
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**МНОГОЦЕЛЕВАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОЖУХОТРУБНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СООТВЕТСТВИИ С РАЗЛИЧНЫМИ
ВЫРАЖЕНИЯМИ ВТОРОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ**

© 2023 г. М. В. R. Rodríguez^{a, *}, J. L. M. Rodríguez^a, M. Martins^a, O. P. de Lima^b, S. B. Santiago^c,
M. R. Maduro^b, M. C. de Oliveira Junior^c, N. J. de Oliveira Júnior^b

^aFederal University of Bahia, Polytechnic Institute, Ondina, Salvador, 40170-110 Brazil

^bAmazonas State University, Manaus, Brazil

^cAmazonas Federal University, Belem, Ananindeua, Brazil

*e-mail: jorgemoyar@gmail.com

Поступила в редакцию 19.01.2022 г.

После доработки 05.05.2022 г.

Принята к публикации 23.05.2022 г.

Кожухотрубные теплообменники (КТ) наиболее часто применяются в промышленных процессах для передачи тепла между двумя автономными потоками. В литературе представлена обширная информация о различных методах оптимизации конструкции КТ, однако, как правило, она проводится только в целях минимизации затрат в качестве целевой функции. В настоящей статье предлагается провести многоцелевую оптимизацию КТ с применением новых термодинамических и экологических выражений в качестве целевых функций. Реализация ее возможна при использовании генетических алгоритмов второго поколения. В работе приводятся процедура и математическая модель для многоцелевой оптимизации, в которой предлагается применить пять целевых функций: коэффициент теплового сопротивления, тепловую эффективность, экологическую функцию, общую стоимость, включающую в себя эксплуатационные расходы, и общее количество рассеиваемой энтранзии. Концепция энтранзии (entransy) впервые предлагается для создания новой экологической функции, используемой в качестве критерия оптимизации КТ. Новизна представленной работы заключается в том, что в ней выполняется оптимизация одновременно с учетом механических и вибрационных ограничений, конструкции аппарата, а также с учетом параметров термогидравлических процессов, происходящих в нем. Апробация методики проводилась на основе конкретного тематического исследования (тестового расчета), который ранее неоднократно применялся различными авторами для верификации полученных результатов. Многоцелевая оптимизация КТ позволила разработать варианты конструкции с минимальными затратами при заданной тепловой нагрузке и с геометрическими вариантами, адаптируемыми к доступному для установки пространству и наличию вспомогательных систем.

Ключевые слова: энтранзия, оптимизация, кожухотрубный теплообменник, второй закон термодинамики, экологическая эффективность, тепловое сопротивление, стоимость, целевая функция, энергосбережение, необратимость процесса теплопередачи

DOI: 10.56304/S0040363623080088

Исследования в области теплопередачи имеют важное значение для многих областей техники, прежде всего для энергетички. При этом актуальны не только разработка новых и эффективных теплообменников, но и способы внедрения систем теплообмена в промышленные процессы. Области применения этих разработок могут быть процессы рекуперации тепла в обрабатывающих производствах, в частности в химической и нефтехимической промышленности, а также при эксплуатации термоэлектрических установок, которые играют все более важную роль в мире. Теплообменные аппараты используются на про-

мышленных предприятиях, в сфере бытового обслуживания, в отелях, больницах, медицинских центрах, проектных учреждениях и т.д. Непрерывное совершенствование конструкций и режимов эксплуатации теплообменников способствует решению проблем энергосбережения, безопасности и защиты окружающей среды.

**ПОНЯТИЕ ЭНТРАНЗИИ В СООТВЕТСТВИИ
С ЗАКОНАМИ ТЕРМОДИНАМИКИ**

Понятие энтранзии впервые было сформулировано в 2007 г. и с тех пор применяется во мно-

гих областях науки. Энтранзия – это функция состояния (согласно признакам, приведенным в [1]), с помощью которой вводится новое выражение для второго закона термодинамики.

Теорию энтранзии сравнивали с теорией энтропии в нескольких аспектах, включая передачу тепла, необратимость процесса и принцип оптимизации для экономии энергии или уменьшения массы тепловых установок. Кроме того, она также была сопоставлена со структурной теорией с позиций цели, метода и результатов оптимизации. Был разработан метод оптимизации процесса теплопередачи путем поиска экстремума диссипации (рассеяния) энтранзии. Процесс теплопроводности считается оптимальным, если при фиксированном предельном тепловом потоке диссипация энтранзии минимальна, а при фиксированной предельной температуре – максимальна [2].

Методы оптимизации теплопередачи для эффективного повышения производительности КТ имеют большое значение при решении проблем энергосбережения [3]. Эти методы, основанные на теории энтранзии, были разработаны и проверены в нескольких работах, результаты которых были опубликованы в период с 2007 по 2016 г. [4–8].

Автор [6] разработал методику расчета энергии процесса теплопередачи, которая характеризует не только передачу энтранзии, но и ее изменение. Необратимость процесса теплопередачи определяется не только закономерностью изменения энтранзии, но и скоростью, с которой она изменяется.

КОНЦЕПЦИЯ МНОГОЦЕЛЕВОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Уже более трех десятилетий для одноцелевой оптимизации используют эволюционные методы. Но со временем было установлено, что многие существующие проблемы естественным образом ставятся как многоцелевые. Сегодня многоцелевая оптимизация, несомненно, является очень популярной темой для исследователей и инженеров. Но в этой области все еще остается много открытых и оставшихся без ответа вопросов. В самом деле, не существует даже общепринятого определения понятия “оптимальный”, в отличие, например, от понятия “единый целевой показатель”, что затрудняет сравнение одного метода с другим по результатам их применения, поскольку заключение о том, какой метод является наилучшим, обычно соответствует мнению лица, принимающего решение.

В связи с тем что многокритериальная оптимизация требует одновременной оптимизации нескольких параметров, часто конкурирующих один с другим или даже противоречащих постав-

ленным целям, такую оптимизацию обычно проводят путем объединения параметров в целевую задачу оптимизации по одному из них. Однако результирующее решение целевой задачи оптимизации в этом случае, как правило, является субъективным и зависит от настройки параметров, выбранных пользователем. В то же время, поскольку обычно используется классический метод оптимизации, в ходе моделирования может быть найдено только одно решение (в лучшем случае оптимальное по Парето). Таким образом, для нахождения множества оптимальных решений по Парето эволюционные алгоритмы являются наилучшим вариантом, поскольку представляют совокупность решений. Это позволяет найти весь набор оптимальных решений по Парето за один прогон алгоритма.

Многие (возможно, большинство) проблемы проектирования в действительности не требуют решения многоцелевых задач оптимизации, при котором разработчик стремится одновременно оптимизировать результат по нескольким параметрам объекта. Нередко улучшение в достижении одной цели происходит за счет ухудшения в достижении других, поэтому всегда необходимо стремиться к компромиссу. Математически многоцелевая оптимизация сводит к минимуму или максимизирует несколько целей одновременно с рядом ограничений неравенства или равенства и может быть сформулирована следующим образом:

$$\min_{x \in X} f(x) = [f_1(x), f_2(x), f_3(x), \dots, f_k(x)] \quad (1)$$

при условии

$$\begin{aligned} g_j(x) &= 0, \quad j = 1, 2, \dots, M; \\ h_k(x) &= 0, \quad k = 1, 2, \dots, K, \end{aligned}$$

где x – вектор, называемый вектором принятия решения; X – параметр пространства поиска.

