

Автор д.т.н., профессор НИУ "МЭИ" Солодов А.П.
24 Основы теплогидравлического расчета
поверхностных теплообменников

24.1 Типы теплообменников и схемы движения теплоносителей

24.2 Математическая модель теплообменника

Схема теплообменника

В поверхностных теплообменниках тепловой поток Q , Вт, передается от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую стенку – поверхность теплопередачи F , м². Условимся считать Q положительной величиной и идентифицируем индексами 1 и 2 горячий и холодный теплоносители. Разделяющую поверхность будем рассматривать как *непроницаемую для вещества*.

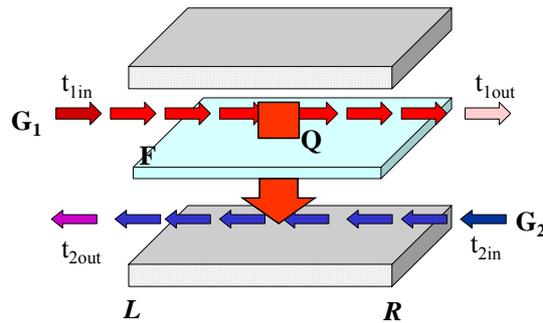


Рис. 24.1. Схематическое изображение теплообменника

Для двух основных схем движения теплоносителей – *противотока* и *прямотока* – жидкости движутся соответственно либо в противоположные стороны вдоль поверхности F , либо в одном направлении (Рис. 24.2). Координатная ось обозначена как F и ориентирована на схемах слева направо. Текущее значение F , отсчитываемое от левого сечения теплообменника, рассматривается как независимая переменная, функцией которой будут температуры сред: $t_1(F)$ и $t_2(F)$.

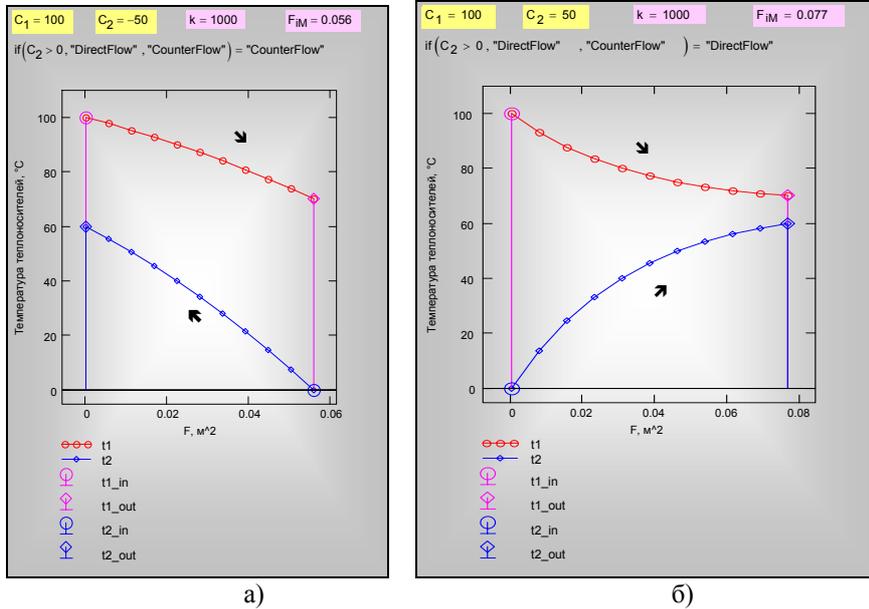


Рис. 24.2. Противоток (а) и прямоток (б)

Будем считать расход горячего теплоносителя G_1 *всегда* положительным, а расход холодного G_2 – *отрицательным* для противотока и *положительным* для прямотока (Рис. 24.1). Эти соглашения о знаках позволят унифицировать вычисления для двух рассматриваемых схем.

Уравнения сохранения для суммарных потоков

В основе математической модели теплообменника лежат формулировки законов сохранения массы и энергии. Для большинства применяемых на практике теплообменников можно принять, что

- потоки теплоносителей отделены от окружающей среды *непроницаемым* для вещества и энергии кожухом теплообменника,
- изменения механической (кинетической и потенциальной) энергии потоков пренебрежимо малы,
- внешняя работа не совершается.

