников. Проводятся оценки теплопередачи, сопротивления, эффективности и энергетического коэффициента. Численным методом в приближенной двумерной постановке рассчитываются *сопряженные поля температуры и скорости* в каналах и в твердой структуре с целью определения локальной теплопередачи. Приводится пример полного трехмерного моделирования с развивающимися термогидродинамическими полями.

25.2 Элементарные оценки теплопередачи и сопротивления

Схемы микротеплообменников

Типичные конфигурации микротеплообменников представлены на рис. 1, 2.

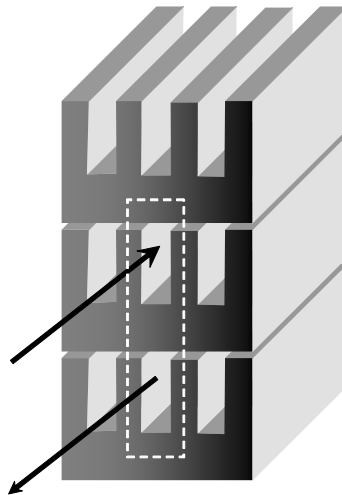


Рис. 1. Кремниевый микроканальный теплообменник

Микроканальный теплообменник ([4], рис. 1) состоит из кремниевых блоков, созданных по объемной микротехнологии, аналогичной

производству полупроводников. На рисунке для наглядности показана противоточная схема; оригинальный теплообменник [4] собран по перекрестной схеме. Глубокие каналы в кремниевой подложке получены посредством анизотропного травления (глубина канала 200 мкм, ширина канала 40 мкм, толщина перегородки 40 мкм, высота секции 370 мкм). Габариты микротеплообменника составляют примерно (1см x 1см x 1см), длина каналов – 1 см, объемная плотность поверхности теплообмена – $16000 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Тепловой поток в испытаниях с водой как теплоносителем достигал 5000 Вт (т.е. $5 \cdot 10^9 \text{ Вт}/\text{м}^3$) при температурном напоре примерно 30К.

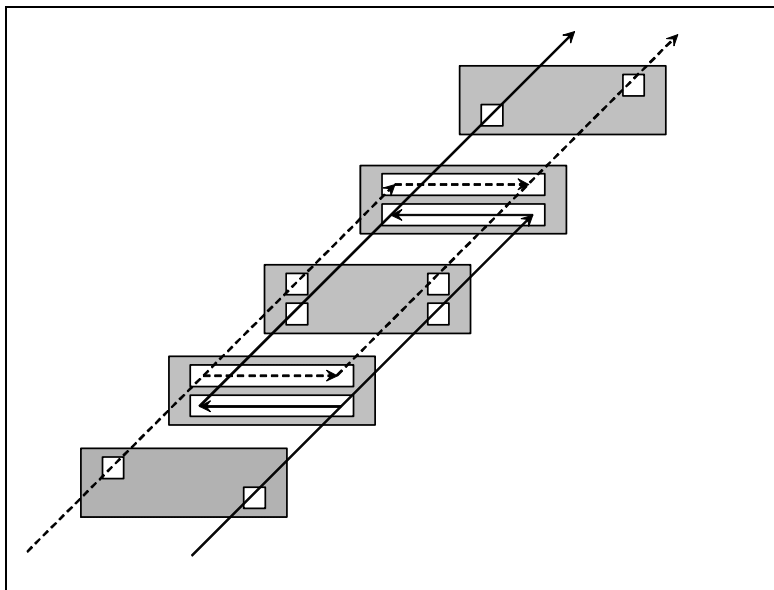


Рис. 2. Пластинчатый микрочанальный теплообменник из нержавеющей стали

В другой технологии ([5], рис. 2) матрицы параллельных микрочаналов образуются при поочередном складывании пластин-перегородок и прокладок с фигурными вырезами, образующими каналы. Различная организация потоков получается при вариациях формы вырезов в прокладках. Толщина прокладок (минимальный размер поперечного сечения каналов) составляет 25–250 мкм. Необходимая конфигурация прокладок из нержавеющей стали создается фотохимическим травлением. Возможны также технологии лазерной обработки или штамповки при массовом производстве. Соединение пластин обеспечивается диффузионной сваркой. Описываются [5] применения таких устройств в качестве камер сгорания и высокотемпературных химических реакторов.

Конструкции с плоскими шелевыми каналами шириной несколько десятков микрон являются типичными для микротеплообменников. В

перечень материалов входит нержавеющая сталь, кремний с его высокой теплопроводностью, температурной и коррозионной стойкостью, керамика для высокотемпературных и коррозионно-активных сред. Технологии изготовления дополняются обычными способами механической обработки, но с применением микроинструментов.

Геометрические характеристики

Характерным размером модельного микроканального теплообменника пластинчатой структуры (рис. 3) является ширина канала δ или примерно равная ей толщина перегородки. Параметры пористости Por и объемной плотности поверхности теплопередачи F_{Vol} , m^2/m^3 определяются уравнениями:

$$Por \equiv \frac{\delta(L_y L_z)}{2\delta(L_y L_z)} = \frac{1}{2}; \quad F_{Vol} \equiv \frac{(L_y L_z)}{2\delta(L_y L_z)} = \frac{1}{2\delta} \quad (1)$$

Параметр Por задает также долю фронтального сечения $L_x L_y$, занятую каналами.

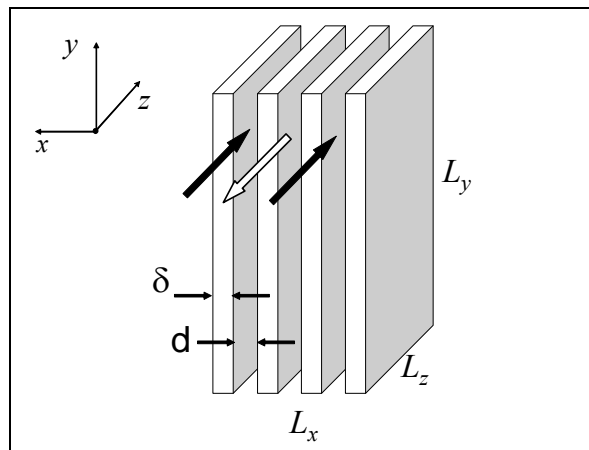


Рис. 3. Геометрические характеристики теплообменника

Теплопередача

Оценим коэффициент теплопередачи, принимая во внимание заведомо ламинарный характер течения в микроканалах, благодаря малым значениям числа Рейнольдса. Будем считать одинаковыми оба теплоносителя, т.е. рассмотрим, например, «водо-водяной» или «газо-газовый» теплообменники. Примем также предположение о достаточной длине каналов, чтобы считать течение гидродинамически стабилизированным. Тогда для коэффициента теплоотдачи справедлива оценка $\alpha \sim \lambda_f / \delta$, а для коэффициента теплопередачи – соответственно:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha}} \approx \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda_f} + \frac{\delta}{\lambda_s} + \frac{\delta}{\lambda_f}} \approx \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s)}{\delta}, \quad (2)$$

где λ_f и λ_s – теплопроводность теплоносителя и стенки.