Тогда и только тогда, когда $f_i(x) \leq f_i(y)$ для $i = 1, 2, \dots, k$ и $f_j(x) < f_j(y)$, по крайней мере, для одной целевой функции j , допустимое решение “ x ” называется доминирующим над другим допустимым решением “ y ”. Решение, которое не доминирует над другим в допустимой области, называется оптимальным решением по Парето. Множество всех решений без доминирования в X называется оптимальным множеством Парето (P^*), а значения целевых функций, ему соответствующих, – фронтом Парето (PF^*) [9, 10]:

$$PF^* = \{f(x), x \in P^*\}. \quad (2)$$

Существующие методы оптимизации включают в себя точные или приближенные алгоритмы. Точные алгоритмы обеспечивают нахождение оптимального решения, которое на самом деле является глобальным оптимальным [11]. Поскольку точные алгоритмы плохо работают при решении многих задач, было разработано множе-

ство приближенных алгоритмов, которые обеспечивают получение высококачественных (но не обязательно идеальных) решений различных комбинаторных задач за короткое время вычислений. Скорость процесса, часто называемого эвристикой, так же важна, как и качество решения, полученного при приближенных подходах. Эвристический метод — это метод решения четко определенной задачи оптимизации на основе интуитивного подхода, при котором структура проблемы разумно используется для поиска хорошего решения [12].

ГЕНЕТИЧЕСКИЕ АЛГОРИТМЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Многоцелевой генетический алгоритм, в отличие от простого генетического алгоритма, сводится к набору оптимальных решений, называемых оптимальным множеством Парето. Среди генетических алгоритмов различают алгоритмы первого и второго поколений [13, 14].

Из числа генетических алгоритмов второго поколения можно выделить NSGA-II¹ (генетический алгоритм недоминированной сортировки-II). Важным аспектом NSGA-II является простота обработки ограничений в задачах многоцелевой оптимизации, которые обычно присутствуют в практических задачах. Алгоритм такого типа всегда отдает предпочтение индивидуумам с наилучшими значениями для адаптации целевой функции (“элиты”), а также индивидуумам, которые могут помочь увеличить разнообразие популяции, даже если они имеют низкое значение адекватности целевой функции, что важно для поддержания разнообразия популяции и приводит к сходимости на фронте Парето. При использовании прогрессивного алгоритма разнообразие поддерживается элитой, контролирующей индивидуумы популяции. Этот алгоритм недавно был применен для многоцелевой оптимизации теплообменников [15–17].

При проектировании кожухотрубных теплообменников, как правило, ставят задачу их оптимизации. При этом в качестве целевой функции принимают минимизацию затрат. Было найдено несколько опубликованных работ, в которых осуществлялась многоцелевая оптимизация теплообменников с учетом более чем одной цели. В настоящей статье проводится многоцелевая оптимизация теплообменников с использованием, во-первых, новых термодинамических и экологических выражений в качестве целевых функций и, во-вторых, трех целевых функций одновременно для получения фронта Парето в трех измерениях. В этих процессах оптимизации предусмотрены ограни-

чения по механическому сопротивлению и устойчивости к вибрации.

ТЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Апробацию методики проводили на основе конкретного тематического исследования (тестового расчета) из [18], которое ранее было использовано в качестве учебного материала различными авторами [19–23].

Необходимо спроектировать теплообменник типа E стандарта ТЕМА для охлаждения вторичного конденсата метанола при температуре 95°C. Расход метанола составляет 27.8 кг/с, в качестве охлаждающей жидкости, протекающей внутри труб КТ, используется морская вода при температуре 25°C. Поскольку известны только температуры жидкостей на входе в теплообменник, для расчета применяется метод ϵ -NTU. Это единственная процедура, которая может быть проведена для достижения тепловой оптимизации оборудования, потому что если бы были известны температуры жидкостей на входе в теплообменник и выходе из него, то он был бы спроектирован с использованием процедуры среднелогарифмического температурного напора LMTD (Log Mean Temperature Difference) и его размеры можно было бы оптимизировать только с экономической точки зрения [24].

ЦЕЛЕВЫЕ ФУНКЦИИ ДЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Для многоцелевой оптимизации КТ были разработаны математическая модель и программа с учетом тепловых и гидравлических параметров, заданных ограничений, экологических аспектов и нормализации геометрических параметров. С помощью модели и программы возможна оптимизация следующих показателей: эффективности, количества рассеяния энтропии, экологической функции, индекса износа, эффективности с учетом индекса износа, тепловой эффективности теплообменника, изменения энтропии (потерь от необратимости процесса теплопередачи), теплового сопротивления и общей стоимости. Для этого пользователь может применить любое число независимых переменных.

Для тестового исследования (теплообменник типа E стандарта ТЕМА) были выбраны следующие четыре независимые переменные: длина трубы и ее наружный диаметр, количество труб и расстояние между перегородками (последний параметр в настоящее время все чаще используется для улучшения конструкций теплообменников [25–27]). Верификация осуществлялась в соответствии с заданными вибрационными и техническими ограничениями.

¹ Nondominated Sorting Genetic Algorithm-II.

Основным назначением теплообменника является передача тепла между двумя веществами. Чтобы оценить скорость и качество этого процесса, были выбраны показатели, которые рассматривались как целевые функции для оптимизации конструкции КТ: тепловая эффективность, общее количество рассеянной энтранзии, коэффициент теплового сопротивления и экологическая функция. Каждую функцию соотносят с общей стоимостью оборудования для достижения трех фронтов Парето: одного пространственного, который связывает две тепловые функции со стоимостью, и двух других “в плоскости”. После чего полученные результаты могут быть обобщены.

Тепловая эффективность

Тепловая эффективность теплообменника ε – это соотношение между количеством фактически передаваемого тепла и максимальным количеством тепла, которое может быть передано. В соответствии с соотношением, приведенным в [28], для КТ типа Е стандарта ТЕМА ее можно вычислить по выражению

$$\varepsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{0.5} \coth \left[\frac{\text{NTU}}{2} (1 + C^{*2})^{0.5} \right]}, \quad (3)$$

где

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\min(C_s, C_t)}{\max(C_s, C_t)} = \frac{\min[(\dot{m}c_p)_s, (\dot{m}c_p)_t]}{\max[(\dot{m}c_p)_s, (\dot{m}c_p)_t]} \quad (4)$$

– отношение теплоемкостей; \dot{m} – массовый расход, кг/с; c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг · К); s, t – индексы, относящиеся к показателям, характеризующим межтрубное пространство и трубы соответственно; NTU (Number of Transfer Units) – число единиц переноса, определяемое как

$$\text{NTU} = \frac{kA_t}{C_{\min}}$$

здесь k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);

$$A_t = \pi L_t d_0 N_t \quad (5)$$

– площадь поверхности теплообмена, м²; L_t – длина трубы, м; d_0 – наружный диаметр трубы, м; N_t – количество труб.

Тепловое сопротивление и общее количество рассеянной энтранзии на входе в теплообменник

Эквивалентное тепловое сопротивление R_{eq} , К/Вт, выраженное в терминах рассеяния энтранзии на входе в КТ, определяется по формуле [29]

$$R_{eq} = \frac{\Delta G_{tot}}{Q^2}, \quad (6)$$

где ΔG_{tot} – полное рассеяние энтранзии, Вт · К; Q – тепловой поток, Вт.

Выражение для расчета безразмерного теплового сопротивления R^* теплообменного аппарата можно записать в виде

$$R^* = \frac{R_{eq}}{C_{\min}^{-1}}. \quad (7)$$

В данной работе приведенное R^* называется коэффициентом теплового сопротивления и используется в качестве одной из целевых функций.

В [29] показано, что для КТ типа Е стандарта ТЕМА тепловое сопротивление не зависит от расположения потоков и его минимизация соответствует максимизации тепловой эффективности.

Согласно определению энтранзии, ее рассеяние $G_{\Delta t}$, обусловленное теплопроводностью в теплообменнике, может быть выражено следующим образом [30]:

$$G_{\Delta t} = -\int_i^o (\dot{m}c_p t dt)_{h,c} = \frac{1}{2}(\dot{m}c_p)_h (t_{h,i}^2 - t_{h,o}^2) + \frac{1}{2}(\dot{m}c_p)_c (t_{c,i}^2 - t_{c,o}^2), \quad (8)$$

где t – температура, °С; h, c – индексы, характеризующие показатели, относящиеся к горячему и холодному теплоносителю; i, o – индексы, обозначающие вход и выход теплоносителя.

