

УДК 66.045.01

**О. П. Арсеньева**, канд. техн. наук

**А. В. Демирский**

**Г. Л. Хавин**, канд. техн. наук

Национальный технический университет «ХПИ»,  
АО «Содружество-Т», (г. Харьков, gennadiy.khavin@mail.ru)

## **ОДИН ПОДХОД К РАСЧЕТУ ОПТИМАЛЬНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

*Рассмотрена задача теплового и гидравлического расчетов пластинчатого теплообменника. Получено аналитическое соотношение для определения оптимальной величины допустимых потерь давления при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата, исходя из критерия минимума приведенных затрат. Эффективность решения продемонстрирована при расчете подогревателя сахарного сока перед выпаркой.*

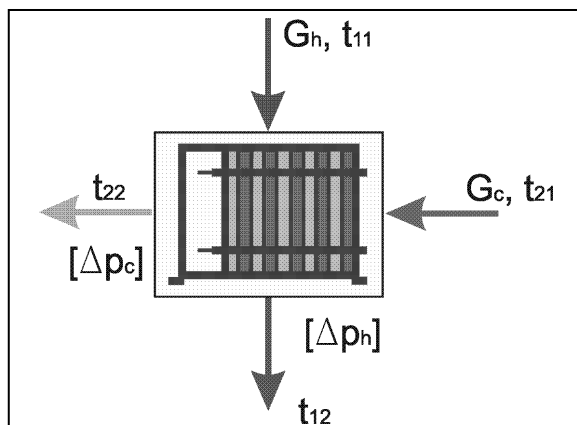
*Розглянута задача теплового та гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника. Одержано аналітичне співвідношення щодо визначення оптимальної величини допустимих втрат тиску при проектуванні пластинчатого теплообмінного апарата, на основі критерію мінімуму приведених витрат. Ефективність розв'язку продемонстрована при розрахунку підігрівника цукрового соку перед випаровуванням.*

Задача теплового расчета пластинчатого теплообменного аппарата представляет собой задачу определения теплопередающей поверхности путем совместного решения уравнения теплопередачи и теплового баланса при заданных расходах, температурном графике и потерях давления в теплообменнике. Подбор пластинчатого теплообменника на заданные условия эксплуатации при имеющемся математическом обеспечении на первый взгляд выглядит чрезвычайно простым. Однако за кажущейся простотой скрывается множество внутренних ограничений, неучет которых приводит к выбору теплообменного аппарата с поверхностью теплопередачи, далекой от оптимальной или рациональной. Учитывая, что пластинчатые теплообменники все шире внедряются во все отрасли производства и особенно в коммунальное хозяйство, задача оптимального расчета пластинчатых теплообменных аппаратов приобретает все большую актуальность.

Основополагающими работами в принципиальной постановке задачи комплексной оптимизации теплообменного оборудования были работы Каневца Г. Е. [1], учитывающие экономические аспекты выбора кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Главной идеей в такой постановке был расчет теплообменника или системы теплообменников по приведенным затратам. Однако в практике проектирования представленные методы не нашли своего применения главным образом из-за несоответствия экономических критериев и рыночных отношений. Кроме того, подавляющее большинство цен и прейскурантов для оценки капитальных затрат относились к единице веса. Это вызывало серьезные затруднения при расчете коэффициентов, зависящих от величины поверхности, конструкции и материального исполнения аппарата. Пластинчатые теплообменные аппараты, напротив, в отличие от кожухотрубчатых, имеют значительно меньший вес и принципиально иной расчет стоимости в силу высокой унификации конструкции.

В настоящее время, когда при проектировании нового оборудования или модернизации уже имеющегося на первое место выступает величина всех видов финансовых затрат, для расчета пластинчатых теплообменников необходимо иметь методы и алгоритмы комплексной оптимизации и, в первую очередь, по экономическим критериям.

Теплообменный аппарат обычно входит в состав какой-либо теплотехнической системы или может работать автономно, к примеру, в тепловом пункте системы теплоснабже-



**Рис. 1. Тепловые и гидравлические параметры для расчета теплообменного аппарата**

ния и горячего теплоснабжения (ГВС). В обоих случаях под оптимальным выбором будем понимать только расчет теплообменного аппарата по выбранному критерию оптимизации при заданных технических ограничениях, без учета его связи с другими элементами теплотехнической системы.