Объемная плотность теплового потока q_{vol} , Вт/м³ при температурном напоре ΔT оценивается следующим образом, с учетом (1), (2):

$$q_{vol} = kF_{vol} \Delta T \approx \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s)}{\delta} \frac{1}{2\delta} \Delta T. \quad (3)$$

Сопротивление

Средняя массовая скорость при пуазейлевском течении в плоском щелевом канале рассчитывается по уравнению:

$$\rho w = \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{\nu_f} \left(\frac{dp}{dz} \right). \quad (4)$$

Приведенная (отнесенная к единице фронтального сечения теплообменника) массовая скорость каждого теплоносителя составляет:

$$\rho W = \left(\frac{1}{2} Por \right) \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{\nu_f} \left(\frac{dp}{dz} \right) \Rightarrow \rho W = \frac{1}{4} \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{\nu_f} \left(\frac{dp}{dz} \right) \quad (5)$$

Затраты мощности на прокачку в расчете на единичный объем N_{vol} , Вт/м³ определяются как произведение объемного расхода на градиент давления:

$$N_{vol} = W \frac{dp}{dz} = \frac{1}{4} \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{\nu_f \rho_f} \left(\frac{dp}{dz} \right)^2 \quad (6)$$

Энергетический коэффициент теплообменника

Оценим теплогидравлическое совершенство микротеплообменника посредством энергетического коэффициента М.В.Кирпичева E , определяемого как отношение теплового потока к мощности на прокачку теплоносителей:

$$E = \frac{q_{vol}}{N_{vol}} = \frac{kF_{vol} \Delta T}{N_{vol}}, \quad (7)$$

Удобно считать, что рассматриваются теплообменники с единичной фронтальной поверхностью и варьируемой длиной по ходу потока L_z . Зафиксируем при вариантных расчетах соотношение расходных

теплоемкостей Gc_p и число единиц переноса NTU, а именно, примем единичные значения этих параметров:

$$\frac{(Gc_p)_{\min}}{(Gc_p)_{\max}} = 1; \quad NTU \equiv \frac{kF}{Gc_p} = 1 \quad (8)$$

Для эффективности теплообменника Eff, т.е. отношения фактического теплового потока к максимально возможному в противоточном теплообменнике,

$$Eff \equiv \frac{Q}{Q_{\max}} = f \left(\frac{kF}{(Gc_p)_{\min}}, \frac{(Gc_p)_{\min}}{(Gc_p)_{\max}} \right), \quad (9)$$

в случае противоточного теплообменника с одинаковыми теплоносителями справедливо уравнение:

$$Eff = \frac{NTU}{1 + NTU}; \quad NTU=1 \Rightarrow Eff = 0.5. \quad (10)$$

Таким образом, рассматривается характерный класс противоточных микротеплообменников с фиксированным параметром $NTU = 1$ и фиксированной эффективностью $Eff = 0.5$. В таких аппаратах передается половина максимально возможного теплового потока. Заметим, что увеличение NTU выше значения 1 привело бы уже к непропорционально меньшему росту эффективности Eff, чем и обосновывается выбор параметров модельного теплообменника.

Выпишем условие фиксированного числа единиц переноса ($NTU = 1$, $Eff = 0.5$), используя соотношения для теплопередачи (3) и расхода (5):

$$NTU \equiv \frac{kF}{Gc_p} = \frac{k F_{vol} L_z}{\rho W c_p} = \frac{\frac{\min(\lambda_f, \lambda_s) 1}{\delta} \frac{1}{2\delta} L_z}{c_{pf} \frac{1}{4} \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{v_f} \left(\frac{dp}{dz} \right)} = 1 \Rightarrow$$

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{\frac{\min(\lambda_f, \lambda_s) 1}{\delta} \frac{1}{2\delta}}{c_{pf} \frac{1}{4} \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{v_f}} \right) L_z \quad (11)$$

Видно, что увеличенной длине L_z при $NTU = const$ соответствует увеличенный расход и, следовательно, повышенный градиент давления.

Теперь, используя уравнения (7), (3), (6), (11) можно рассчитать энергетический коэффициент E :

$$E = \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s) \frac{1}{2\delta} \Delta T}{2 \frac{1}{4} \frac{1}{12} \frac{\delta^2}{v_f \rho_f} \left(\frac{dp}{dz}\right)^2} = \frac{1}{48} \left(\frac{\delta^2}{L_z^2}\right) \left(\delta^2 \frac{(\rho_f c_{pf})^2 \Delta T}{\min(\lambda_f, \lambda_s) \cdot \mu_f} \right). \quad (12)$$

Формула (12) справедлива для характерного противоточного микротеплообменника с одинаковыми теплоносителями («вода-вода», «газ-газ») и со значениями параметров: $(Gc_p)_1/(Gc_p)_2 = 1$, $NTU = 1$, $Eff = 0.5$.

Кроме размеров δ и L_z и свойств теплоносителя, выражение (12) включает температурный напор как режимный параметр. Числовые значения энергетического коэффициента обычно указывают для единичного температурного напора, имея в виду пропорциональность $E \sim \Delta T$.

Ограничения, связанные с затратами мощности на прокачку

Вариантные расчеты (рис. 4, рис. 5) проведены по уравнению (12) при $\min(\lambda_f, \lambda_s) = \lambda_f$ для двух значений ширины канала ($\delta = 40$ мкм и $\delta = 400$ мкм) и для двух видов теплоносителя (оба теплоносителя – вода или оба теплоносителя – воздух).