При проведении тестового исследования была выведена новая функция для рассеяния энтранзии вследствие теплопроводности исходя из уравнения теплового баланса

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (t_{h,i} - t_{h,o}) = -\dot{m}_c c_{p,c} (t_{c,i} - t_{c,o}),$$

где \dot{m}_h, \dot{m}_c – массовый расход горячего и холодного теплоносителя, а также

$$Q = \varepsilon C_{\min} (t_{h,i} - t_{c,i}) = kA_t F \times \text{LMTD}, \quad (9)$$

где F – поправочный температурный коэффициент.

Если подставить (9) в (8), можно получить

$$G_{\Delta t} = \frac{1}{2} Q [(t_{h,i} + t_{h,o}) - (t_{c,i} + t_{c,o})] \quad (10)$$

или

$$G_{\Delta t} = \frac{1}{2} kA_t F \times \text{LMTD} [(t_{h,i} + t_{h,o}) - (t_{c,i} + t_{c,o})]. \quad (11)$$

Количество рассеянной энтранзии $G_{\Delta t}^*$ вследствие теплопроводности может быть определено как отношение фактического рассеяния энтран-

зии к максимальному ее рассеянию в теплообменнике [30] и выражено как

$$G_{\Delta t}^* = \frac{G_{\Delta t}}{Q(t_{h,i} - t_{c,i})}. \quad (12)$$

Рассеяние энтранзии $G_{\Delta p}$, вызванное трением жидкости в теплообменнике, можно представить следующим образом [30]:

$$G_{\Delta p} = - \int_i^o \left(\frac{\dot{m}t}{\rho} dp \right)_{h,c} = \left[m \frac{\Delta p}{\rho} \frac{t_o - t_i}{\ln \left(\frac{t_{c,i}}{t_{c,o}} \right)} \right]_{h,c} = \quad (13)$$

$$= \dot{m}_t \frac{\Delta p_t}{\rho_t} \frac{t_{h,o} - t_{h,i}}{\ln \frac{t_{h,o}}{t_{h,i}}} + \dot{m}_s \frac{\Delta p_s}{\rho_s} \frac{t_{c,o} - t_{c,i}}{\ln \frac{t_{c,o}}{t_{c,i}}},$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; ρ_t, ρ_s – плотность теплоносителя, движущегося в трубах и межтрубном пространстве, кг/м³; Δp – перепад давления, Па; $\Delta p_t, \Delta p_s$ – перепад давления в трубах и межтрубном пространстве, Па; \dot{m}_t, \dot{m}_s – массовый расход теплоносителя в трубах и межтрубном пространстве, кг/с.

Применяя тот же безразмерный метод, что и в случае с теплопроводностью, связанной с рассеянием энтранзии, количество рассеянной энтранзии из-за трения жидкости $G_{\Delta p}^*$ можно выразить как

$$G_{\Delta p}^* = \frac{G_{\Delta p}}{Q(t_{h,i} - t_{c,i})}. \quad (14)$$

Общее рассеяние энтранзии ΔG_{tot} может быть получено путем сложения рассеяния энтранзии, обусловленного теплопроводностью, и ее рассеяния, вызванного трением жидкости, следующим образом:

$$\Delta G_{tot} = G_{\Delta t} + G_{\Delta p}; \quad (15)$$

$$\Delta G_{tot} = \frac{1}{2} k A_t F \times \text{LMTD} [(t_{h,i} + t_{h,o}) - (t_{c,i} + t_{c,o})] + \quad (16)$$

$$+ \dot{m}_t \frac{\Delta p_t}{\rho_t} \frac{t_{h,o} - t_{h,i}}{\ln \frac{t_{h,o}}{t_{h,i}}} + \dot{m}_s \frac{\Delta p_s}{\rho_s} \frac{t_{c,o} - t_{c,i}}{\ln \frac{t_{c,o}}{t_{c,i}}}.$$

Общее количество рассеянной энтранзии G^* тогда будет равно

$$G^* = \frac{\Delta G_t}{Q(t_{h,i} - t_{c,i})}. \quad (17)$$

Уравнение (17) является новым, разработанным авторами этой статьи, и впервые предлагается к использованию в качестве целевой функции при многоцелевой оптимизации КТ с помощью выражения (16) для ΔG_{tot} .

Экологическая функция

Промышленная экология была популяризована в работе [31], авторы которой задались вопросом о том, почему промышленные системы не ведут себя как экосистемы, в которых отходы одних видов являются производственными ресурсами для других видов, т.е. почему продукция одной отрасли не может использоваться в качестве входного ресурса для другой, чтобы снижались потребление сырья, загрязнение окружающей среды и затраты на переработку отходов.

Согласно концепции промышленной экологии [32], экосистемный дизайн должен применяться для управления перенастройкой или реконструкцией промышленных систем в целях достижения лучшего баланса между производственными показателями и экологическими ограничениями. Современные промышленные технологии, в соответствии с этой концепцией, должны строиться как экосистемы, в которых:

приток массы продукции и энергии сведен к минимуму;

энергоснабжение обеспечивается установками на базе возобновляемых источников энергии.

Сокращение потребления ископаемого топлива в промышленных процессах подразумевает снижение потерь энергии или выбросов отходов в окружающую среду.

Анализ и оптимизация термодинамических циклов были одними из наиболее важных и рассматриваемых аспектов в теории термодинамики конечного времени. Новый критерий для оценки эффективности тепловых двигателей в виде целевой функции E' , основанной на выходной мощности и скорости образования энтропии, был впервые представлен в 1991 г. в [33]:

$$E' = P - T_c \sigma, \quad (18)$$

где P – выходная мощность двигателя, кВт; T_c – температура холодного резервуара, К; σ – изменение энтропии, кВт/К [34–38].

Поскольку целевая функция E' в определенном смысле аналогична экологической цели, то она также известна как экологическая целевая функция. Авторы настоящей работы, принимая во внимание парадокс генерации энтропии и функцию Ангуло – Брауна, разработали, по аналогии с функцией E' , новую экологическую функцию для КТ E'_E , основанную на рассеянии энтранзии:

$$E'_E = Q - \frac{\Delta G_{tot}}{\text{AMTD}}, \quad (19)$$

где AMTD – средняя арифметическая разность между средними температурами горячей и холод-

ной жидкостей (эквивалентная разность температур в КТ [29]).

Преимущество этого выражения заключается в том, что оно учитывает рассеяние энтранзии, происходящее в теплообменнике и являющееся основным воздействием на окружающую среду, поскольку дает оценку необратимости процесса теплопередачи. При анализе экологической функции теплообменника очень важно, чтобы при заданной тепловой нагрузке общее рассеяние энтранзии было минимальным. Выражение (19) в этом случае используется в качестве целевой функции при оптимизации.

Общая стоимость

Предлагаемая экономическая модель является упрощенной, так как она не учитывает ряд экономических факторов, таких, например, как инфляция.

Общая стоимость C_{tot} также была выбрана в качестве целевой функции, присутствующей в каждом полученном компромиссном решении. Она включает в себя капитальные вложения C_i и общую расчетную стоимость эксплуатации C_{od} [39]:

$$C_{tot} = C_i + C_{od}. \quad (20)$$

В тестовом исследовании, используя корреляцию Холла [40], инвестиционный капитал C_i рассчитывают с учетом площади поверхности теплообменника по формуле

$$C_i = a_1 + a_2 A_i^{a_3}, \quad (21)$$

где для теплообменников из нержавеющей стали (труб и корпуса) $a_1 = 8000.0$, $a_2 = 259.2$, $a_3 = 0.91$ [20].