Будем различать две постановки задачи проектирования теплообменника: полностью новый проект с выбором насосного оборудования и модернизацию, например, замену установленного кожухотрубчатого теплообменника на пластинчатый, без изменения конфигурации системы, обслуживающей теплообменный аппарат. Для второй схемы условия

расчеты более жесткие, так как включают в себя дополнительные ограничения, связанные с потерей давления на прокачивание теплоносителей через аппарат.

В общем случае задаются технические условия для задачи подбора пластинчатого теплообменника, см. рис. 1. Здесь  $G_h, t_{11}, t_{12}$  – расход (например, массовый в кг/ч), входная и выходная температура греющего теплоносителя;  $G_c, t_{21}, t_{22}$  – расход, входная и выходная температура нагреваемого теплоносителя;  $[\Delta p_h], [\Delta p_c]$  – допустимые потери давления при прокачивании через теплообменник, греющего и нагреваемого теплоносителей, кПа, которые должны подчиняться неравенству

$$[\Delta p_{i\min}] \leq [\Delta p_i] \leq [\Delta p_{i\max}], \quad i = 1, 2. \quad (1)$$

В неравенстве (1)  $[\Delta p_{i\min}]$  – минимально допустимые потери давления, которые, как правило, зависят от величины минимальной скорости теплоносителя в каналах теплообменника, обеспечивающей его работоспособность, например, минимальное загрязнение теплопередающей поверхности пластины;  $[\Delta p_{i\max}]$  – максимально допустимые потери давления, которые зависят от мощности установленного насосного оборудования.

В качестве допущений в постановке задачи примем следующее:

- рассматриваем расчет теплообменного аппарата типа «жидкость – жидкость» без фазового перехода теплоносителя в каналах;
- процесс теплообмена стационарный;
- схема движения в каналах теплообменника противоток или прямоток;
- запас поверхности аппарата не проектируется;
- загрязнение в процессе эксплуатации не рассматривается.

Уравнение теплопередачи для такого аппарата имеет вид

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{ln},$$

где для теплообмена жидкость-жидкость приняты традиционные обозначения:  $Q$  – тепловая нагрузка, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи аппарата, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – теплопередающая поверхность, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{ln}$  – средний логарифмический температурный напор, °С.

Задача расчета теплообменника заключается в определении минимальной поверхности теплообмена, удовлетворяющей заданным техническим условиям по передаче тепла (рис.1) и условиям по потерям давления (1). Однако в такой постановке априори предусматривается задание фиксированного значения потерь давления при прохождении жидкостей через аппарат. В большинстве реальных приложений именно величина допустимых потерь давления определяет поверхность теплообмена рассчитанного пластинчатого аппарата, что будет показано ниже. При модернизации имеющегося оборудования (замена теплообменника) эта величина субъективно определяется из мощности насосов, обеспечивающих подачу теплоносителей. При проектировании нового оборудования возможности варьирования ве-

личинной допустимых потерь давления несколько шире, но по-прежнему выбор является субъективным.

С экономической точки зрения по стоимости теплообменник относят к капитальным затратам, а стоимость прокачивания теплоносителей – к эксплуатационным. В этом случае формулируют задачу минимизации приведенных затрат  $C_{mc}$ , грн, при модернизации или проектировании теплообменного узла с установкой пластинчатого теплообменного оборудования, которая может быть представлена в виде

$$C_{mc} = C_{tr} + C_{use} + E \cdot C_{he}, \quad (2)$$

где  $C_{tr}$  – транспортные расходы или стоимость прокачивания греющего и нагреваемого теплоносителей через аппарат в течение предполагаемого срока эксплуатации, грн;  $C_{use}$  – эксплуатационные расходы на поддержание работоспособности теплового узла, грн;  $C_{he}$  – стоимость пластинчатого теплообменника с учетом налога на добавленную стоимость, доставкой, установкой и обвязкой, грн;  $E$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, который обычно трактуется как величина, обратная нормативному сроку окупаемости внедряемого оборудования. В каждом конкретном случае коэффициент  $E$  в расчетах может принимать свое значение, как правило, эта величина берется равной 0,25 – 0,15, что соответствует сроку окупаемости от 4 до 6,7 лет.

Иногда к приведенным затратам относят стоимость теплоносителей, участвующих в теплообмене. В данной постановке задачи, когда число теплоносителей и их стоимость определяются не процессом теплообмена, а массовым и тепловым балансом некоторой системы, куда входит теплообменный узел, эту стоимость можно не учитывать.