В этих предположениях законы сохранения для системы, *объединяющей оба теплоносителя*, формулируются как условия постоянства вдоль F суммарного массового расхода G_Σ и суммарного потока энтальпии H_Σ :

$$G_\Sigma = G_1(F) + G_2(F) = \text{const}; \quad (24.1)$$

$$H_{\Sigma} = H_1(F) + H_2(F) = \text{const} . \quad (24.2)$$

Уравнения сохранения (24.1), (24.2) утверждают, что через *любые* два поперечных сечения теплообменника потоки массы и энергии одинаковы. Если бы это было не так, то в контрольном объеме *между этими двумя сечениями* нарушались бы законы сохранения.

Уравнения сохранения для потоков теплоносителей

Рассмотрим далее горячий и холодный теплоносители как две *закрытые* системы: они обмениваются энергией, но не обмениваются веществом, поскольку поверхность теплопередачи считается *непроницаемой для вещества*.

В этом случае закон сохранения массы записывается как условие постоянства расходов:

$$G_1 = \text{const}; \quad G_2 = \text{const} . \quad (24.3)$$

Уравнение (24.2) дает для двух сечений теплообменника (левого L и правого R):

$$H_{1L} + H_{2L} = H_{1R} + H_{2R} . \quad (24.4)$$

Группируя потоки энтальпии соответственно для сред 1 и 2, получим уравнение баланса:

$$-(H_{1R} - H_{1L}) = H_{2R} - H_{2L} ,$$

согласно которому уменьшение энтальпии горячего теплоносителя равно увеличению энтальпии холодного теплоносителя.

Изменение энтальпий происходит вследствие того, что под действием разности температур ($t_1 - t_2$) возникает тепловой потока Q от горячего теплоносителя к холодному. Запишем для *каждого* теплоносителя закон сохранения энергии, согласно которому изменение энтальпии происходит вследствие подвода или отвода теплоты:

$$Q = H_{1L} - H_{1R} = H_{2R} - H_{2L} . \quad (24.5)$$

Напомним, что Q считается положительной величиной, т.е. это отводимый от горячего и подводимый к холодному теплоносителю тепловой поток.

Закон сохранения энергии в дифференциальной форме получается дифференцированием (24.5) по продольной координате F , если принять сечение L фиксированным, а сечение R текущим:

$$-\frac{d}{dF} H_1(F) = \frac{d}{dF} H_2(F) = \frac{d}{dF} Q \equiv q , \quad (24.6)$$

где q – локальное значение плотности теплового потока. В (24.6), как и в (24.5), фактически содержится два уравнения сохранения – для каждого теплоносителя.

Итак, расходы теплоносителей постоянны, а изменение потока энтальпии одного из теплоносителей происходит за счет изменения потока энтальпии другого в результате теплообмена между ними.

Выразим потоки энтальпии H_1 и H_2 через расходы теплоносителей и их температуры. Если ограничиться *однофазными* теплоносителями, то удельную энтальпию h с достаточной для практических расчетов точностью можно рассчитать как

$$h_1 = c_{p1} t_1; \quad h_2 = c_{p2} t_2, \quad (24.7)$$

где удельные теплоемкости c_p принимаются приближенно постоянными величинами. Тогда для потоков энтальпии имеем:

$$\begin{aligned} H_1(F) &= G_1 h_1(F) \cong G_1 c_{p1} t_1(F) \equiv C_1 \cdot t_1(F); \\ H_2(F) &= G_2 h_2(F) \cong G_2 c_{p2} t_2(F) \equiv C_2 \cdot t_2(F), \end{aligned} \quad (24.8)$$

где C – величины массовой расходной теплоемкости:

$$G_1 c_{p1} \equiv C_1; \quad G_2 c_{p2} \equiv C_2. \quad (24.9)$$

Интегральное уравнение сохранения (24.5) можно записать теперь через значения температур, используя (24.8):

$$Q = C_1 (t_{1L} - t_{1R}) = C_2 (t_{2R} - t_{2L}). \quad (24.10)$$

Соотношение (24.6) в дифференциальной форме переписывается как:

$$-C_1 \frac{d}{dF} t_1 = C_2 \frac{d}{dF} t_2 = q. \quad (24.11)$$

Уравнение теплопередачи

Балансовые соотношения (24.6) или (24.11) показывают, что *скорость изменения* энтальпий (и температур) обоих теплоносителей определяется плотностью теплового потока q через поверхность теплопередачи. Локальные значения q рассчитываются по *уравнению теплопередачи*:

$$q = k \cdot (t_1(F) - t_2(F)). \quad (24.12)$$

Коэффициент теплопередачи k для плоской стенки вычисляется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи по обеим сторонам разделяющей стенки, δ/λ – термическое сопротивление стенки. Методика определения указанных величин подробно рассматривается в других разделах курса. В данной главе коэффициент теплопередачи полагается заданным параметром.