Эксплуатационные расходы, связанные с энергией, потребляемой при перекачивании теплоносителя для преодоления потерь на трение, определяют по следующим выражениям:

$$C_{od} = \sum_{k=1}^{ny} \frac{C_0}{(1+i)^k}, \quad (22)$$

$$C_0 = PC_E H, \quad (23)$$

где C_E — стоимость электрической энергии, дол/(кВт · ч); i — годовая ставка дисконтирования; ny — срок службы установки, год; H — продолжительность работы, ч/год;

$$P = \frac{1}{\eta_p} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta p_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta p_s \right); \quad (24)$$

η_p — КПД насоса (0.5–0.7).

Далее приведены значения поправочных коэффициентов при расчете первоначальной стоимости КТ [41]:

Материал конструкции:

углеродистая сталь (корпус и трубы).....	1.0
углеродистая сталь (корпус), алюминий (трубы).....	1.3
углеродистая сталь (корпус), монель (трубы).....	2.1
углеродистая сталь (корпус), нержавеющая сталь (трубы).....	1.7
нержавеющая сталь (корпус и трубы).....	2.9

Расчетное давление, Па:

1.....	2.0
10.....	1.3
20–700.....	1.0
5000.....	1.5
10000.....	1.9

Расчетная температура, °C:

0–100.....	1.0
300.....	1.6
500.....	2.1

Для всех теплообменников существует тесная физическая и экономическая связь между теплопередачей и перепадом давления. При неизменной проектной тепловой мощности теплообменника повышение скорости потока приведет к увеличению коэффициента теплопередачи. Это даст возможность создать более компактную конструкцию теплообменника и снизить инвестиционные затраты. Однако повышение скорости потока приводит к большему падению давления в теплообменнике и дополнительным эксплуатационным расходам. По этой причине при проектировании теплообменника необходимо учитывать перепад давления в сочетании с теплопередачей и пытаться найти наилучшее решение для системы.

МНОГОЦЕЛЕВАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

На рис. 1 в виде блок-схемы представлен алгоритм, разработанный для многоцелевой оптимизации кожухотрубного теплообменника. До настоящего времени оптимизацию КТ выполняли без учета трех целей одновременно (в [41] такая оптимизация используется для другого типа оборудования). Для тестового исследования будет проведено несколько оптимизаций. В первой многоцелевой оптимизации будут приняты во внимание три целевые функции: общая стоимость, общее количество рассеянной энтранзии и

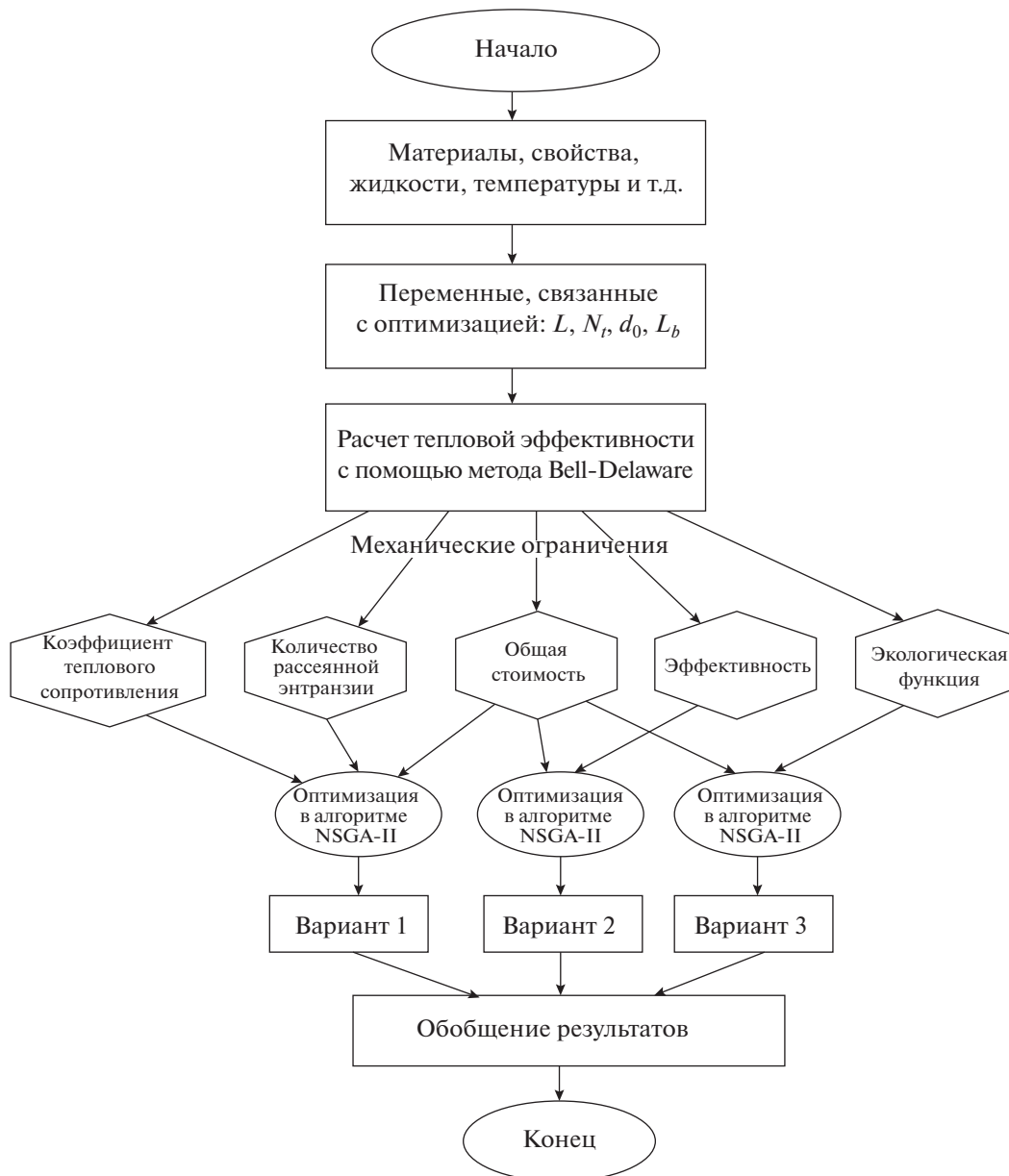


Рис. 1. Алгоритм (блок-схема) многоцелевой оптимизации

тепловое сопротивление, так что в двух других многоцелевых оптимизациях будет получен пространственный фронт Парето. Цель выполняемого расчета для заданного примера – сопоставление общих затрат с эффективностью и экологической функцией. При поисковой оптимизации вводятся ограничения, математические модели которых предлагаются в [17].

К принятым ранее обозначениям показателей, использованным при расчетах, добавлены следующие:

L_b – расстояние между перегородками;

D_s – внутренний диаметр корпуса;

$t_{c,o}$ – температура холодной жидкости на выходе из КТ;

$t_{h,o}$ – температура горячей жидкости на выходе из КТ;

V_{Lin} – линейная скорость течения жидкости по трубам;

F_{ecol} – экологическая функция;

η – КПД.

В табл. 1 приведены данные и результаты расчетов, заимствованные из [42].

Разработанная методика сначала была применена для расчета фиксированных параметров

Таблица 1. Данные и результаты расчета в примере, заимствованном из [42]

L_t , м	d_0 , мм	L_b , мм	D_s , мм	N_t	k , Вт/(м ² · К)	Q , кВт	$t_{c,o}$, °С	$t_{h,o}$, °С	A_t , м ²	V_{Lin} , м/с
4.83	20	178	894	918	600	4340	40	40	278	0.75

Таблица 2. Результаты оптимизации с использованием данных, заимствованных из [42]

F_{ecol}	R^*	η	C_{tot} , дол.	L_t , м	d_0 , мм	N_t	L_b , мм	D_s , мм	NTU
2826	0.63	0.79	58 296	4.83	19.05	918	178	803	2.2
k , Вт/(м ² · К)	Δp_t , Па	Δp_s , Па	Q , кВт	$t_{c,o}$, °С	$t_{h,o}$, °С	A_t , м ²	C_i , дол.	C_{od} , дол.	V_{Lin} , м/с
659	9121	34 952	4346	40	39.9	265.4	49 622	3163	0.80

конструкции, указанных в [42], чтобы иметь их в качестве параметров сравнения. Затем была выполнена оптимизация, результаты которой представлены в табл. 2.