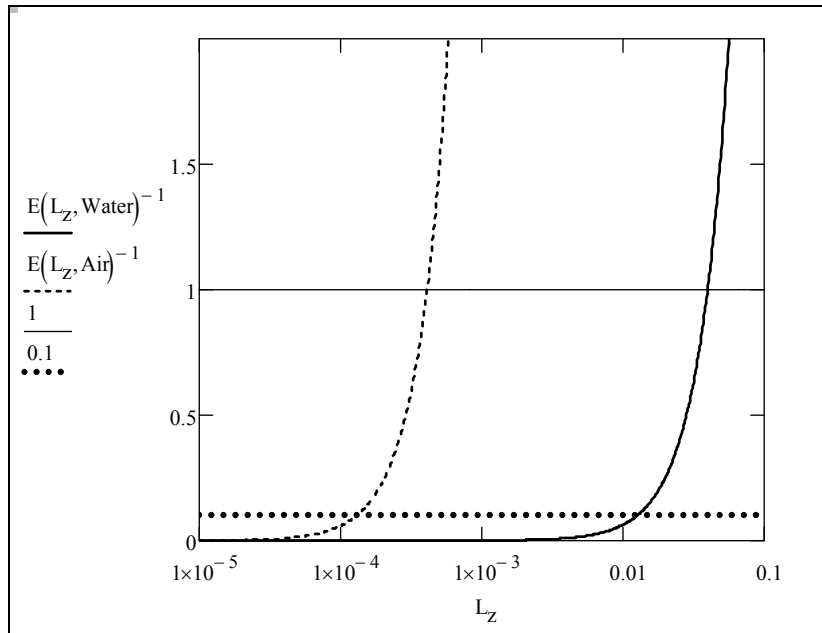


Рис. 4. Энергетический коэффициент теплообменника с фиксированной толщиной канала 40 мкм и переменной длиной L_z , м

На графиках представлен обратный энергетический коэффициент E^{-1} , т.е. отношение затрат на прокачку к тепловому потоку как функция от длины канала L_z , м. Граничная ситуация отмечена горизонтальной линией на уровне 1, а приемлемый, на порядок меньший уровень затрат – на уровне 0.1. Эти граничные числовые значения являются ориентировочными; обоснованием выбора должны служить оптимизационные расчеты теплообменников (см., например, [6,7]). Возможно, что в специальных приложениях затраты на прокачку будут учитываться с малым весовым вкладом, например, если основной задачей является обеспечение заданного температурного режима.

При ширине каналов $\delta = 40$ мкм в случае воды как теплоносителя приемлемый уровень затрат на прокачку получается для $L_z \leq 1$ см (рис. 4).

Цифровые оценки иллюстрируют исключительно высокие значения поверхности переноса в единице объема ($F_{Vol} \sim 10^4$ м²/м³, формула (1)) и объемной плотности теплового потока ($kF_{Vol} \sim 10^8$ Вт/(м³К), формула (3)). Они согласуются с данными испытаний [4] для теплообменника на рис. 1.

Для воздушного теплообменника принятый поперечный размер канала ($\delta = 40$ мкм), по-видимому, слишком мал, поскольку затраты на прокачку слишком велики даже для очень коротких каналов (см. рис. 4, кривая $E(L_z, \text{Air})$). Решение проблемы состоит в увеличении толщины канала. Разумная граница $L_z \leq 1$ см обеспечивается при десятикратно увеличенной ширине канала до $\delta = 400$ мкм (рис. 5).

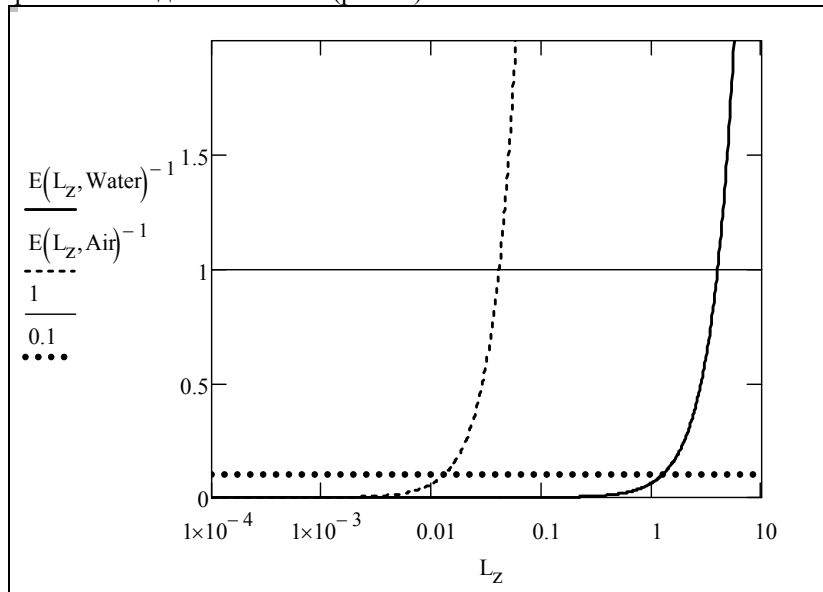


Рис. 5. Энергетический коэффициент теплообменника с фиксированной толщиной канала 400 мкм и переменной длиной по ходу теплоносителя

Проведенные оценки поясняют особенность компоновки микроканальных теплообменников: они имеют небольшую протяженность по ходу теплоносителя и развитую фронтальную поверхность, чтобы обеспечить приемлемое значение энергетического коэффициента E , если проектируется установка с относительно высоким расходом теплоносителя.

Представим результаты в более компактной форме. Пусть при проектировании выбрано некоторое критическое значение энергетического коэффициента (например, $E_{cr} = 10$). Тогда из уравнения (12) следует оценка максимальной относительной длины микроканала (обозначение L_{δ_max} на рис. 6), при которой потери еще не превышают допустимого уровня:

$$\left(\frac{L_z}{\delta}\right)_{max} = \delta \frac{\rho_f c_{pf}}{\sqrt{\min(\lambda_f, \lambda_s) \cdot \mu_f}} \sqrt{\frac{1}{(E_{cr} / \Delta T) 48}} \quad (13)$$

Результаты оценок

Когда длина канала L_{δ_max} выбрана ($L_{\delta_max} \approx 315$ в числовом примере с водой), можно оценить абсолютные величины потерь. Для рассматриваемого теплообменника с $NTU = 1$ из (11) следует выражение для истинной скорости теплоносителя:

$$\rho_f W c_{pf} = NTU \cdot k F_{vol} L_z = 1 \cdot \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s)}{\delta} \frac{1}{2\delta} L_z \Rightarrow$$

$$W = \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s)}{\rho_f c_{pf}} \frac{1}{2\delta} \frac{L_z}{\delta} \Rightarrow w = \frac{W}{Por/2} = \frac{2}{Por} \cdot \frac{\min(\lambda_f, \lambda_s)}{\rho_f c_{pf}} \frac{1}{2\delta} \left(\frac{L_z}{\delta}\right)$$

Дальнейшие вычисления по приведенным выше формулам дают значения средней расходной скорости $w = 2.24$ м/с, числа Рейнольдса $Re_{d_eq} = 179$, перепада давления $\Delta p = 0.211$ МПа. Эти расчеты для модельной пластинчатой конструкции (рис. 3, «вода-вода», $\delta = 40$ мкм) удовлетворительно согласуются с данными испытаний кремниевого микротеплообменника [4], рис. 1.

