УДК 66.01.011

Термодинамический предел минимальной необратимости процесса теплообмена для линейного закона теплопереноса

Цирлин А.М., Ахременков А.А., Григоревский И.Н

Институт программных систем РАН

tsirlin@sarc.botik.ru

Поступила в редакцию .... 2006г.

Аннотация

Получены нижняя граница для производства энтропии, соответствующие ей распределения поверхностей теплообмена и температур контакта для систем с заданной суммарной тепловой нагрузкой и суммарным коэффициентом теплопереноса. Доказано, что для теплового потока, пропорционального разности температур, оценка может быть достигнута, если одинаковы отношения температур контактирующих потоков в любой точке системы и температуры греющих либо нагреваемых потоков на ее выходе.

1 Введение

Предельные возможности технологических систем (тепловых и холодильных машин, систем разделения, химических реакторов и пр.), основанные на соотношениях термодинамики обратимых процессов (КПД Карно, обратимая работа разделения), очень важны, но как правило сильно завышены. Они не учитывают интенсивности потоков, поверхностей контакта и других факторов, связанных с заданной производительностью и конечными размерами аппаратов. В некоторых же случаях обратимые оценки вообще становятся бессмысленными. В частности, это относится к стационарным неравновесным системам, в которых имеется несколько резервуаров или поступают извне потоки вещества и энергии. Примером таких систем являются теплообменники, оценка термодинамического совершенства которых требует учета ограниченной поверхности контакта (интегрального коэффициента теплообмена) и тепловой нагрузки - количества теплоты, передаваемой в единицу времени от горячих к холодным потокам. Для оценки совершенства таких систем используют эксергитический подход (см. [1, 2] и др.), сравнивая системы по потерям эксергии в каждой из них. Последние пропорциональны производству энтропии и температуре окружающей среды T_0. Минимуму потерь эксергии при заданных температурах горячих потоков на входе в теплообменник и фиксированной тепловой нагрузке соответствует максимум средней температуры холодных потоков на выходе теплообменника.

В данной работе решена задача о минимально-возможном производстве энтропии (диссипации), а значит потерях эксергии, в теплообменной системе. Такая оценка

- показывает, как влияют на возможности системы те или иные факторы (температура и водяной эквивалент потоков, тепловая нагрузка, коэффициент теплообмена и пр.);
- если она может быть достигнута некоторой системе, последняя может служить „идеалом“, к которому надо стремиться при проектировании систем;
- позволяет оценить термодинамическую эффективность действующей теплообменной системы путем сравнения фактического произ-

водства энтропии с минимально возможным.

Производство энтропии в теплообменной системе может быть сделано сколь угодно малым при выполнении одного из двух условий:

1. Сколь угодно мал тепловой поток $\bar{q}$.

2. Сколь угодно велик коэффициент теплопроводности $\bar{\alpha}$.

Здесь черта означает, что переменная относится ко всей теплообменной системе. Ни одно из этих условий не может быть реализовано. Поэтому в дальнейшем будем считать $\bar{q}$ и $\bar{\alpha}$ заданными и ограниченными и покажем, что эти ограничения не позволяют достичь производства энтропии ниже некоторого предельного значения. Для двухпоточного теплообмена этот факт известен (см.[3, 4]), поэтому основное внимание ниже уделено многопоточным системам.

2 Двухпоточный теплообмен

Для двухпоточного теплообмена (рис.1) справедливо следующее

У т в е р ж д е н и е 1: *Производство энтропии в системе с температурой греющего потока на входе в систему T_{01} и его водяном эквиваленте W_1 не может быть меньше, чем*

$$\sigma^* = \overline{\alpha}\frac{(1-m)^2}{m}. \tag{1}$$

Здесь

$$m = 1 - \frac{W_1}{\overline{\alpha}} \ln \frac{T_{01}}{T_{01} - \overline{q}/W_1}. \tag{2}$$

В том случае, когда фиксированы температура на входе T_{02} и водяной W_2 нагреваемого потока минимально–возможное производство энтропии

$$\sigma^* = \overline{\alpha}\frac{(n-1)^2}{n}, \tag{3}$$

где

$$n = 1 + \frac{W_2}{\overline{\alpha}} \ln \frac{T_{02} + \overline{q}/W_2}{T_{02}}. \tag{4}$$

Приведенные оценки соответствуют закону теплообмена вида $q-\alpha(T_1-T_2)$ в любом сечении теплообменника. Они могут быть достигнуты в противоточном трубчатом теплообменнике, если отношение температур в потоков обратно отношению их водяных эквивалентов (условия термодинамической согласованности). Причем в этом случае отношение температур в любом сечении теплообменника постоянно ($T_1(l)/T_2(l) = n = 1/m$).