По результатам многоцелевой оптимизации были отобраны лучшие проекты на основе следующих критериев:

значение или значения, наиболее близкие к доминированию по Парето, которые являются диагональю графика, начинающегося с недостижимого оптимума (далее критерий 1);

значение, которое дает рекомендуемую температуру на выходе из КТ для охлаждаемой или нагреваемой жидкости (далее критерий 2).

Первая многоцелевая оптимизация предусматривает целевые функции, упомянутые ранее (тепловое сопротивление R^* и общее количество

рассеянной энтранзии G^* по отношению к общей стоимости C_{tot}). На рис. 2 показаны ее результаты, и в соответствии с ними оптимальное решение конструкции (по критерию 1) по Парето находится в следующих координатах: $x = 0.7084$, $y = 0.527$, $z = 5.048 \times 10^4$.

Можно отметить, что при более низких значениях теплового сопротивления и общего количества рассеянной энтранзии значения общей стоимости оборудования становятся более высокими (рис. 3). На рисунке видно, что взаимосвязь общей стоимости с тепловым сопротивлением идентична ее взаимосвязи с общим количеством рассеянной энтранзии. Это тот эффект, к которому намеренно стремились, чтобы продемонстрировать, что минимизация количества рассеяния энтранзии в данном случае идеально соответствует максимизации эффективности КТ. На рис. 4 показано, как коэффициент теплового сопротивления изменяется в зависимости от общего количества рассеянной энтранзии. Численные значения параметров и характеристик полученных конструкций КТ приведены в табл. 3.

Как следует из данных табл. 3, лучшей из всех конструкций по критерию 1 является представленная в строке 19, а по критерию 2 – в строке 17. Для конструкции КТ по критерию 1 общая стоимость была бы снижена на 7820.6 дол., для конструкции по критерию 2 общие затраты были бы весьма схожими, но даже в этом случае конструкция, полученная по новой методике, была бы лучше, чем та, что предлагается в [42] (см. табл. 1), поскольку она обеспечивала бы более высокую скорость прохождения жидкости по трубам, что необходимо при использовании морской воды.

Вторая многоцелевая оптимизация учитывает функции тепловой эффективности и общей стоимости.

На рис. 5 показан фронт Парето для функций эффективности и общей стоимости.

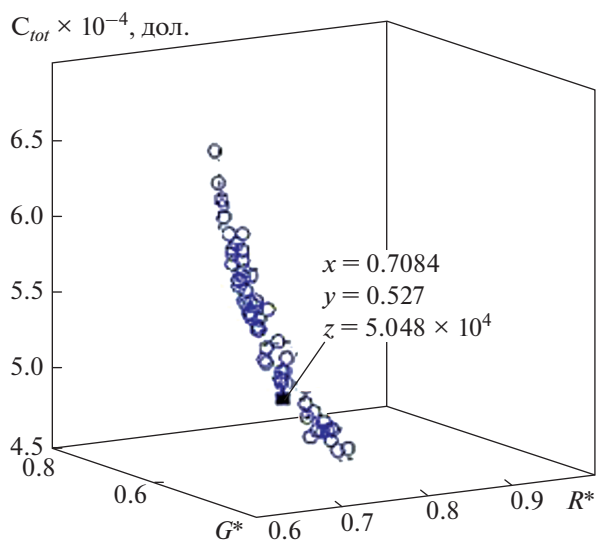


Рис. 2. Общее количество рассеянной энтранзии G^* в зависимости от теплового сопротивления R^* и общей стоимости C_{tot}

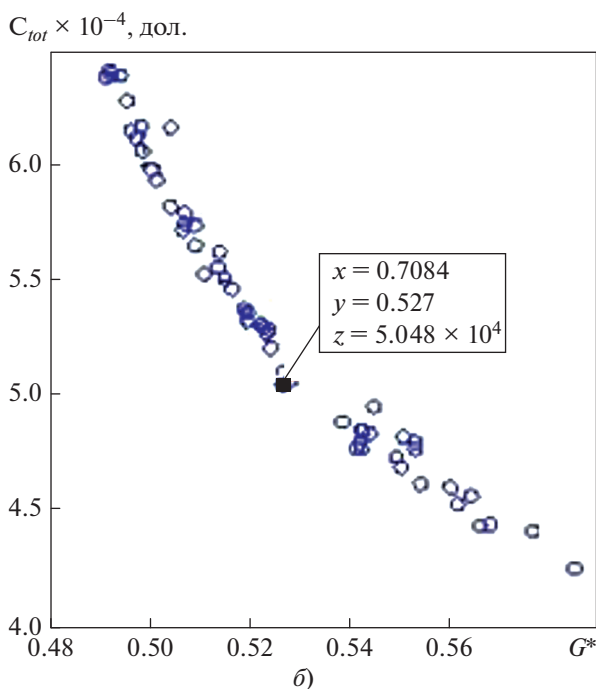
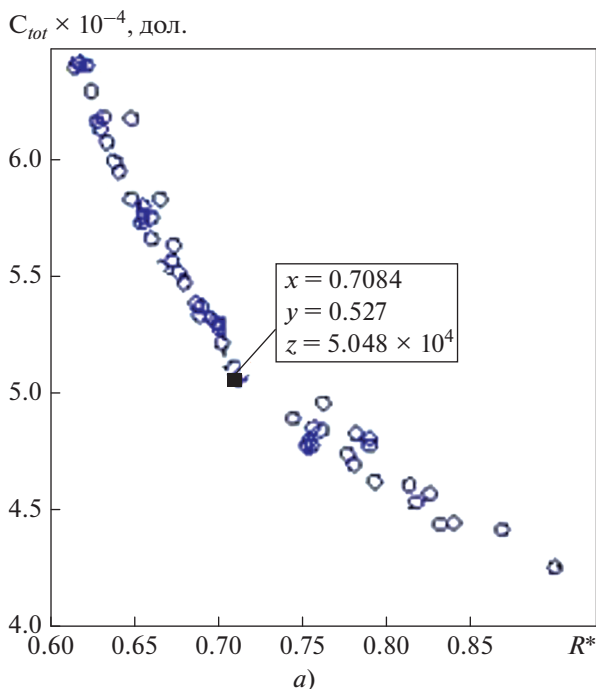


Рис. 3. Зависимость общей стоимости C_{tot} от теплового сопротивления R^* (а) и общего количества рассеянной энтропии G^* (б)

На примере фронта Парето видно, что необходимость обеспечить более высокую тепловую эффективность приводит к увеличению общей стоимости. В табл. 4 приведены наилучшие оптимизированные значения (выбранные из 21 набора полученных значений), строки 1 и 2 – в соответ-

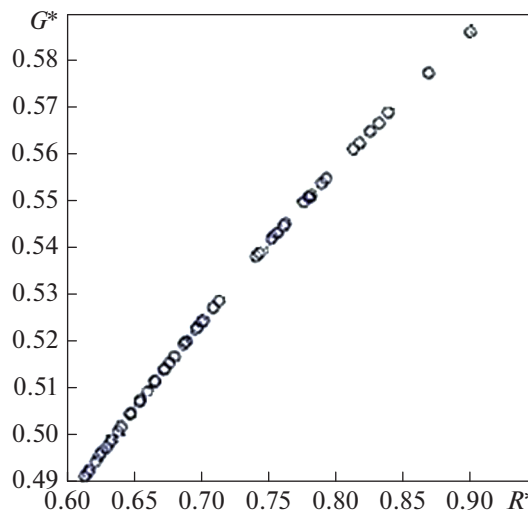


Рис. 4. Зависимость общего количества рассеянной энтропии G^* от коэффициента теплового сопротивления R^*

ствии с критерием 1, строка 3 – в соответствии с критерием 2.