Проведенные элементарные оценки определяют порядок величин теплопередачи и сопротивления для характерного модельного микротеплообменника (рис. 3) с характеристиками (8), (10). Основные результаты представлены уравнениями (3) для объемной плотности теплового потока, (6) – для затрат мощности на прокачку, (12) – для энергетического коэффициента микротеплообменника. Цифровые оценки дают исключительно высокие значения поверхности переноса в единице объема (порядка 10^4 м²/м³) и объемной плотности теплового потока (порядка 10^8 Вт/(м³К) для водо-водяного теплообменника).

Ограничение, связанное с затратами на прокачку, выражено формулой (13) и графиками на рис. 6. Для водо-водяного теплообменника приемлемым сочетанием размеров канала является $\delta = 40$ мкм и $L_z = 1$ см. Для воздушного

теплообменника при той же длине $L_z = 1\text{ см}$ ширина канала должна быть на порядок больше: $\delta = 400\text{ мкм}$.

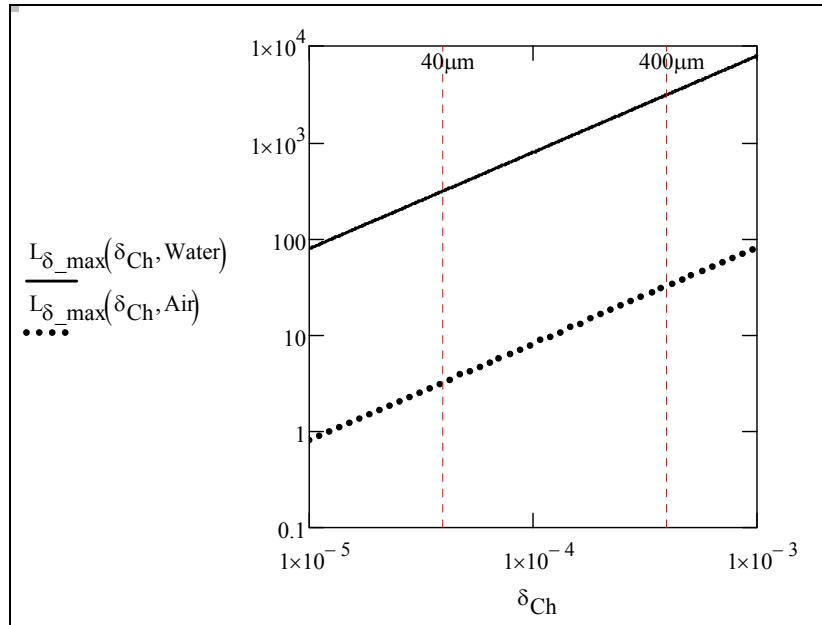


Рис. 6. Максимальная относительная длина микроканала L_{δ_max} как функция ширины канала δ_{Ch} , м

При расчете реальных конструкций (рис. 1, рис. 2) следует учитывать особенности конфигурации каналов и перегородок, конкретное соотношение коэффициентов теплопроводности жидкости и твердой структуры. В микротеплообменниках эквивалентный диаметр канала соизмерим с характерной толщиной твердой структуры, поэтому обычная схема теплопередачи через тонкую стенку становится, вообще говоря, неприменимой. Дополнительные осложнения вносятся возможной зависимостью свойств от температуры. Естественным разрешением указанных проблем является многомерное численное моделирование сопряженных полей температуры и скорости в каналах и в твердой структуре с целью надежного определения локальной теплопередачи

25.3 Численное моделирование теплопередачи в микротеплообменниках

Математическая постановка сопряженной задачи теплопроводности и конвекции в каналах

Постановка двумерной сопряженной задачи для температурного поля в потоке жидкости и в твердой структуре призвана учесть возможную сильную неоднородность температуры и плотности теплового потока по периметру канала. Целью расчетов является определение эффективного коэффициента теплопередачи как функции от геометрии микроструктуры и соотношения теплопроводностей теплоносителя и твердого скелета.

Объектом численного моделирования является микротеплообменник, представленный на рис. 1, где пунктиром выделена расчетная область. Предполагается вынужденное течение в микроканалах под действием продольного градиента давления. Влияние свободной конвекции не учитывается, вследствие относительно малых значений характерного комплекса $G\Gamma/Re^2$. Благодаря значительной протяженности микроканалов течение можно считать гидродинамически стабилизированным. При постоянных, не зависящих от температуры свойствах жидкости гидродинамическая задача может быть решена независимо от тепловой задачи. Хотя решение для ламинарного течения в прямоугольных каналах известно, целесообразно провести его численным методом, имея в виду перспективу развития расчетной модели в более общей постановке.

При установившемся, параллельном стенкам канала течении отлична от нуля только продольная составляющая скорости:

$$w = w(x, y); \quad u = 0; \quad v = 0.$$

Уравнение движения вязкой жидкости при этом упрощается до уравнения Пуассона:

$$0 = -\frac{dp(z)}{dz} + \mu \left(\frac{\partial^2 w(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w(x, y)}{\partial y^2} \right),$$

где градиент давления должен быть постоянной величиной:

$$\frac{dp(z)}{dz} = \text{const},$$

принимаемой в качестве числового параметра, определяющего среднюю скорость или расход теплоносителя.

Температурное поле в канале трехмерное: температура переменна по сечению канала из-за теплоотвода к стенкам, и по той же причине убывает (или возрастает при подводе теплоты) по длине канала:

$$0 = -w(x, y) \frac{\partial t(x, y, z)}{\partial z} + a \left(\frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial z^2} \right).$$

Однако если пренебречь продольной теплопроводностью,

$$\frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial z^2} \ll \max \left(\frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 t(x, y, z)}{\partial y^2} \right),$$

и принять для продольной производной от температуры допущение:

$$\frac{\partial t(x, y, z)}{\partial z} \approx \frac{d}{dz} t_f(z) = \text{function}(z),$$

где производная (dt_f/dz) от средней по теплосодержанию температуры t_f связана с тепловым потоком q_l балансовым уравнением:

$$\frac{d}{dz} (Gc_p t_f(z)) = q_l(z) \Rightarrow \frac{d}{dz} t_f(z) = \frac{q_l(z)}{Gc_p},$$

то в качестве определяющего уравнения для температуры жидкости вновь получается двухмерное уравнение Пуассона:

$$0 = -w(x, y) \frac{dt_f}{dz} + a \left(\frac{\partial^2 t(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y)}{\partial y^2} \right).$$

Производная (dt_f/dz) является числовым параметром, определяющим, в конечном счете, локальный температурный напор в теплообменнике (т.е. разность между средними по теплосодержанию температурами теплоносителей в данном сечении z). Это же уравнение, но с нулевым значением скорости, описывает температурное поле в твердой структуре.