Доказательство Утверждения 1 дано в [3, 4]и др.

3 Многопоточный теплообмен

Производство энтропии в термодинамической системе можно найти двумя способами. Если система функционирует, то его можно вычислить, зная параметры входящих потоков и потоков, покидающих систему. Если же решают задачу проектирования, то производство энтропии можно выразить через кинетические закономерности, коэффициенты тепло и массопереноса и пр. как произведение потоков на движущие силы. Первоначально воспользуемся первым подходом и найдем, как связано производство энтропии в двухпоточном теплообменнике с параметрами входных и выходных потоков.

Известно (см. [2]), что дифференциал молярной энтропии может быть выражен через теплоемкость вещества, прирост температуры и давления как

$$ds = \frac{c_p}{T}dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp. \tag{5}$$

Здесь c_p-молярная теплоемкость при постоянном давлении, а v – молярный объем. Интегрирование этого выражения от начальных до конечных значений температуры и давления позволяет найти прирост молярной энтропии. Если известен молярный расход потока, то, умножив этот прирост на расход, получим производство энтропии, связанное с изменением параметров данного потока. Просуммировав эти величины по всем потокам, найдем производство энтропии в выделенной технологической системе.

В частности, для идеального газа, теплоемкость которого зависит только от температуры, а $(\partial v/\partial T)_p = R/p$, прирост молярной энтропии равен

$$s - s_0 = \int\limits_{T_0}^{T} \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_0}, \tag{6}$$

где R– универсальная газовая постоянная.

Для жидкостей с постоянной теплоемкостью при постоянном давлении

$$s - s_0 = c_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right), \tag{7}$$

а прирост энтропии σ_i за счет изменения состояния i-го потока равен произведению его водяного эквивалента на логарифм отношения абсолютных температур на выходе и на входе системы.

$$\sigma_i = W_i \ln \left(\frac{T}{T_0} \right), \quad i = 1, 2, ... \tag{8}$$

Производство энтропии $\sigma = \sum \sigma_i$ – суммарной разнице потоков энтропии на выходе и на входе системы.

Запишем связь производства энтропии в двухпоточном теплообменнике с водяными эквивалентами потоков W_1 и W_2, их температурами на входе T_{10}, T_{20} и выходе $\overline{T}_1, \overline{T}_2$ при заданной тепловой нагрузке $\overline{q}$:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = W_1 \ln \left(\frac{T_{10} - \overline{q}/W_1}{T_{10}} \right) + W_2 \ln \left(\frac{\overline{T}_2}{\overline{T}_2 - \overline{q}/W_2} \right). \tag{9}$$

Пусть для определенности параметры первого (греющего) потока и тепловая нагрузка фиксированы, а значит фиксировано и значение σ_1. Тогда из (9) следует связь выходной температуры нагреваемого потока с производством энтропии σ

$$\overline{T}_2 = \frac{\overline{q}}{W_2 (1 - exp[-\frac{\sigma - \sigma_1}{W_2}])}. \tag{10}$$

Выходная температура нагреваемого потока монотонно увеличивается с уменьшением производства энтропии. Аналогичные выкладки для многопоточных теплообменников приводят к подобной связи между производством энтропии и средневзвешенной с учетом водяных эквивалентов температурой нагреваемых потоков.

Расчет сложных систем теплообмена с несколькими охлаждаемыми и нагреваемыми потоками предполагает выбор температур контактирующих потоков, распределение поверхностей теплообмена и тепловых нагрузок. Для решения этой весьма непростой задачи как правило используют эвристические алгоритмы [5]–[9] и др.