Для сложных конфигураций перечисленные величины являются некоторыми эффективными характеристиками. Например, эффективный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности может быть рассчитан по приближенной формуле

$$\alpha = \alpha_{true} \left(\frac{F_{free}}{F} + \frac{F_{finned}}{F} E \right).$$

где E – коэффициент эффективности ребра, α_{true} – истинное значение на оребренной поверхности, которое может быть увеличено благодаря оребрению примерно в $(F_{free}+F_{finned})/F$ раз.

Дифференциальная модель теплообменника

Уравнения сохранения в дифференциальной форме (24.11) с учетом (24.12) образуют систему обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dF} t_1 &= -\frac{k}{C_1} \cdot (t_1 - t_2) \\ \frac{d}{dF} t_2 &= \frac{k}{C_2} \cdot (t_1 - t_2) \end{aligned} \quad (24.13)$$

Дифференциальные уравнения (24.13) определяют изменения искомых температур однофазных теплоносителей вдоль поверхности теплопередачи. Совместно с *граничными условиями*, задающими входные температуры теплоносителей, уравнения (24.13) составляют *математическую модель теплообменника*. Коэффициент теплопередачи k может быть переменной величиной вдоль поверхности теплопередачи F . Расходные теплоемкости C – приближенно постоянные величины.

Прямое интегрирование системы (24.13) с применением численных методов потребует для сложных задач, с переменным и зависящим от температур коэффициентом теплопередачи. Если же k – постоянная величина или задана как функция $k(F)$, то следующее предварительное преобразование позволяет получить решение в аналитической форме.

Дифференциальное уравнение для температурного напора

Два обыкновенных дифференциальных уравнения (24.13) можно свести к одному уравнению относительно *локального температурного напора* Δt ,

$$\Delta t \equiv t_1 - t_2, \quad (24.14)$$

если почленно вычесть уравнения (24.13) одно из другого:

$$\frac{d}{dF} \Delta t = -k \cdot m \cdot \Delta t , \quad (24.15)$$

где

$$m \equiv \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right) = const . \quad (24.16)$$

Ясно, что получилось уравнение с разделяющимися переменными,

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -m \cdot (k dF) \quad (24.17)$$

интегрирование обеих частей которого в согласованных пределах

$$\begin{aligned} F &= 0 \div F \\ \Delta t &= \Delta t_L \div \Delta t_R \\ \int_{\Delta t_L}^{\Delta t_R} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} &= -m \cdot \left(\int_0^F k dF \right) \end{aligned} \quad (24.18)$$

приводит к соотношению:

$$\ln \left(\frac{\Delta t_R}{\Delta t_L} \right) = -m k_m F , \quad (24.19)$$

или, после потенцирования:

$$\Delta t_R = \Delta t_L \cdot \exp(-m k_m F), \quad (24.20)$$

где k_m – средне-интегральный коэффициент теплопередачи:

$$k_m \equiv \frac{\int_0^F k dF}{F} \quad (24.21)$$

В зависимости от контекста, под F понимается либо текущее значение поверхности, либо полное для всего теплообменника.

Таким образом, в результате интегрирования уравнения (24.15) получено соотношение (24.20), определяющее изменение температурного напора вдоль теплопередающей поверхности F .

Формулы (24.19) (или (24.20)), совместно с уравнение теплового баланса (24.10), связывают значения температур на входах и выходах и дают, следовательно, решение поставленной задачи о расчете теплообменника. Однако конечные результаты можно представить в более наглядном виде. Из уравнений (24.10), (24.16) следует:

$$\frac{Q}{(t_{1L} - t_{1R})} = C_1; \quad \frac{Q}{(t_{2R} - t_{2L})} = C_2;$$

$$m = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{(t_{1L} - t_{2L}) - (t_{1R} - t_{2R})}{Q} = \frac{\Delta t_L - \Delta t_R}{Q} \quad (24.22)$$

Подставляя выражение для m в уравнение (24.19) и перегруппируя члены, получим:

$$Q = k_m \left(\frac{\Delta t_R - \Delta t_L}{\ln \left(\frac{\Delta t_R}{\Delta t_L} \right)} \right) F \quad (24.23)$$

Сравнивая (24.23) с обычной структурой уравнения теплопередачи (индекс « m » означает средние величины),

$$Q = k_m \Delta t_m F, \quad (24.24)$$

делают заключение, что в качестве среднего температурного напора следует применять так называемый *средний логарифмический напор*,

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_R - \Delta t_L}{\ln \left(\frac{\Delta t_R}{\Delta t_L} \right)}, \quad (24.25)$$

когда в качестве среднего коэффициента теплопередачи используется *среднеинтегральное по поверхности значение* (24.21).