Расчеты проводились для водо-водяного противоточного микротеплообменника с одинаковыми расходами теплоносителей, поэтому значение параметра (dt_f/dz) в двух каналах принято одинаковым по абсолютной величине, но противоположным по знаку.

Граничные условия были следующими. Для гидродинамической задачи ставилось условие прилипания на внутренних стенках каналов. Для тепловой задачи на внутренних границах реализовывались условия идеального теплового контакта между теплоносителем и стенкой. Вертикальные боковые границы (пунктир на рис. 1) считались адиабатическими вследствие симметрии. На верхней и нижней границах ставились так называемые периодические условия – с одинаковыми распределениями температуры и теплового потока.

Имеется особенность при постановке такой краевой задачи, поскольку абсолютный уровень температуры не определен, а задается только перепад температур между теплоносителями (как указывалось выше, параметром

(dt_f/dz). Чтобы обеспечить сходимость при счете, применялась следующая регуляризация: на внешних боковых поверхностях допускался очень слабый теплообмен с окружающей средой при некоторой заданной температуре. Доля «тепловых потерь» была пренебрежимо малой по сравнению с тепловым потоком между теплоносителями в каналах теплообменника.

Результаты численного интегрирования двухмерной задачи

Поля скоростей и температур рассчитывались численным методом конечных элементов. Вариантные расчеты производились для фиксированной конфигурации канала (рис. 7), но при различных сочетаниях коэффициентов теплопроводности теплоносителей и структуры. Базовыми случаями были два теплообменника: а) с одинаковой теплопроводностью теплоносителя и стенок $\lambda_f = \lambda_s = 0.6$ Вт/мК (рис. 7а, условно «водо-водяной керамический теплообменник») и б) с теплопроводностью стенки, намного большей теплопроводности теплоносителя (рис. 7б, условно «водо-водяной кремниевый теплообменник», $\lambda_s = 120$ Вт/мК, $\lambda_s \gg \lambda_f$).

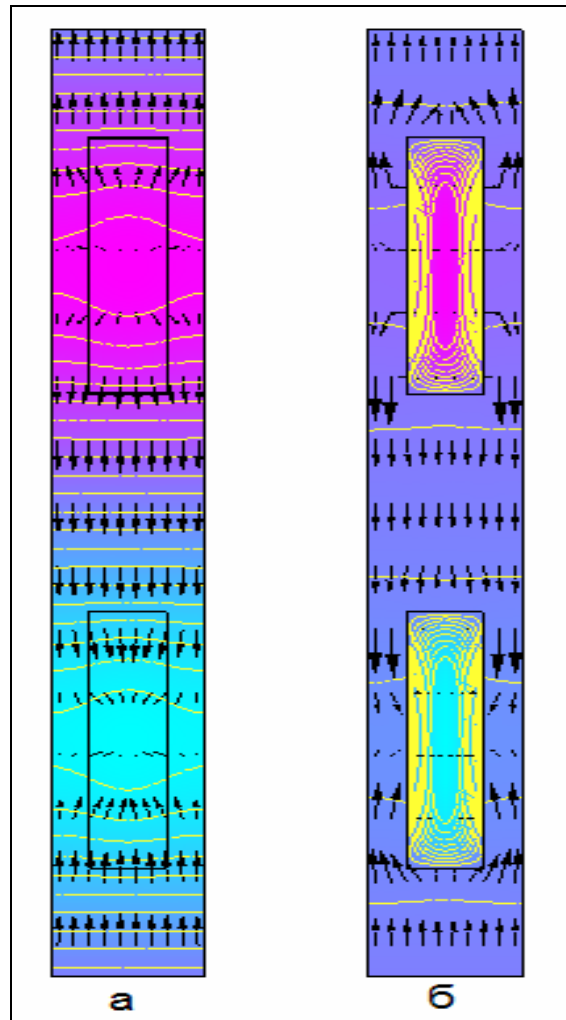


Рис. 7. Поля температур и тепловых потоков в керамическом (а) и кремниевом (б) водо-водяном микротеплообменнике (внутренние прямоугольники – каналы, сплошные линии – изотермы, стрелки – векторы плотности теплового потока, холодные оттенки цвета – низкие температуры, теплые оттенки – высокие температуры)

Температурные поля в сопоставляемых случаях существенно различны. Кремниевая структура с высокой теплопроводностью почти изотермична, а основные изменения температуры сосредоточены в каналах (рис. 7б). В керамическом теплообменнике градиенты температуры более равномерно распределены по всей расчетной области, включающей каналы и твердую структуру (рис. 7а).

Распределения по периметру канала отличаются, вообще говоря, от обычно принимаемых простых условий постоянного теплового потока или постоянной температуры (рис. 8).