Получим оценку снизу для производства энтропии в многопоточной теплообменной системе и соответствующие этой оценке законы изменения температур контактирующих потоков, распределение коэффициентов теплообмена и тепловой нагрузки между теплообменниками. Такая оценка позволит найти показатель η термодинамической эффективности действующей системы, и проектирование системы проводить таким образом, чтобы в максимальной степени приблизить показатели к найденной оценке, а распределения температур и поверхностей контакта к тем, для которых эта оценка может быть достигнута.

Постановка задачи. Для определенности будем считать заданными параметры греющих потоков: температуры T_0 на входе в теплообменник и водяные эквиваленты $W(T_0)$. При этом предполагается, что все потоки, имеющие одну и ту же температуру T_0, объединены в один поток с суммарным водяным эквивалентом

$$W(T_0) = \sum_i g_i c_i,$$

где $g_i(T_0)$ и $c_i(T_0)$ — расход и теплоемкость i-го потока с температурой T_0.

Зависимость $W(T_0)$ будем считать известной и первоначально для простоты непрерывной. В том случае, когда множество входных температур дискретно, расчетные соотношения претерпят очевидные изменения, которые приведены в конце раздела.

Обозначим через T_{01} и T_{02} минимальное и максимальное значение температуры T_0 горячих потоков; тепловую нагрузку для потока, имеющего температуру T_0, как $q(T_0)$, а коэффициент теплопроводности — как $\alpha(T_0)$.

Распределение поверхности контакта между потоками эквивалентно распределению эффективных коэффициентов теплообмена, поэтому будем предполагать фиксированным

$$\overline{\alpha} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} \alpha(T_0) dT_0, \quad \alpha(T_0) \geq 0, \tag{11}$$

как и суммарную тепловую нагрузку

$$\overline{q} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} q(T_0) dT_0. \tag{12}$$

Когда T_0, $W(T_0)$ и $\overline{q}$ заданы, фиксирована и средняя энтальпия горячих потоков на выходе системы.

Температуры греющих потоков на выходе из системы теплообмена связаны с температурой на входе и тепловой нагрузкой как

$$T_{\text{вых}}(T_0) = T_0 - q(T_0)/W(T_0). \tag{13}$$

Потребуем минимума производства энтропии

$$\overline{\sigma} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} \sigma(T_0) dT_0 \to \min_{u(T,T_0), \alpha(T_0), q(T_0)}, \tag{14}$$

где $u(T, T_0)$–температура холодного потока при контакте с горячим, имеющим входную температуру T_0 и текущую температуру T.

Получение расчетных соотношений. Проведем решение задачи (11)–(14) в два этапа, на первом из которых будем считать $q(T_0)$ и $\alpha(T_0)$ заданными при всех $T_0 \in [T_{01}, T_{02}]$ и при этих условиях найдем связь текущих температур нагреваемых и греющих потоков u и T, соответствующих минимуму производства энтропии $\sigma(T_0)$ для греющего потока, имеющего начальную температуру T_0. На втором этапе найдем такие распределения поверхности контакта и тепловой нагрузки, $\alpha(T_0)$ и $q(T_0)$, которые минимизируют $\overline{\sigma}$ при ограничениях (11) и (12).

Первая задача уже решена в разделе 2, ее решение приводит к соотношениям (см. (1),(2)) для каждого значения входной температуры горячего потока:

$$\frac{u(T,T_0)}{T(T_0)} = m(T_0) = 1 - \frac{W(T_0)}{\alpha(T_0)} \ln \frac{T_0}{T_0 - \frac{q(T_0)}{W(T_0)}}, \tag{15}$$

$$\sigma^*(T_0) = \alpha(T_0) \frac{(1-m(T_0))^2}{m(T_0)}. \tag{16}$$

Второй этап решения сводится к задаче распределения α и q по условию

$$\overline{\sigma} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} \sigma^*[T_0, \alpha(T_0), W(T_0), q(T_0)] dT_0 \to \min_{\alpha \geq 0,\ q \geq 0} \tag{17}$$

при условиях (11) и (12). Функция Лагранжа этой задачи имеет вид

$$L = \sigma^*(T_0, \alpha, W, q) - \lambda_1 \alpha(T_0) - \lambda_2 q(T_0).$$

где λ_1 и λ_2 — некоторые константы, не зависящие от T_0.