Из лучших конструкций, выбранных в соответствии с критерием 1, конструкция в строке 1 является лучшей – она дает экономию 7594.6 дол., а конструкция в строке 3 имеет стоимость, близкую к указанной в литературе, но скорость жидкости в трубах будет выше, и это более удобно.

При третьей многоцелевой оптимизации анализируется взаимосвязь экологической функции и общей стоимости. На рис. 6 представлен фронт Парето для экологической функции по отношению к общей стоимости. Видно, что при максимизации экологической функции существенно повышаются общие затраты, и именно поэтому следует искать компромиссные решения. В табл. 5 приведены наилучшие оптимизированные решения: строки 1 и 2 в соответствии с критерием 1 и строка 3 в соответствии с критерием 2. Снижение общих затрат на реализацию конструкции влечет за собой уменьшение экологической функции. Это означает, что необратимость процесса теплопередачи повышается и невозможно экономить энергию без улучшения конструкции аппарата. При этом понятно, что экологическое воздействие КТ невелико, поскольку большая необратимость процесса теплообмена обусловлена наличием конечной разности температур, уменьшить которую очень трудно.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕМАТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Из приведенных ранее результатов видно, что тенденция на фронтах Парето соответствует ожидаемой при каждой оптимизации. При трехцеле-

Таблица 3. Параметры оптимальной конструкции КТ, полученные с помощью предложенной методики при $d_0 = 15.9$ мм

Номер строки	R^*	G^*	C_{tot}^* дол.	L_t , м	N_t	L_b , мм	D_s , мм	NTU	k , Вт/($m^2 \cdot K$)	Δp_t , Па	Δp_s , Па	Q , кВт	$t_{c,o}$, °C	$t_{h,o}$, °C	A_p , m^2	C_p , дол.	C_{ods} дол.	V_{Limp} м/с
1	0.91	0.59	42133	4.00	599	184	554	1.25	826	43989	54680	3575	37.4	49.7	119.6	28148	5705	1.8
2	0.61	0.49	66170	5.50	908	159	667	2.46	781	25168	76376	4444	40.4	38.7	248.6	47222	7045	1.2
3	0.61	0.49	64971	5.49	885	161	660	2.40	781	26269	75116	4423	40.3	38.9	242.3	46319	6987	1.2
4	0.72	0.53	49689	4.27	857	179	650	1.76	760	22709	48022	4078	39.1	43.3	182.8	37645	4805	1.3
5	0.80	0.56	45710	4.13	721	180	602	1.50	794	31196	52015	3852	38.3	46.2	148.7	32565	5156	1.5
6	0.91	0.59	42133	4.00	599	184	554	1.25	826	43989	54680	3575	37.4	49.7	119.6	28148	5705	1.8
7	0.62	0.49	62558	5.39	881	168	658	2.32	772	26120	68307	4391	40.2	39.3	237.1	45588	6393	1.2
8	0.90	0.59	42858	4.05	600	182	554	1.27	829	44424	56610	3603	37.5	49.3	121.2	28400	5878	1.8
9	0.71	0.53	51878	4.65	788	177	626	1.81	780	28860	58754	4112	39.2	42.9	182.7	37642	5494	1.4
10	0.73	0.54	48364	4.18	854	182	649	1.71	755	22526	45295	4038	39.0	43.8	178.3	38984	4372	1.3
11	0.82	0.56	44225	4.01	716	182	600	1.44	792	30918	49361	3792	38.1	46.9	143.1	31722	4926	1.5
12	0.87	0.58	43236	4.06	641	183	571	1.34	812	38860	53149	3679	37.7	48.4	129.7	29701	5446	1.7
13	0.78	0.55	47376	4.16	740	173	609	1.58	800	29871	55833	3912	38.5	45.4	153.7	33318	5442	1.5
14	0.65	0.51	57222	5.08	849	176	648	2.09	765	26712	59458	4283	39.8	40.7	215.1	42375	5888	1.3
15	0.82	0.56	45319	4.13	687	178	589	1.45	806	34346	54591	3802	38.1	46.8	141.6	31502	5452	1.6
16	0.66	0.51	56572	4.93	856	173	650	2.05	769	25681	59714	4263	39.7	41.0	210.2	41687	5881	1.3
17	0.65	0.50	58234	5.05	869	172	654	2.13	768	25383	61339	4306	39.9	40.4	218.9	42941	5790	1.3
18	0.68	0.52	54644	4.81	820	173	638	1.94	778	27420	59754	4199	39.5	41.8	196.7	39701	5709	1.3
19	0.71	0.53	50476	4.27	880	176	658	1.80	759	21553	48564	4108	39.2	42.9	187.3	38314	4821	1.2
20	0.64	0.50	59405	5.13	872	170	655	2.18	770	25809	63593	4329	40.0	40.1	223.2	43582	5984	1.3
21	0.66	0.51	55305	4.72	890	173	661	2.02	760	22896	55105	4246	39.7	41.2	209.4	41549	5203	1.2

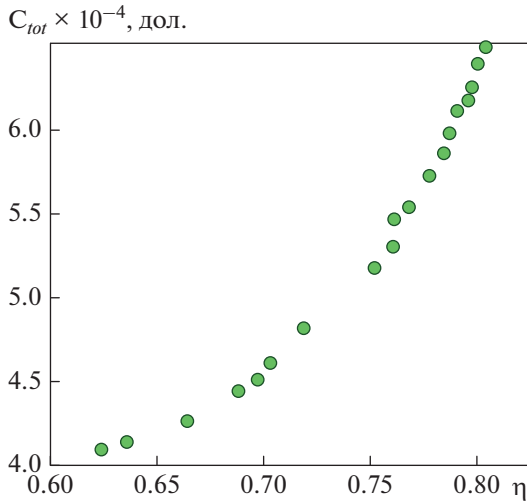


Рис. 5. Зависимость общей стоимости кожухотрубного теплообменника от его эффективности

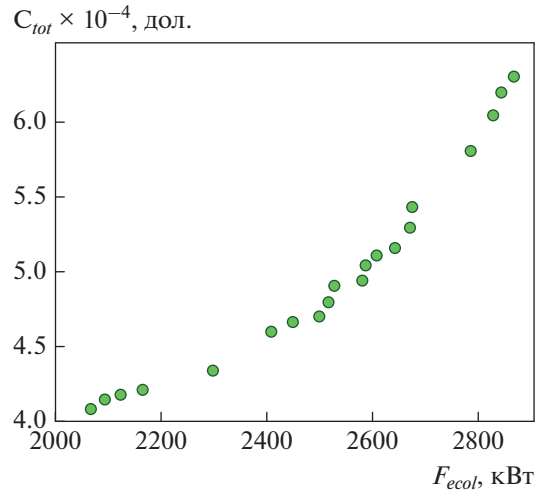


Рис. 6. Зависимость общей стоимости кожухотрубного теплообменника от экологической функции

вой оптимизации тепловая эффективность и экологическая функция максимизируются по сравнению с общей стоимостью по отдельности, а коэффициент теплового сопротивления и общее количество рассеиваемой энтропии минимизируются по сравнению с общей стоимостью в целом. В таблицах каждый из приведенных наборов значений параметров соответствует оптимальной конструкции КТ. Эти варианты не так оптимальны, как полученные при использовании точных методов, но обеспечивают удовлетворительные и последовательные решения (лучшее из лучших), причем за короткое время и с весьма высокой достоверностью. Например, коэффициенты теплоотдачи находятся в ожидаемых диапазонах, общий коэффициент теплопередачи – в диапазоне,

указанном как характерный для метанола, охлаждаемого водой [250–700 Вт/(м² · К)], перепады давления внутри труб и в межтрубном пространстве – в допустимых пределах. Значения NTU также находятся в ожидаемых диапазонах, как и общие затраты и эффективности, данные о которых приводятся в литературе.