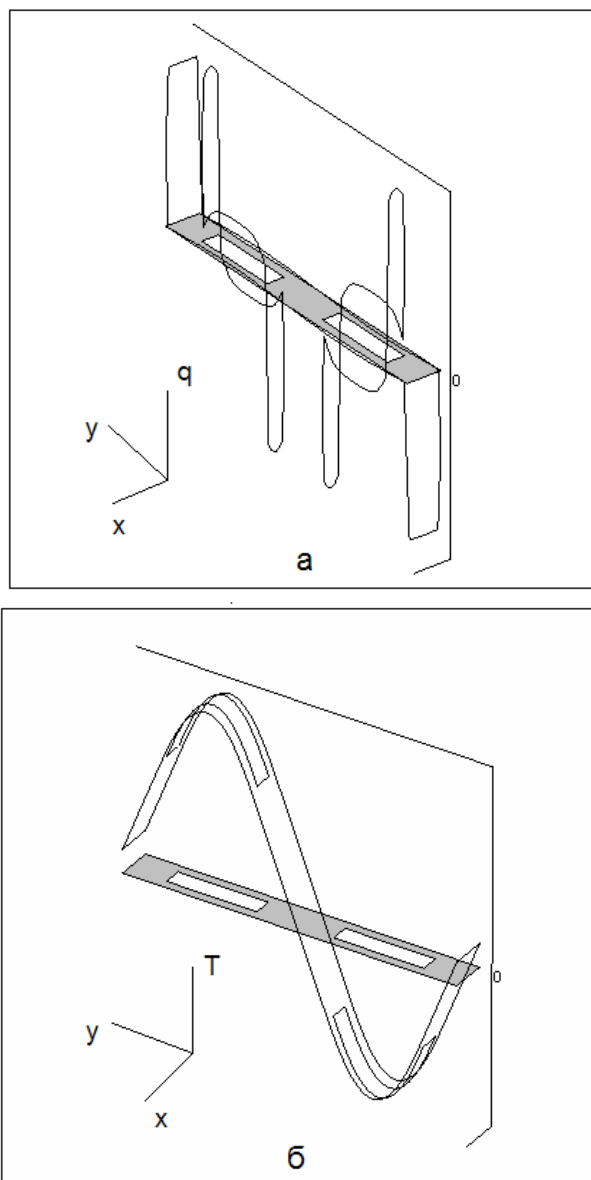


Рис. 8. Распределение тепловых потоков (а) и температур (б) по границам в керамическом водо-водяном микротеплообменнике (горизонтальная плоскость – расчетная область с прямоугольными каналами)

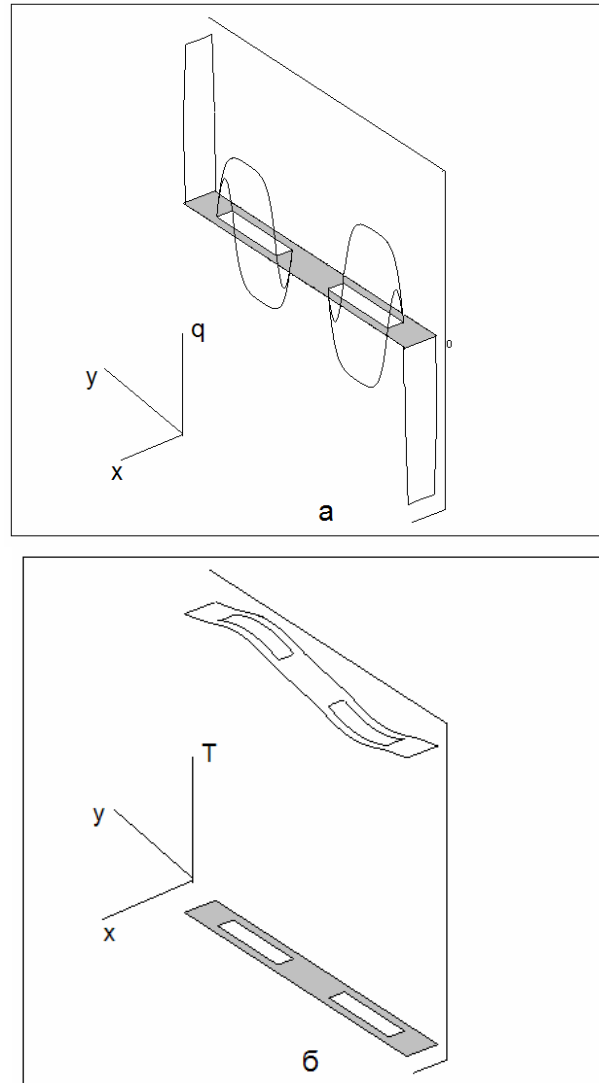


Рис. 9. Распределение тепловых потоков (а) и температур (б) по границам в кремниевом водо-водяном микротеплообменнике

Предельные случаи изотермической стенки имеют место в двух ситуациях:

1) при высокой теплопроводности твердой структуры (примерно как для кремниевого теплообменника, рис. 9, $\lambda_s = 120 \text{ Вт/(м К)}$, $\lambda_s \gg \lambda_f$),

2) при очень низкой теплопроводности твердой структуры $\lambda_s \ll \lambda_f$ (как в гипотетическом керамическом теплообменнике с жидкометаллическим теплоносителем).

В первом случае теплопередача лимитируется интенсивностью теплоотдачи в каналах. Для прямоугольного канала с отношением сторон $40 \text{ мкм}/200 \text{ мкм} = 1/5$ специальный расчет приводит к значению $Nu_{d,eq} = 5.778$, что согласуется с известными литературными данными. Соответственно, предельное значение объемного коэффициента теплопередачи (k_{Vol_max} , рис. 10) для заданной конфигурации каналов с водным теплоносителем составляет $2.108 \cdot 10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К})$.

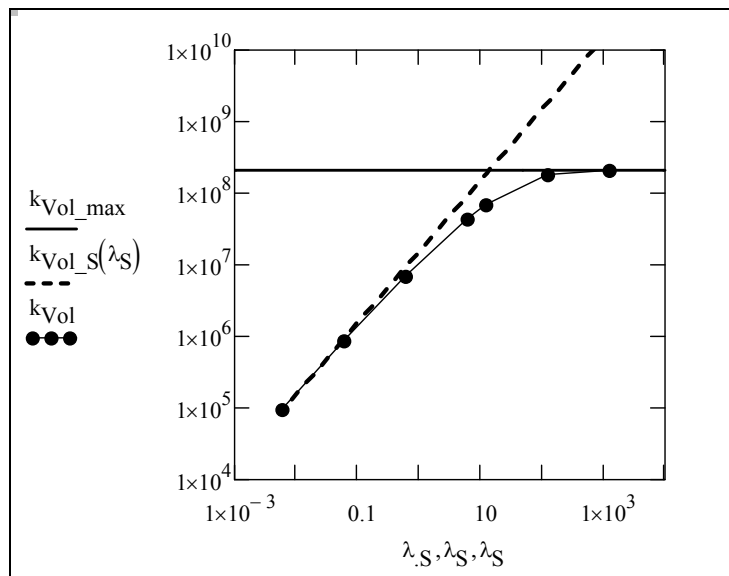


Рис. 10. Объемный коэффициент теплопередачи в водо-водяном микротеплообменнике как функция теплопроводности твердой структуры (по результатам численного моделирования)

Во втором случае теплопередача контролируется процессом теплопроводности в твердой структуре, $k_{Vol_S} \sim \lambda_s$. На внутренних поверхностях температуры постоянны по периметру (но различны для двух каналов). Численный анализ этой предельной задачи приводит к зависимости, показанной на рис. 10 наклонной пунктирной прямой. Коэффициент пропорциональности ($1.531 \cdot 10^7, \text{ м}^2$) зависит от формы и линейного масштаба твердой структуры, но не от свойств материала.