Условия стационарности L по α и q приводит к равенствам

$$\frac{\partial \sigma^*}{\partial \alpha} = \lambda_1, \quad \frac{\partial \sigma^*}{\partial q} = \lambda_2. \tag{18}$$

Для вычисления производных в (18) предварительно выпишем производные

$$\frac{\partial m}{\partial \alpha} = \frac{W(T_0)}{\alpha^2(T_0)} ln \frac{T_0}{T_{\text{вых}}} = \frac{1-m(T_0)}{\alpha(T_0)},$$

$$\frac{\partial m}{\partial q} = -\frac{1}{\alpha(T_0) T_{\text{вых}}(T_0)},$$

$$\frac{\partial \sigma^*}{\partial m} = \alpha(T_0) \frac{m^2-1}{m^2}.$$

С учетом этих выражений после несложных выкладок условия (18) примут вид

$$\frac{\partial \sigma^*}{\partial \alpha} = -\left(\frac{1-m(T_0)}{m(T_0)}\right)^2 = \lambda_1, \tag{19}$$

$$\frac{\partial \sigma^*}{\partial q} = -\frac{m^2(T_0) - 1}{m^2(T_0) T_{\text{вых}}(T_0)} = \lambda_2, \tag{20}$$

или

$$T_{\text{вых}}(T_0) = \frac{1 - m^2(T_0)}{m^2(T_0)\lambda_2}. \tag{21}$$

Из условия (19) следует, что при оптимальной организации теплообмена величина m не зависит от T_0, а значит как видно из (21) одинакова для всех потоков и температура на выходе $T_{\text{вых}}(T_0) = \overline{T}$.

Величина $\overline{T}$ однозначно определена условием (12), так как

$$\overline{q} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} W(T_0)(T_0 - \overline{T}) dT_0. \tag{22}$$

Введем обозначения

$$\overline{W} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} W(T_0) dT_0, \tag{23}$$

$$\overline{T_0 W} = \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} T_0 W(T_0) dT_0, \tag{24}$$

тогда

$$\overline{T} = \frac{\overline{T_0 W} - \overline{q}}{\overline{W}}. \tag{25}$$

Таким образом при оптимальной организации многопоточного теплообмена отношение температур горячих и холодных потоков в любой точке контакта и температуры потоков на выходе из системы должны быть одинаковы.

Чтобы выразить значение m через исходные данные перепишем условие (15) в форме

$$\alpha(T_0) = \frac{W(T_0)(\ln T_0 - \ln \overline{T})}{1 - m}. \tag{26}$$

По условию неотрицательности $\alpha(T_0)$ должно быть выполнено неравенство $T_0 \geq \overline{T}$.

Т.о. *в системе теплообмена должны быть использованы только те горячие потоки, температуры которых больше, чем* $\overline{T}$. Если $T_{01} < \overline{T}$, то во всех интегралах в качестве нижнего предела должна фигурировать вместо T_{01} температура $\overline{T}$.

Интегрируя левую и правую части равенства (26) и учитывая, что интегральный коэффициент теплообмена задан, найдем значение m

$$m = 1 - \frac{1}{\overline{\alpha}} \int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} W(T_0)(\ln T_0 - \ln \overline{T}) dT_o. \tag{27}$$

Так что оптимальное распределение коэффициентов теплообмена

$$\alpha(T_0) = \overline{\alpha} \frac{W(T_0)(\ln T_0 - \ln \overline{T})}{\int\limits_{T_{01}}^{T_{02}} W(T_0)(\ln T_0 - \ln \overline{T}) dT_o}, \tag{28}$$

распределение тепловых нагрузок

$$q(T_0) = W(T_0)(T_0 - \overline{T}), \tag{29}$$

а минимально-возможное производство энтропии

$$\sigma^* = \overline{\alpha} \frac{(1-m)^2}{m}. \tag{30}$$

Выражение (30) при его сравнении с производством энтропии $\overline{\sigma}$ в действующей теплообменной системе, имеющей суммарный коэффициент теплообмена $\overline{\alpha}$, температуры горячих потоков на входе T_0 и соответствующие им водяные эквиваленты $W(T_0)$, энтальпию греющих потоков на выходе из системы, равную $\overline{W(T_0) T_{\text{вых}}(T_0)}$, или, что одно и то же, тепловую нагрузку $\overline{q}$, позволяет оценить степень термодинамического совершенства такой системы как отношение $\rho = \dfrac{\overline{\sigma}^*}{\overline{\sigma}}$.