Система уравнений для теплового расчета теплообменника

Соберем вместе расчетные соотношения для теплообменника.

Уравнение теплового баланса (см. (24.10)):

$$Q = C_1 (t_{1L} - t_{1R}) = C_2 (t_{2R} - t_{2L}). \quad (24.26)$$

где

$$C_1 = G_1 c_{p1}; \quad C_2 = G_2 c_{p2}$$

Уравнение теплопередачи (см. (24.23), (24.24)):

$$Q = k_m \Delta t_m F, \quad (24.27)$$

где

$$k_m \equiv \frac{\int_0^F kdF}{F}, \quad (24.28)$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_R - \Delta t_L}{\ln\left(\frac{\Delta t_R}{\Delta t_L}\right)}. \quad (24.29)$$

24.3 Эффективность теплообменника

Предельные достижимые выходные температуры и тепловой поток

Под эффективностью теплообменника понимают меру того, насколько конечные температуры теплоносителей близки к возможному пределу, *если заданы расходы и входные температуры*. Это важный практический вопрос. Например, если технологическое предназначение теплообменника – подогреть холодный воздух, то важно знать, какой максимальной температуры вообще можно достичь.

Рассмотрим противоточный теплообменник (см. Рис. 24.2а). Обратим внимание на то, что более *сильно* меняется вдоль F температура теплоносителя с *меньшей* (по абсолютному значению) расходной теплоемкостью C , как это следует из уравнения теплового баланса (24.26). Мы видим, что на диаграмме температурная кривая с меньшим абсолютным значением C проходит с более крутым наклоном.

Пусть мы наращиваем поверхность теплопередачи F с целью увеличить количество переданного тепла Q . При этом выходная температура $t_{1\text{out}}$ горячего теплоносителя будет уменьшаться, а выходная температура $t_{2\text{out}}$ холодного – увеличиваться.

Из-за отмеченного выше различия в наклоне кривых, в пределе $F \rightarrow \infty$ получится, что если меньшее (по абсолютной величине) значение C будет у холодного теплоносителя ($|C_2| < C_1$), то он нагреется до входной температуры горячего, $t_{2\text{out}} \rightarrow t_{1\text{in}}$ (см. Рис. 24.3а). Если меньшее значение C будет у горячего теплоносителя ($C_1 < |C_2|$), то его можно охладить до входной температуры холодного, $t_{1\text{out}} \rightarrow t_{2\text{in}}$ (см. Рис. 24.3б).

Таким образом, *изменение* температуры теплоносителя (т.е. нагрев или охлаждение) при противотоке может достичь максимально возможного значения:

$$t_{1in} - t_{2in}.$$

Очевидно, что t_{1in} – самая высокая температура в теплообменнике, а t_{2in} – самая низкая. Поэтому в рассмотренных предельных ситуациях будет достигнут также абсолютный максимум теплового потока Q . Поскольку мы предполагаем разработать вычислительную программу для расчета теплообменников, соответствующий результат записан в алгоритмической форме в программе на Рис.24.4.

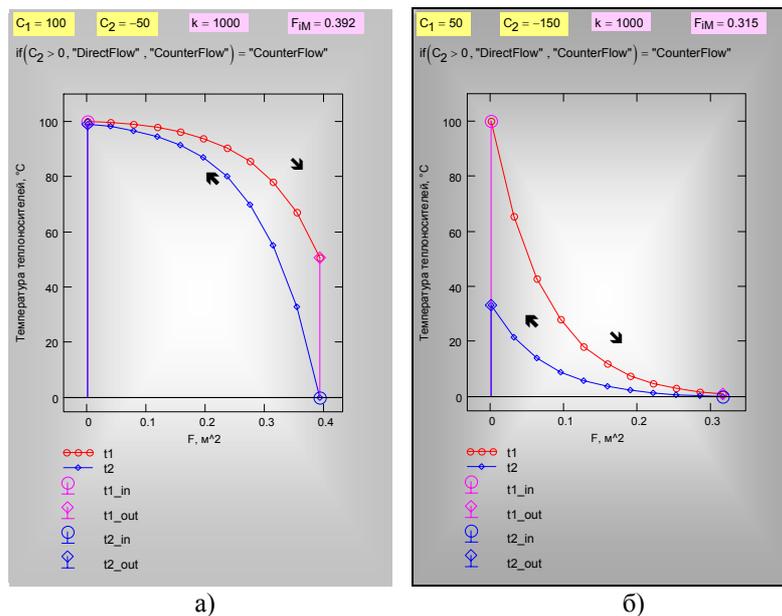


Рис. 24.3. Противоточный теплообменник максимальной эффективности

Counter Flow (CF):