В то же время, чтобы охладить метанол, подобный тому, который обсуждается в данном примере, его температуру нужно довести до 40–50°C. Следовательно, более низкие затраты не могут быть выбраны, поскольку требуемая тепловая нагрузка не будет достигнута, а это необходимо сделать во всех случаях. Выбор компромиссных решений (получение высоких КПД, наилучших значений экологической функции и минимально

Таблица 4. Наилучшие оптимизированные параметры конструкции на основе соотношения эффективности и общей стоимости при $d_0 = 15.9$ мм

Номер строки	η	C_{tot} , дол.	L_T , м	N_T	L_b , мм	D_s , мм	NTU	k , Вт/(м ² · К)	Δp_T , Па	Δp_s , Па	Q , кВт	$t_{c,o}$, °С	$t_{h,o}$, °С	A_p , м ²	C_i , дол.	C_{od} , дол.	V_{Lin} , м/с
1	0.75	51702	4.5	879	180.9	658	1.87	751	22407	48288	4154	39.4	42.3	196	39607	4620	1.24
2	0.76	53074	4.6	898	183.1	664	1.94	744	22050	47836	4203	39.5	41.7	206	41102	4573	1.21
3	0.78	57266	5.1	879	179.3	658	2.12	754	24826	55809	4299	39.9	40.5	222	43332	5312	1.24

Таблица 5. Наилучшие оптимизированные параметры конструкции на основе соотношения экологической функции и общей стоимости при $d_0 = 15.9$ мм

Номер строки	F_{ecol}	C_{tot} , дол.	L_T , м	N_T	L_b , мм	D_s , мм	NTU	k , Вт/(м ² · К)	Δp_T , Па	Δp_s , Па	Q , кВт	$t_{c,o}$, °С	$t_{h,o}$, °С	A_p , м ²	C_i , дол.	C_{od} , дол.	V_{Lin} , м/с
1	2642	51525	4.6	847	187	647	1.9	750	24784	48054	4146	39.3	42.4	195	39466	4661	1.29
2	2671	52881	4.8	824	187	639	1.9	755	27302	51222	4178	39.4	42.0	199	40029	4991	1.33
3	2786	58017	5.2	842	179	645	2.1	763	27911	59950	4303	39.9	40.5	220	43044	5738	1.30

возможного общего количества рассеянной энтранзии и коэффициента теплового сопротивления) позволяет достичь приемлемых значений по стоимости и желаемых значений по температуре горячей жидкости на выходе КТ. Можно отметить, что решения, выбранные в качестве наилучших, практически совпадают по стоимости и достигнутой тепловой нагрузке, а также по температуре горячей жидкости на выходе из КТ.

Полученные результаты показывают, что теплообменник представляет собой такое оборудование, которое не оказывает существенного влияния на окружающую среду, но его конструкцию всегда можно улучшить, чтобы снизить затраты, уменьшив расход топлива. Например, общая стоимость КТ снижается, если линейная скорость жидкости в трубах становится больше, чем указано в литературе. Это благоприятствует эксплуатации оборудования, особенно такого, в котором для охлаждения используется морская вода и низкие скорости ее движения по трубам теплообменника не допустимы.

Конструктивные переменные принимают одинаковые или очень близкие значения для выбранных решений. Наиболее важным из этих результатов является то, что каждый набор значений, заявленных для оптимальной конструкции, учитывает все заданные ограничения. Реализованную таким образом общую конструкцию нет необходимости дублировать или тестировать, так как механическая прочность труб и корпуса гарантируется как при воздействии сил, создаваемых действующими давлениями и температурами, так и при возникновении вибраций.

ВЫВОДЫ

1. Многоцелевая оптимизация кожухотрубного теплообменника типа E стандарта ТЕМА, выполненная с помощью генетического алгоритма второго поколения NSGA II и учитывающая технологические ограничения, позволила разработать конструкции оборудования с минимальными затратами при заданной тепловой нагрузке и геометрическими вариантами, адаптируемыми к доступному для установки пространству и наличию вспомогательных систем (например, насосного оборудования).

2. При проведении трехцелевой оптимизации кожухотрубного теплообменника получен трехмерный фронт Парето. Установлено, что целевая функция общей стоимости максимизируется не только при снижении рассеяния энтранзии и коэффициента теплового сопротивления, но и при повышении тепловой эффективности и экологической функции. Следовательно, выбор оптимальной конструкции аппарата является компро-

миссным решением, принятым на основе анализа полученных вариантов.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают признательность Национальному совету по научно-техническому развитию производительности исследовательских фондов при Министерстве науки и технологий Бразилии (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq-BRAZIL) за финансовую поддержку при выполнении исследований (проект 301811/2019-9).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Integer** programming commitment with probabilistic reserve determination / T.S. Dillon, K.W. Edwin, H.D. Kochs, R.J. Taud // IEEE Trans. Power Appar. Syst. 1978. V. 97. No. 6. P. 2154–2166. <https://doi.org/10.1109/TPAS.1978.354719>
2. **Liu X., Meng J., Guo Z.** Entropy generation extremum and entransy dissipation extremum for heat exchanger optimization // Chin. Sci. Bull. 2009. V. 54. No. 6. P. 943–947. <https://doi.org/10.1007/s11434-009-0130-6>
3. **Wu J., Liang X.** Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization // Sci. China Ser. E: Technol. Sci. 2008. V. 51. No. 8. P. 1306–1314. <https://doi.org/10.1007/s11431-008-0141-6>
4. **Cheng X., Xu X., Liang X.** Application of entransy to optimization design of parallel thermal network of thermal control system in spacecraft // Sci. China Technol. Sci. 2011. V. 54. No. 4. P. 964–971. <https://doi.org/10.1007/s11431-011-4294-3>
5. **Entransy** expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process / W. Liu, Z. Liu, H. Jia, A. Fan, A. Nakayama // Int. J. Heat Mass Transfer. 2011. V. 54. No. 13. P. 3049–3059. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.041>
6. **Chen Q., Liang X.-G., Guo Z.-Y.** Entransy theory for the optimization of heat transfer—A review and update // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 63. P. 65–81. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.019>
7. **Ferguson C.R., Kirkpatrick A.T.** Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons, 2015.
8. **Thermodynamic** analysis and multi objective optimization of performance of solar dish Stirling engine by the centrality of entransy and entropy generation / M.H. Ahmadi, M.A. Ahmadi, A. Mellit, F. Pourfayaz, M. Feidt // Int. J. Elect. Power & Energy Syst. 2016. V. 78. P. 88–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2015.11.042>
9. **Dupin N., Nielsen F., Talbi E.-G.** Unified polynomial dynamic programming algorithms for P-center variants in a 2D Pareto front // Mathematics. 2021. V. 9. No. 4. P. 453. <https://doi.org/10.3390/math9040453>
10. **Sun M., Zhang J.** Rampant false detection of adaptive phenotypic optimization by ParTI-based Pareto front