Чтобы приблизить характеристики системы к идеальной, нужно распределять потоки отбираемого тепла и поверхности теплообмена по формулам (29), (28), а температуры контакта выбирать по условию постоянства отношения температур, равного m, (см.(27)). Для этого нужно уменьшать поверхность теплообмена для теплообменников, в которых отношение температур холодного и горячего потоков больше среднего значения по всей системе, и увеличивать для тех теплообменников, где оно меньше среднего. Аналогично, надо увеличивать отбор тепла от тех греющих потоков, температура которых на выходе выше средней выходной температуры по всем греющим потокам.

Учет дискретности температур греющих потоков. Как правило, число греющих потоков конечно (равно k, а значит множество значений T_0 дискретно. Обозначим их T_{i0}, а соответствующие водяные эквиваленты как W_i. Все полученные выше соотношения остаются справедливыми, так как при их выводе нигде не использовалась операция дифференцирования по T_0. Нужно лишь заменить интегралы суммами по i. Так,

$$\overline{W} = \sum_{i=1}^{k} W_i, \quad \overline{T_0 W} = \sum_{i=1}^{k} T_{i0} W_i, \quad \overline{\sigma} = \sum_{i=1}^{k} \sigma_i(T_{i0}, \alpha(T_{i0}), W_i, q(T_{i0}))$$

и т.д.

Итоговые формулы для оптимального выбора температуры нагреваемых потоков на выходе системы, тепловых нагрузок, коэффициентов теплообмена, отношения температур контактирующих потоков и минимально возможной диссипации примут вид:

$$\left.\begin{aligned}
&\overline{T} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} T_{i0} W_i - \overline{q}}{\sum\limits_{i=1}^{k} W_i}, \\
&q^*(T_{i0}) = W_i (T_{i0} - \overline{T}), \\
&\alpha^*(T_{i0}) = \frac{\overline{\alpha} W_i (\ln T_{i0} - \ln \overline{T})}{\sum\limits_{i=1}^{k} W_i (\ln T_{i0} - \ln \overline{T})}, \\
&m = 1 - \frac{1}{\overline{\alpha}} \sum_{i=1}^{k} W_i (\ln T_{i0} - \ln \overline{T}), \\
&\overline{\sigma}^* = \overline{\alpha} \frac{(1-m)^2}{m}, \\
&\alpha^*(T_{i0}) = q^*(T_{i0}) = W_i = 0, \quad T_{i0} \le \overline{T}.
\end{aligned}\right\} \qquad (31)$$

Т.о. нами доказано следующее

У т в е р ж д е н и е 2а: *Для теплообменной системы с заданным числом греющих потоков, их входными температурами и водяными эквивалентами, суммарной тепловой нагрузкой и суммарным коэффициентом теплопередачи для линейных законов теплообмена производство энтропии* $\sigma \geq \overline{\sigma}^*$. *Это неравенство превращается в равенство при выполнении условий* (31).

При получении оценки $\overline{\sigma}^*$ в качестве исходных данных были использованы температуры и водяные эквиваленты горячих потоков, а холодные потоки надо было выбирать таким образом, чтобы приблизиться к полученной оценке. В реальности же может оказаться, что фиксированы расходы и температуры холодных потоков.