$$Q_{\max CF}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}) := \begin{cases} C_1 \cdot (t_{1in} - t_{2in}) & \text{if } C_1 < |C_2| \\ |C_2| \cdot (t_{1in} - t_{2in}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Рис.24.4. Максимальный достижимый тепловой поток для противотока

В случае прямоточного теплообменника, как видно из хода температурных кривых на Рис. 24.2б, Рис. 24.5, при $F \rightarrow \infty$ выходные температуры теплоносителей *сравниваются*. Предельная температура $t_{1out_INF_DF} = t_{2out_INF_DF}$ на выходе определяется как *средневзвешенная* из t_{1in} и t_{2in} с расходными теплоемкостями C в качестве весов, как показано в программе на Рис. 24.6.

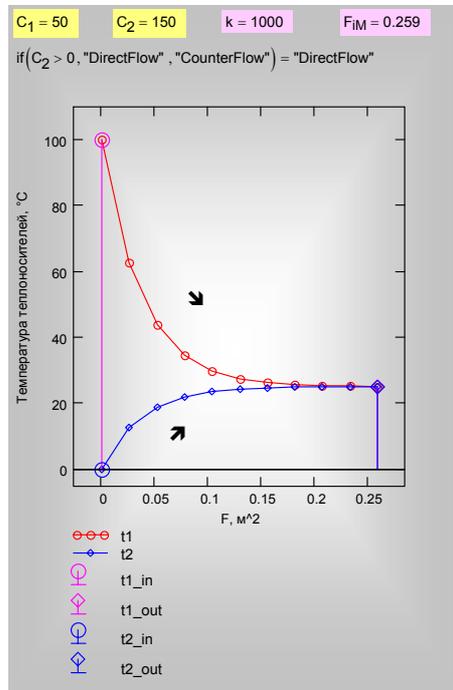


Рис. 24.5. Прямоточный теплообменник с предельной эффективностью

Direct Flow (DF) :

Given $\frac{t_{2out} - t_{2in}}{t_{1in} - t_{1out}} = \frac{C_1}{|C_2|}$ $t_{1out} = t_{2out}$

Find (t_{1out}, t_{2out}) \rightarrow $\left(\begin{array}{l} \frac{\text{abs}(C_2) \cdot t_{2in} + C_1 \cdot t_{1in}}{\text{abs}(C_2) + C_1} \\ \frac{\text{abs}(C_2) \cdot t_{2in} + C_1 \cdot t_{1in}}{\text{abs}(C_2) + C_1} \end{array} \right)$

$Q_{\max DF}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}) :=$ $t_{1out_inf_DF} \leftarrow \frac{(C_2 \cdot t_{2in} + C_1 \cdot t_{1in})}{(C_2 + C_1)}$
 $C_1 \cdot (t_{1in} - t_{1out_inf_DF})$

Рис. 24.6. Расчет предельного теплового потока для прямотока

Сопоставляя с противотоком, мы отмечаем, что эта предельная температура ($t_{1out_INF_DF} = t_{2out_INF_DF}$), конечно, меньше чем t_{1in} и больше чем t_{2in} . Поэтому охлаждение горячего ($t_{1in} - t_{1out_INF_DF}$) или нагрев холодного теплоносителя ($t_{2out_INF_DF} - t_{2in}$) будет меньше, чем при противотоке, когда эти разности достигали максимально возможного значения ($t_{1in} - t_{2in}$).

Итак, при прямотоке достижимые температуры на выходе ниже, чем для противоточного, соответственно меньше предельный достижимый тепловой поток.

Располагая определениями для максимального достижимого теплового потока Q_{max} (см. тексты программ на Рис.24.4, Рис. 24.6), можно ввести количественную меру эффективности теплообменника:

$$Eff = \frac{Q}{Q_{max\ CF}}, \quad (24.30)$$

т.е. отнести действительное значение теплового потока Q в теплообменнике (прямоточном или противоточном) к максимальному потоку при противотоке Q_{maxCF} .