Кривая $k_{Vol}(\lambda_s)$ с указанными выше асимптотами построена при обработке рассчитанных полей температуры и скорости. Вычислялись значения расхода и теплового потока, средние по теплосодержанию температуры теплоносителей, температурный напор и, наконец, коэффициент теплопередачи. Отметим, что рассчитанное значение

$k_{vol} = 1.783 \cdot 10^8$ Вт/(м³К) для кремниевого теплообменника хорошо согласуется с результатами испытаний в [4], где приводится значение $1.885 \cdot 10^8$ Вт/(м³К).

Диаграмма такого вида, как на рис. 10, содержит всю необходимую информацию для расчета локальной теплопередачи в микротеплообменниках со структурой, показанной на рис. 1 (т.е. для расчета теплового потока между теплоносителями при заданном локальном температурном напоре). Полный расчет микротеплообменника может быть произведен далее по стандартной методике среднелогарифмического температурного напора.

Трехмерная модель микротеплообменника

В специальных случаях может потребоваться трехмерное моделирование, которое позволяет учесть особенности теплоотдачи на входных участках каналов (т.е. на участках тепловой и гидродинамической стабилизации), влияние продольной теплопроводности, различные схемы относительного движения теплоносителей и т.п.

В качестве иллюстрации сложности получающейся тепловой картины, приведем трехмерное представление температурного поля на входном участке двухканального прямоточного теплообменника (рис. 11). Распределение температуры в трех вертикальных сечениях показано цветом. Дополнительно изображены линии (трубки) тока векторного поля плотности теплового потока.

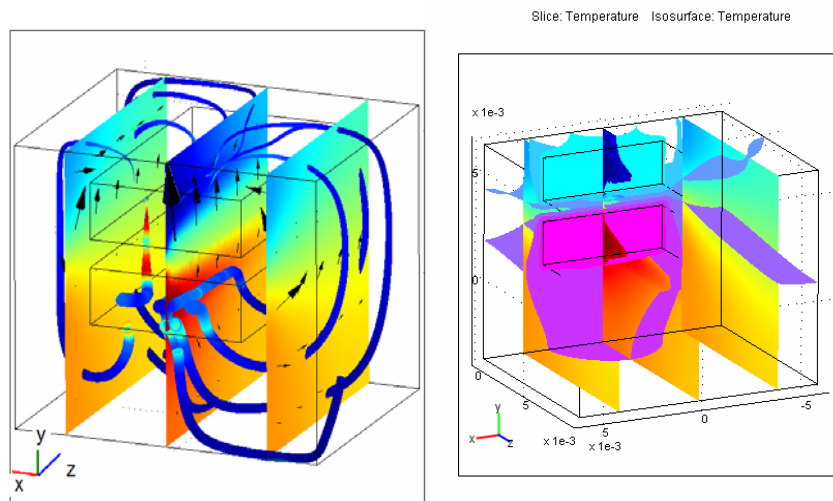


Рис. 11. Трехмерное моделирование микротеплообменника

Имея в виду инженерные приложения, предпочтительным является двухмерный анализ локальной теплопередачи, как в предыдущем параграфе. Дальнейший расчет противоточной, прямоточной или перекрестной схем

может быть проведен стандартными методами среднелогарифмического температурного напора. В случае необходимости, возможно применение одномерных или двумерных дифференциальных моделей для нахождения распределений средних по теплосодержанию температур теплоносителей по длине каналов.

Воздушный теплообменник с ударяющимися струями

Как было показано выше, в микротеплообменниках с водным теплоносителем коэффициент теплоотдачи достаточно велик благодаря малому характерному размеру канала. Однако для газовых теплоносителей в связи с их малой теплопроводностью проблема интенсификации теплоотдачи остается актуальной и для микротеплообменников. Одно из решений состоит в организации обтекания поверхностей ударяющимися струями [8].

Расчет теплоотдачи был проведен для единичной ячейки с осевой симметрией (рис. 12). В верхний канал микротеплообменника поступает холодный воздух со скоростью 0.2 м/с и затем подается на горячую нижнюю поверхность через отверстия диаметром 500 мкм. Максимальный коэффициент теплоотдачи ($540 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$), на порядок превышающий обычные для воздушных теплообменников значения, был зафиксирован в окрестности эпицентра падающей струи.

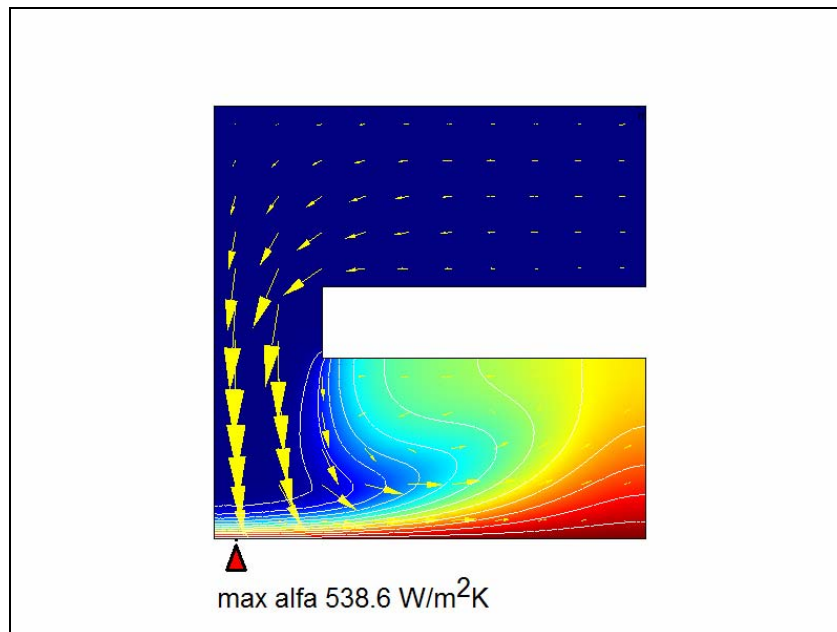


Рис. 12. Численное моделирование микротеплообменника с ударяющимися струями (стрелки – поле скоростей, линии – изотермы, цвет – температура)

Микрооребрение при кипении

Специальным примером микротеплообменных устройств являются поверхности с микрооребрением для интенсификации теплопередачи при кипении органических теплоносителей.