Введем для холодных потоков, их водяных эквивалентов и рассчитанных по ним показателей индекс $-$. Те рассуждения, которые были проведены выше, позволяют найти нижнюю границу для производства энтропии в системе, где заданы температуры холодных потоков $T_{1-} \geq T_{i-} \geq T_{2-}$ и их водяные эквиваленты W_{i-}. Приведем без вывода расчетные соотношения для этого случая:

$$\left.\begin{aligned}
&\overline{T_-} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} T_{i-}W_{i-} + \overline{q}}{\sum\limits_{i=1}^{k} W_{i-}},\\
&q^*(T_{i-}) = W_{i-}(\overline{T_-} - T_{i-}),\\
&\alpha^*(T_{i-}) = \frac{\overline{\alpha} W_{i-}(\ln \overline{T_-} - \ln T_{i-})}{\sum\limits_{i=1}^{k} W_{i-}(\ln \overline{T_-} - \ln T_{i-})},\\
&n = 1 + \frac{1}{\overline{\alpha}} \sum_{i=1}^{k} W_{i-}(\ln \overline{T_-} - \ln T_{i-}),\\
&\overline{\sigma}^*_- = \overline{\alpha}\frac{(n-1)^2}{n},\\
&\alpha^*_-(T_{i-}) = q^*(T_{i-}) = W_{i-} = 0, \quad T_{i-} \geq \overline{T_-}.
\end{aligned}\right\} \qquad (32)$$

Последнее требование говорит о том, что в системе с минимально–возможным производством энтропии должны отсутствовать нагреваемые потоки, входные температуры которых больше или равны $\overline{T_-}$.

У т в е р ж д е н и е 2б: *Для теплообменной системы с заданным числом нагреваемых потоков, их входными температурами и водяными эквивалентами, суммарной тепловой нагрузкой и суммарным коэффициентом теплопередачи для линейных законов теплообмена производство энтропии* $\sigma \geq \overline{\sigma}^*_-$. *Это неравенство превращается в равенство при выполнении условий* (32).

При оценке термодинамического совершенства действующей или спроектированной теплообменной системы часто бывают фиксированы входные температуры как холодных так и горячих потоков. Тогда в качестве минимально возможного в такой системе производства энтропии следует взять большее из значений $\overline{\sigma}^*$ или $\overline{\sigma}^*_-$, что дает более точную оценку термодинамического совершенства системы.

4 Пример оценки термодинамического совершенства теплообменной системы

На рис.3 изображена система теплообмена, включающая три горячих и три холодных потока. Первым присвоен индекс i,а вторым – индекс j. Температуры потоков на входе и выходе каждого теплообменника в градусах Кельвина показаны на рисунке, там же внутри кружков даны коэффициенты теплопередачи в кДж/с.К и для каждого из входных потоков даны водяные эквиваленты W_i W_j, имеющие ту же размерность. При этом принято, что эффективная температура контакта каждого из потоков равна средней из температур этого потока на входе и выходе из теплообменника. При этом условии получены тепловые нагрузки теплообменников q_{ij} в кДж/с, сведенные в табл. 1. Производство энтропии в такой системе аналогично (9) находят как сумму прироста энтропии по всем потокам

$$\sigma = \sum_{i=1}^{3} W_i \ln \frac{T_{i\text{вых}}}{T_{i0}} + \sum_{j=1}^{3} W_j \ln \frac{T_{j\text{вых}}}{T_{j\text{вх}}}. \qquad (33)$$

Расчет по этой формуле приводит к значению $\sigma = 5,574$кДж/с.К.

Для термодинамически–оптимальной системы теплообмена с той же суммарной тепловой нагрузкой $\overline{q}$=5851 кДж/с и коэффициентом теплопередачи $\overline{\alpha}$=48кДж/с.К, воспользуемся формулами (31). Найдем оптимальную температуру на выходе для горячих потоков. Получим $\overline{T}$=453,4 К. Из сравнения этой температуры с температурами горячих потоков на входе следует, что третий поток с температурой 450К следует исключить из системы теплообмена, оптимально перераспределив поверхности теплообмена между первым и вторым горячими потоками. Пересчет $\overline{T}$ для двух горячих потоков при тех же значениях $\overline{q}$ и $\overline{\alpha}$ приводит к $\overline{T}$=457,2 К. Оптимальные значения тепловых нагрузок, для первого и второго потоков, равны $\overline{q}(T_{10)}$=3712 кДж/с, $\overline{q}(T_{20)}$=2140 кДж/с; оптимальное распределение поверхности теплообмена между этими потоками в соответствии с (31) приводит к коэффициентам теплообмена $\overline{\alpha}(T_{10})$=29,9 кДж/с.К, $\overline{\alpha}(T_{20})$=18,1 кДж/с.К. Отношение эффективных температур нагреваемого и греющего потоков в каждом из теплообменников должно быть одинаково и равно m=0,752. Минимально возможное производство энтропии в такой системе σ^*=3,93 кДж/с.К. Для рассматриваемой системы коэффициент термодинамического совершенства $\eta = \dfrac{\sigma^*}{\sigma} = 0,705$.