- inference // *Mol. Biol. Evol.* 2021. V. 38. No. 4. P. 1653–1664.
<https://doi.org/10.1093/molbev/msaa330>
11. **Brassard G., Bratley P.** Fundamentals of algorithmics. Prentice-Hall, Inc., 1966.
 12. **Zanakis S.H., Evans J.R.** Heuristic “optimization”: Why, when, and how to use it // *Interfaces*. 1981. V. 11. No. 5. P. 84–91.
<https://doi.org/10.1287/inte.11.5.84>
 13. **Srinivasan N., Deb K.** Multi-objective function optimisation using non-dominated sorting genetic algorithm // *Evol. Comp.* 1994. V. 2. No. 3. P. 221–248.
<https://doi.org/10.1162/evco.1994.2.3.221>
 14. **Performance** comparison of NSGA-II and NSGA-III on various many-objective test problems / H. Ishibuchi, R. Imada, Y. Setoguchi, Y. Nojima // *Proc. of the IEEE Congress on Evolutionary Computation (CEC)*. Vancouver, British Columbia, Canada, 26–29 July 2016.
<https://doi.org/10.1109/CEC.2016.7744174>
 15. **Hajabdollahi H., Ahmadi P., Dincer I.** Exergetic optimization of shell-and-tube heat exchangers using NSGA-II // *Heat Transfer Eng.* 2012. V. 33. No. 7. P. 618–628.
<https://doi.org/10.1080/01457632.2012.630266>
 16. **Damavandi M.D., Forouzanmehr M., Safikhani H.** Modeling and Pareto based multi-objective optimization of wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using CFD and NSGA-II algorithm // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 111. P. 325–339.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.120>
 17. **Rodríguez M.B.R., Rodríguez J.L.M., Fontes C.H.D.O.** Thermo ecological optimization of shell and tube heat exchangers using NSGA II // *Appl. Therm. Eng.* 2019. V. 156. P. 91–98.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.044>
 18. **Sinnott R., Towler G.** Chemical engineering design. SI ed. Butterworth–Heinemann, 2019.
 19. **Wildi-Tremblay P., Gosselin L.** Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance // *Int. J. Energy Res.* 2007. V. 31. No. 9. P. 867–885.
<https://doi.org/10.1002/er.1272>
 20. **Azad A.V., Amidpour M.** Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory // *Energy*. 2011. V. 36. No. 2. P. 1087–1096.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.11.041>
 21. **Şahin A.Ş., Kılıç B., Kılıç U.** Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm // *Energy Convers. Manage.* 2011. V. 52. No. 11. P. 3356–3362.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.07.003>
 22. **Hadidi A., Hadidi M., Nazari A.** A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view // *Energy Convers. Manage.* 2013. V. 67. P. 66–74.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.11.017>
 23. **Hadidi A., Nazari A.** Design and economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using biogeography-based (BBO) algorithm // *Appl. Therm. Eng.* 2013. V. 51. No. 1–2. P. 1263–1272.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.002>
 24. **Cartaxo S.J., Fernandes F.A.** Counterflow logarithmic mean temperature difference is actually the upper bound: A demonstration // *Appl. Therm. Eng.* 2011. V. 31. No. 6–7. P. 1172–1175.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.015>
 25. **Baffle** space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers / F.N. Taher, S.Z. Movassag, K. Razmi, R.T. Azar // *Appl. Therm. Eng.* 2012. V. 44. P. 143–149.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.03.042>
 26. **Pilot** experimental study on shell and tube heat exchangers with small-angles helical baffles / L. Zhang, Y. Xia, B. Jiang, X. Xiao, X. Yang // *Chem. Eng. Process: Process Intensif.* 2013. V. 69. P. 112–118.
<https://doi.org/10.1016/j.cep.2013.03.005>
 27. **Comparison** of aerodynamic noise and heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with continuous helical and segmental baffles / Y. Cao, H. Ke, J.J. Klemeš, M. Zeng, Q. Wang // *Appl. Therm. Eng.* 2021. V. 185. P. 116341.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116341>
 28. **Sanaye S., Hajabdollahi H.** Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers // *Appl. Therm. Eng.* 2010. V. 30. No. 14–15. P. 1937–1945.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.018>
 29. **Effectiveness**—thermal resistance method for heat exchanger design and analysis / Z. Guo, X. Liu, W. Tao, R. Shah // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2010. V. 53. No. 13–14. P. 2877–2884.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.008>
 30. **Guo J., Xu M.** The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger // *Appl. Therm. Eng.* 2012. V. 36. P. 227–235.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.043>
 31. **Frosch R.A., Gallopoulos N.E.** Strategies for manufacturing // *Sci. Am.* 1989. V. 261. No. 3. P. 144–153.
<https://doi.org/10.1038/scientificamerican0989-144>
 32. **Lowe E.A., Evans L.K.** Industrial ecology and industrial ecosystems // *J. Cleaner Production.* 1995. V. 3. No. 1–2. P. 47–53.
[https://doi.org/10.1016/0959-6526\(95\)00045-G](https://doi.org/10.1016/0959-6526(95)00045-G)
 33. **Angulo-Brown F.** An ecological optimization criterion for finite-time heat engines // *J. Appl. Phys.* 1991. V. 69. No. 11. P. 7465–7469.
<https://doi.org/10.1063/1.347562>
 34. **Grazzini G., Gori F.** Entropy parameters for heat exchanger design // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1988. V. 31. No. 12. P. 2547–2554.
[https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90180-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90180-9)
 35. **Sekulic D.** The second law quality of energy transformation in a heat exchanger // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 1990. V. 112. P. 295–300.
<https://doi.org/10.1115/1.2910375>
 36. **Drost M., White M.** Numerical predictions of local entropy generation in an impinging jet // *J. Heat Transfer.* 1991. V. 113. P. 7.
<https://doi.org/10.1115/1.2911209>
 37. **Hesselgreaves J.** Rationalisation of second law analysis of heat exchangers // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2000. V. 43. No. 22. P. 4189–4204.
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00364-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00364-6)

38. **Bejan A.** Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes. USA, 2013.
39. **Caputo A.C., Pelagagge P.M., Salini P.** Heat exchanger design based on economic optimisation // *Appl. Therm. Eng.* 2008. V. 28. No. 10. P. 1151–1159. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.08.010>
40. **Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects / M. Taal, I. Bulatov, J. Klemes, P. Stehlik // *App. Therm. Eng.* 2003. V. 23. No. 14. P. 1819–1835. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00136-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00136-4)**
41. **Afzal A., Kim Kwang-Yong.** Three-objective optimization of a staggered herringbone micromixer // *Sensors Actuators, B: Chemical.* 2014. V. 192. P. 350–360. <https://doi.org/10.1016/j.snb.2013.10.109>
42. **Fettaka S., Thibault Jules, Gupta Yash.** Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2013. V. 60. P. 343–354. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.12.047>

Multi-Objective Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers According to Different Expressions of the Second Law of Thermodynamics

**M. B. R. Rodríguez^{a, *}, J. L. M. Rodríguez^a, M. Martins^a, O. P. de Lima^b, S. B. Santiago^c,
M. R. Maduro^b, M. C. de Oliveira Junior^c, and N. J. de Oliveira Júnior^b**

^a *Federal University of Bahia, Polytechnic Institute, Ondina, Salvador, 40170-110 Brazil*

^b *Amazonas State University, Manaus, Brazil*

^c *Amazonas Federal University, Belem, Ananindeua, Brazil*

**e-mail: jorgemoyar@gmail.com*

Abstract—Shell-and-tube type heat exchangers (STHE) are the most important part of non-combustion heat transfer equipment in industrial processes. The literature provides extensive information on various methods of optimizing the design of STHE, however, as a rule, it is carried out only with the aim of minimizing costs as an objective function. In this paper, it is proposed to use multi-purpose optimization of STHE using new thermodynamic and environmental expressions as objective functions. Its implementation is possible with the use of genetic algorithms of the second generation. The paper presents a procedure and a mathematical model for multi-purpose optimization, in which five objective functions are proposed to be used: the coefficient of thermal resistance, thermal efficiency, environmental function, total cost, including operating costs, and the total amount of dissipated entransy. The concept of entransy is proposed for the first time to create a new ecological function used as a criterion for optimizing STHE. The novelty of the proposed work lies in the fact that it optimizes simultaneously taking into account mechanical and vibration limitations, the design of the heat exchanger, as well as taking into account the parameters of thermohydraulic processes occurring in it. The approbation of the methodology was carried out on the basis of a specific case study, which had previously been repeatedly used by various authors to verify the results obtained. The multi-purpose optimization of the STHE made it possible to develop design options with minimal costs at a given thermal load and with geometric options that are adaptable to the space available for installation and the availability of auxiliary systems.

Keywords: entransy, optimization, shell-and-tube heat exchanger, the second law of thermodynamics, environmental efficiency, thermal resistance, cost, objective function, energy saving, irreversibility of the heat transfer process