Результаты численного моделирования, выполненного методом конечных элементов с применением оригинального программного кода [9], представлены на рис. 13. Показаны конфигурация трапецевидного и Т-образного микрооребрения и линейный масштаб, поля температуры в форме изотерм и векторные поля плотности теплового потока.

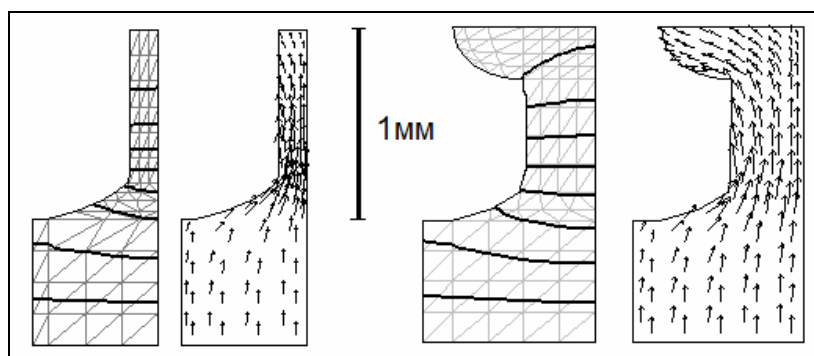


Рис. 13. Микрооребрение для кипящих органических теплоносителей

Двухмерное численное моделирование представляется целесообразным ввиду сложной формы коротких ребер (в особенности, Т-образной конфигурации), высокой интенсивности теплоотдачи, ее сильной зависимости от температурного напора и, следовательно, заметных изменений вдоль поверхности. Анализ актуален также для интерпретации экспериментальных результатов по кипению на микрооребренных поверхностях.

25.4 Заключение

Для однофазных теплообменников имеют место исключительно высокие значения поверхности переноса в единице объема (порядка $10^4 \text{ м}^2/\text{м}^3$) и объемной плотности теплового потока (порядка $10^8 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{К})$ для воды).

Существует ограничение на относительную длину микроканалов, диктуемое соотношением затрат мощности на прокачку и полезной тепловой мощности теплообменника. При характерной длине по ходу теплоносителя порядка 1 см эквивалентный диаметр каналов составляет десятки микрон для водяного теплообменника или сотни микрон для воздушного теплообменника.

В области указанных линейных масштабов остаются справедливыми обычные для макроскопического подхода предположения о сплошности

сред. Учитывая ламинарный режим течения в микроканалах, можно утверждать, что математическое моделирование однофазных микротеплообменников является хорошо определенной и относительно простой задачей. Особенностью, усложняющей инженерные расчеты теплопередачи и сопротивления, является необходимость многомерного численного моделирования сопряженных полей температуры и скорости в каналах и в твердой структуре различной конфигурации с целью надежного определения локальной теплопередачи.

Существенно более многообразные и сложные проблемы имеют место в микротеплообменниках с двухфазными или многожидкостными потоками. Хотя малая величина инерционных сил по отношению к вязким силам упрощает картину течения и исключает турбулентность, особую значимость приобретают физико-химические аспекты проблемы: капиллярные эффекты первого и второго рода, устойчивость разделяющих тонких пленок жидкости (см., например, [10]), смачиваемость, движение линий контакта в системах «газ–жидкость–твердое тело» и т.п.

Специальный случай нестационарных двухфазных микротечений представляет пузырьковое кипение (см. например, [11]). В последнее время развивается технология экспериментальных исследований кипения на матрицах микронагревателей [12, 13], изготавливаемых по микроэлектронным стандартам. Эти работы инициируются интенсивным развитием микроэлектромеханических систем (MEMS) – технологии, включающей также применение микротеплообменных и микроэнергетических устройств.

25.5 Библиографический список

1. Microstructure heat exchanger applications in laboratory and industry / Brandner, J.J., Bohn, L., Henning, T., Schygulla, U., Schubert, K.. // Heat Transfer Engineering 28 (8–9), 761–771, 2007.
2. Successful upscale of laboratory micro reactor into industrial scale / Kraut, M., Wenka, A., Bohn, L., Schubert, K.. // Proc. of the 6th ANQUE International Congress of Chemistry, Dec 5-7, 2006, Puerto de la Cruz, Tenerife, Spain, paper T2-L-9.
3. Веб сайт www.fzk.de. Forschungszentrum Karlsruhe, Institute for Micro Process Engineering.
4. **Kang S.W., Chen Y.T. and Chang G.S.** The Manufacture and Test of (110) Orientated Silicon Based Micro Heat Exchanger // Tamkang Journal of Science and Engineering. 2002. Vol. 5. № 3. P. 129–136.
5. **Fabrication** of Microchannel Chemical Reactors Using a Metal Lamination Process / D.W. Matson, P.M. Martin, D.C. Stewart at all. // Pacific Northwest National Laboratory. PO Box 999. Richland. WA 99352 USA © 1999 Battelle.

6. **Практикум** по теплопередаче / А.П.Солодов, Ф.Ф.Цветков, А.В.Елисеев, В.А.Осипова. Под ред. А.П.Солодова. М.: Энергоатомиздат. 1986.
7. **Эффективность** использования энергоресурсов при обеспечении транспорта газа / Б.А.Григорьев, В.В.Ремизов, А.Д.Седых, А.П.Солодов. М.: Издательство МЭИ. 1999.
8. **Micro Heat Exchanger** By Using MEMS Impinging Jets / Wu S., Mai J., Tai Y.C., and Ho C.M. // Electrical Engineering 136-93, California Institute of Technology, Pasadena, CA 91125. MAE Dept.
9. **Solodov A., Eroshenko E.** Calculation of the Two-dimensional Temperature Distribution in Finned Tubes at Pool Boiling // Pool Boiling 2: Proceedings of Eurotherm Seminar n.48. September 18-20. 1996. Paderborn, Germany. P.141–147.
10. **Солодов А.П.** Гравитационные пузырьковые течения. //Теплоэнергетика. 2002. №8. С. 59–64.
11. **Солодов А.П.** Дифференциальная модель пузырькового кипения //Теплофизика высоких температур. 2007. Т.45. №2 . С. 226–234.
12. **Lin L.** Microscale thermal bubble formation: thermophysical phenomena and applications // Microscale Thermophys. Eng. 1998. № 2. P. 71–85.
13. **Myers J.G., Yerramilli V. K., Hussey S. W.** et al. Time and space resolved wall temperature and heat flux measurements during nucleate boiling with constant heat flux boundary conditions // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2005. V. 48. P. 2429–2442.