Соотношение между эффективностью и числом единиц переноса тепла

Используя ранее выведенные соотношения (24.20), (24.22), можно представить расчетную модель теплообменника в виде безразмерного соотношения (24.31):

$$Eff = f\left(\frac{kF}{|C_{min}|}, \left|\frac{C_{min}}{C_{max}}\right|\right), \quad (24.31)$$

определяющего эффективность Eff как функцию от величины $kF/|C_{min}|$, интерпретируемой как безразмерный коэффициент теплопередачи (в литературе эту величину называют также *числом единиц переноса тепла* (Number of heat-Transfer Units), а также от соотношения расходных теплоемкостей. Вид f различен для противотока и прямотока. Эти функции представлены в виде простых Mathcad-программ на Рис. 24.7. Графики демонстрируют обсуждавшиеся выше различия в эффективности противоточной и прямоточной схем.

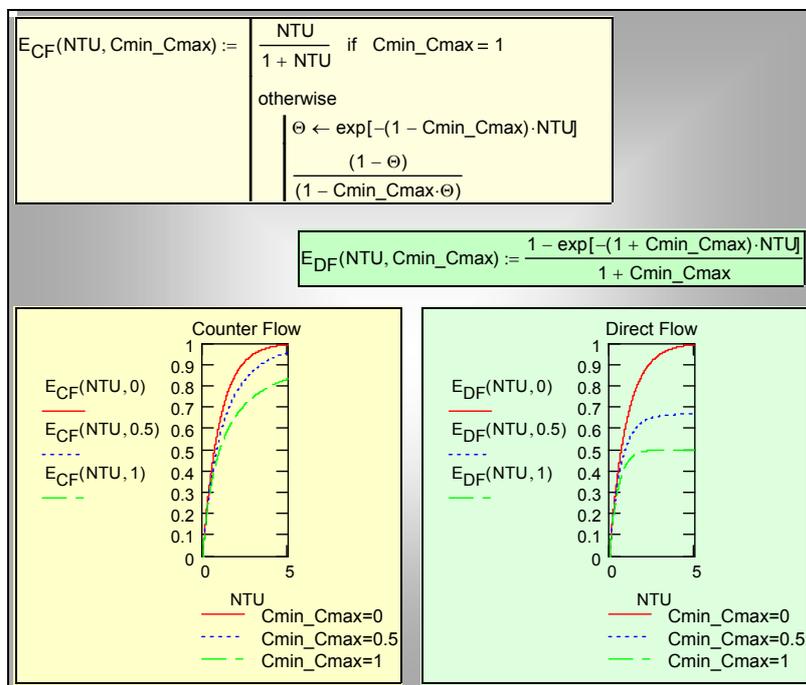


Рис. 24.7. Эффективность противоточного и прямоточного теплообменников

24.4 Программа для теплового расчета теплообменников

Конструкторский расчет

При *конструкторском расчете* теплообменника требуется рассчитать поверхность теплопередачи F , если заданы расходы и входные температуры теплоносителей, а также тепловой поток Q (или выходная температура одного из теплоносителей). Это означает, что заранее задается эффективность теплообменника Eff ; недостающие величины для расчета легко определяются из уравнения теплового баланса (24.26). Следует проверить допустимость исходных данных. Должно быть $Eff < 1$, а для прямоточного теплообменника еще и $Eff < Q_{maxDF} / Q_{maxCF}$. Эти особенности расчета показаны в тексте программы для вычисления выходной температуры по заданной эффективности (см. Рис. 24.8).

$$\begin{array}{l}
t_{out}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}, Eff) := \\
\max Eff \leftarrow 1 - 10^{-4} \\
Eff \leftarrow \max Eff \text{ if } Eff \geq \max Eff \\
Q_{\max_max} \leftarrow Q_{\max CF}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}) \\
\text{if } C_2 > 0 \\
\left| \begin{array}{l}
Q_{\max} \leftarrow Q_{\max DF}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}) \\
Eff \leftarrow \frac{Q_{\max}}{Q_{\max_max}} \cdot \max Eff \text{ if } Eff \geq \frac{Q_{\max}}{Q_{\max_max}} \cdot \max Eff
\end{array} \right. \\
Q \leftarrow Eff \cdot Q_{\max_max} \\
\left[(Eff) \left(t_{1out} \leftarrow t_{1in} - \frac{Q}{C_1} \right) \left(t_{2out} \leftarrow t_{2in} + \frac{Q}{C_2} \right) \right]
\end{array}$$