Сравнение оптимальной и реальной систем теплообмена позволяет наметить пути усовершенствования последней:

1. Исключить из системы поток с температурой на входе 450 К и за счет этого увеличить площади теплообменников для двух оставшихся потоков, так чтобы суммарный коэффициент теплообмен для первого потока увеличился с 19 до 30, а для второго с 14 до 18 кДж/сК.

2. Распределить площадь теплообмена для каждого из потоков таким образом, чтобы отношение эффективных температур контакта холодного и горячего потоков, измеренных в градусах Кельвина, было одинаково для каждого из них и близко к 0,75. Отметим, что в исходной системе оно различно для каждого из теплообменников и меняется от 0,63 до 0,88.

3. При этом температуры горячих потоков на выходе должны быть близки к 457,2 К.

5 Заключение

Получены условия для термодинамически–оптимальной организации теплообмена, при выполнении которых производство энтропии в системе с заданной тепловой нагрузкой и суммарным коэффициентом теплопередачи достигает своего нижнего предела. Найдены соответствующие этим условиям распределения тепловых нагрузок и коэффициентов теплообмена между входными потоками. Полученная оценка позволяет найти для произвольной теплообменной системы показатель термодинамического совершенства и наметить пути улучшения этой системы, а также проследить влияние таких факторов как изменение температур входных потоков, поверхностей теплообмена на возможности системы.

Обозначения

c_p-молярная теплоемкость, Дж/моль.К;

$L; l$–полная и текущая длина аппарата м;

$m?n$–отношения температур контактирующих потоков;

q–тепловой поток вт;

R–универсальная газовая постоянная, Дж/моль. К;

s– молярная энтропия, Дж/моль. К;

T–температура, K;

u–выбираемая температура нагреваемого потока, K;

W–водяной эквивалент потока, вт/К;

α–коэффициент теплопередачи, вт/К.;

λ–множитель Лагранжа;

ρ–коэффициент термодинамического совершенства.

Список литературы

[1] *Бродянский В.М.,Фратшке В., Михалек К.* Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988.

[2] *Бошнякович Ф. Техническая термодинамика. М.: ГЭИ, 1955.*

[3] *Berry R.S., Kasakov V.A., Sieniutycz S., Szwast Z. and Tsirlin A.M.* Thermodynamic Optimization of Finite Time Processes // Wiley, Chichester, 1999.

[4] *Цирлин А.М., Беляева Н.А.* О связи продолжительности и диссипации для процессов теплообмена.// Теплоэнергетика, 1998,№9, с.53-56.

[5] *Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Перов В.Л.* Математические основы автоматизированного проектирования химических производств. - М.: Химия, 1979.

[6] *Каневец Г.Е.* Проектирование и оптимизация теплообменных аппаратов на ЭЦВМ. Киев: АНУССР, 1970.

[7] *Hartmann K., Hacker I., Rockstroh L.* Modelierung und optimierung verfahrenstechnischer systeme. Berlin. Akademie – Verlaq. 1978.

[8] *Tedder A., Rudd D.F.* AIChE J., 1978, v.24, p.203.

[9] *Мухленов И.П.* Химико-технологические системы. Ленинград: Химия, 1986, 424с.

j\i	1	2	3
1	885	416	271.5
2	628.6	375.3	452
3	1290	983.7	549.2

Подписи к рисункам:

Рис. 1. Граница достижимости для двухпоточного теплообменника при $W = 1, T_0 = 370K$.

Рис. 2. Зависимость показателя термодинамического совершенства теплообменника смешения от водяного эквивалента W_1.

Рис. 3. Структура системы многопоточного теплообмена.

Табл. 1. Тепловые нагрузки теплообменников q_{ij}.