Рис. 24.8. Расчет выходных температур по заданному коэффициенту эффективности

Вспомогательную роль играет подпрограмма t_{LorR} для идентификации входов и выходов теплоносителей (индексы *in*, *out*) и левого (*L*) или правого (*R*) сечений теплообменника (Рис. 24.9). Заметим, что программа применима как для прямоточной, так и для противоточной схем, и мы предпочитаем, чтобы особенности этих схем учитывались автоматически, а не вручную.

$$t_{LorR}(C_2, t_{1in}, t_{2in}, t_{1out}, t_{2out}) := \begin{array}{l}
(t_{1L} \leftarrow t_{1in} \ t_{1R} \leftarrow t_{1out}) \\
(t_{2L} \leftarrow t_{2out} \ t_{2R} \leftarrow t_{2in}) \\
(t_{2L} \leftarrow t_{2in} \ t_{2R} \leftarrow t_{2out}) \text{ if } C_2 > 0 \\
\left(\begin{array}{l}
t_{1L} \ t_{1R} \\
t_{2L} \ t_{2R}
\end{array} \right)
\end{array}$$

Рис. 24.9. Идентификация характерных температур

Основная программа **HeatExch** (HeatExchanger, теплообменник) рассчитывает поверхность теплопередачи и распределения температур теплоносителей вдоль теплообменника. Входными параметрами являются расходные теплоемкости *C*, входные температуры теплоносителей, коэффициент теплопередачи, эффективность *Eff*, число *iM* сечений, в которых будут вычисляться локальные характеристики. Расчеты ведутся по формулам (24.26)–(24.29), (24.20). Имея в виду демонстрационный характер программы, коэффициент теплопередачи *K* полагается постоянной величиной.

Распределение температур вдоль теплообменника рассчитывается в цикле для сечений *F_i*, смещающихся от левого к правому сечению теплообменника; значение *F_{iM}* с максимальным индексом *iM* является полной поверхностью теплопередачи. Поскольку значение Δt_i для каждого частичного теплообменника с поверхностью *F_i* известно, применима формула (24.20) для расчета локального температурного напора в каждом сечении.

Выходные параметры программы HeatExch следующие: F – вектор текущих значений поверхности теплопередачи, векторы t1, t2, Δt соответственно распределения локальных температур горячего и холодного теплоносителей и температурного напора. Последние три выходных параметра возвращают эффективность, число единиц переноса и отношение расходных теплоемкостей, необходимых для построения зависимости вида (24.31).

$$\begin{aligned}
 \text{HeatExch}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}, k, \text{Eff}, iM) := & \left(\text{Eff } t_{1out} \ t_{2out} \right) \leftarrow t_{out}(C_1, C_2, t_{1in}, t_{2in}, \text{Eff}) \\
 & t_{LR} \leftarrow t_{LorR}(C_2, t_{1in}, t_{2in}, t_{1out}, t_{2out}) \\
 & \left(t_{1L} \leftarrow t_{LR0,0} \ t_{1R} \leftarrow t_{LR0,1} \right) \\
 & \left(t_{2L} \leftarrow t_{LR1,0} \ t_{2R} \leftarrow t_{LR1,1} \right) \\
 & m \leftarrow \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \\
 & Q \leftarrow C_1 \cdot (t_{1L} - t_{1R}) \\
 & (\Delta t_R \leftarrow t_{1R} - t_{2R} \ \Delta t_L \leftarrow t_{1L} - t_{2L}) \\
 & \Delta t_m \leftarrow \Delta t_L \ \text{if } m = 0 \\
 & \Delta t_m \leftarrow \frac{\Delta t_R - \Delta t_L}{\ln\left(\frac{\Delta t_R}{\Delta t_L}\right)} \ \text{otherwise} \\
 & F_R \leftarrow \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \\
 & \text{for } i \in 1..iM \\
 & \left| \begin{aligned} & F_i \leftarrow \frac{F_R}{iM} \cdot i \\ & \Delta t_i \leftarrow \Delta t_L \cdot \exp(-m \cdot k \cdot F_i) \\ & Q \leftarrow k \cdot F_i \cdot \Delta t_L \ \text{if } m = 0 \\ & Q \leftarrow k \cdot F_i \cdot \frac{\Delta t_i - \Delta t_L}{\ln\left(\frac{\Delta t_i}{\Delta t_L}\right)} \ \text{otherwise} \\ & t_{1i} \leftarrow t_{1L} - \frac{Q}{C_1} \\ & t_{2i} \leftarrow t_{1i} - \Delta t_i \end{aligned} \right. \\
 & (t_{10} \leftarrow t_{1L} \ t_{20} \leftarrow t_{2L} \ \Delta t_0 \leftarrow \Delta t_L) \\
 & \left(F \ t1 \ t2 \ \Delta t \ \text{Eff} \ \frac{k \cdot F_{iM}}{\min(C_1, C_2)} \ \frac{\min(C_1, C_2)}{\max(C_1, C_2)} \right)
 \end{aligned}$$

Рис. 24.10. Программа HeatExchanger

Результаты работы вычислительной программы представлены на Рис. 24.2, Рис. 24.3, Рис. 24.5. Прямой доступ к программе получают по ссылке:

..\Mathcad_HMT\24_HeatExchangers\Heat exchanger_Design.mcd

Поверочный расчет

При *поверочном расчете* теплообменника заданы поверхность теплопередачи, коэффициент теплопередачи, входные температуры и расходные теплоемкости. Требуется рассчитать *выходные* значения температур и тепловой поток. Можно считать, что проводятся испытания готовой конструкции теплообменника, но на его компьютерной модели, доступ к которой можно получить по гиперссылке:

..\Mathcad_HMT\24_HeatExchangers\Heat exchanger_Testing.mcd

Эксперименты с компьютерной моделью теплообменника

Рекомендуется провести эксперименты с компьютерной моделью теплообменника. Предлагаются следующие темы для исследования.

- Влияние коэффициента теплопередачи на поверхность теплопередачи при заданной эффективности теплообменника Eff (провести расчеты по программе Heat_exchanger_Design, проанализировать основные теоретические соотношения (24.26)–(24.29), (24.30)).
- Сопоставление поверхности теплопередачи противоточного и прямоточного теплообменников при прочих одинаковых параметрах и формулировка рекомендации для практического применения сопоставляемых схем.
- Исследование специального случая с равными по величине расходными теплоемкостями. Сопоставление прямотока и противотока.
- Исследование теплообменников при сильно различающихся расходных теплоемкостях, когда их отношение может стремиться к нулю или бесконечности. Сопоставление прямотока и противотока.
- Анализ теплообменника при приближении эффективности к максимальному значению (при фиксированных значениях коэффициента теплопередачи, входных температур и расходных теплоемкостей).
- Применение программы HeatExch для *поверочного расчета* теплообменника, когда заданы поверхность теплопередачи, коэффициент теплопередачи, входные температуры и расходные теплоемкости, а рассчитать требуется *выходные* значения температур. Указание: следует составить уравнение для определения эффективности Eff с участием функции HeatExch.

24.5 Гидравлический расчет теплообменников

24.6 Заключение

Из сопоставительного анализа двух схем следует очевидное преимущество противотока перед прямотоком. Если один и тот же теплообменник испытать при противоточном и прямоточном включении, то во втором случае тепловой поток Q окажется существенно меньшим. Поэтому включение теплообменника по схеме прямотока в большинстве случаев следует рассматривать как инженерную ошибку.

И все же имеется по крайней мере одна ситуация, когда прямоток может быть предпочтительным. Для высокотемпературных газовых теплообменников необходимо обеспечить приемлемый уровень температуры разделяющей стенки, чтобы не допустить ее перегрева. Это легче сделать для прямоточного теплообменника, когда на входе, при самой высокой температуре горячего газа по одну сторону разделяющей поверхности, на другой стороне имеет место контакт с самым холодным теплоносителем.

Выбор эффективности Eff при конструкторском расчете – это сложная задача оптимизации. Разработчик общей тепловой схемы энергетической установки стремится максимально использовать располагаемые перепады температур и задать поэтому большие, близкие к предельно возможным, значения Eff для теплообменников. Однако при этом потребуются большие поверхности теплопередачи F , и теплообменники могут получиться громоздкими, дорогими в изготовлении и эксплуатации устройствами. В целом можно сказать, что теплообменник с высоким значением Eff будет более дорогим устройством, поэтому необходимо решить, оправдаются ли дополнительные затраты термодинамическим выигрышем.

Если значение Eff выбрано, то можно поставить локальную задачу оптимизации такого теплообменника, задав соответствующую целевую функцию, например, стремясь обратить суммарные затраты на приобретение и эксплуатацию теплообменника к минимуму. Эта задача связана с проблемой интенсификации теплопередачи, т.е. увеличением коэффициента теплопередачи при сохраняющихся или даже уменьшающихся затратах энергии на перекачку теплоносителей (см. Практикум по теплопередаче []).