В случае проектирования нового теплового узла к капитальным затратам могут быть отнесены стоимость насосных узлов, их установки, обвязки и т. д. Здесь и в дальнейшем будем рассматривать задачу модернизации, т.е. замены старого теплообменного оборудования на новое пластинчатое.

Стоимость пластинчатого теплообменника заданной марки определяется как

$$C_{he} = C_{fr} + C_{pl} \cdot n, \quad (3)$$

где  $C_{fr}$  – стоимость рамы пластинчатого аппарата, включающая в себя стоимость неподвижной и подвижной плит, несущей и опорной балок, комплекта стяжных болтов и другие принадлежности;  $C_{pl}$  – стоимость одной пластины (с прокладкой) данного типоразмера, установленной в аппарате;  $n$  – число пластин в аппарате. В общем случае стоимость рамы теплообменника  $C_{fr}$  зависит от количества пластин, так как чем больше пластин, тем длиннее несущая и опорная балки, стяжные болты, однако этой разницей в стоимости будем пренебрегать, ориентируясь на некоторую среднюю величину.

Стоимость транспортных расходов на прокачивание теплоносителей можно рассчитывать как стоимость электроэнергии

$$C_{tr} = (E_h + E_c) \cdot c_{ee}, \quad (5)$$

где  $c_{ee}$  – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии для перекачивания греющего и нагреваемого теплоносителей;  $E_h$ ,  $E_c$  – расход электроэнергии на прокачивание их через теплообменник. Здесь и далее индексы  $h$  и  $c$  соответствуют греющему и нагреваемому теплоносителям.

Эксплуатационные расходы могут быть представлены в виде

$$C_{use} = C_{cl} + C_{da} + C_{other}, \quad (5)$$

где  $C_{cl}$  – очистка и мойка пластин, дефектация и замена прокладок;  $C_{da}$  – разборка и сборка теплообменника;  $C_{other}$  – прочие расходы. Для большинства теплообменных аппаратов, например кожухотрубных, эксплуатационные расходы учитываются через коэффициент амортизационных отчислений  $A_m$ , который принимается как доля от стоимости аппарата в целом. Чаще всего эта величина берется как  $A_m = 0,15$ . Однако такое высокое значение отчислений на обслуживание для пластинчатых теплообменников является спорным, и, по всей видимости, эта величина должна быть функцией марки аппарата и количества пластин в пакете пластинчатого теплообменника.

Таким образом, задача свелась к расчету такого теплообменника (данной марки с такой площадью теплопередающей поверхности), который при заданной тепловой нагрузке и температурных режимах (особенно по теплоносителю, который связан с параметрами процесса всей системы, куда входит теплообменник) обеспечит минимум приведенных затрат (2) при выполнении ограничений по потерям давления (1).

Поверхность теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата в общем случае можно представить как функцию, зависящую от трех параметров

$$F = f(\Delta p_h, \Delta p_c, \Delta t_{1n}),$$

где  $\Delta p_h, \Delta p_c$  – гидравлическое сопротивление или потери давления по греющей и нагреваемой сторонам. В большинстве технических приложений величина  $\Delta t_{1n}$  задается из требований соблюдения технологического процесса и является фиксированной. Поэтому в реальных условиях поверхность пластинчатого теплообменного аппарата определяется допустимым гидравлическим сопротивлением, более которого потери давления в аппарате не допускаются.

Обычно при проектировании теплообменника один из теплоносителей должен максимально удовлетворять заданным потерям давления, и этот теплоноситель, который, как правило, связан с технологическими параметрами процесса, определяет гидравлический и тепловой режимы работы аппарата. Следовательно, задача определения минимальной поверхности теплообмена сводится к определению оптимального гидравлического сопротивления по одному из теплоносителей. Представим каждую из составляющих приведенных затрат (3)–(5) как функцию потерь давления по одному из теплоносителей, например нагреваемому.

Рассмотрим одноходовый противоточный аппарат с симметричной компоновкой пакета. Капитальные затраты на теплообменник (3) представим в виде

$$C_{he} = C_{fr} + C_{pl} \cdot (2 \cdot m_{ch} + 1) = C_{fr} + C_{pl} \cdot \left( 2 \frac{V}{w \cdot f_{ch}} + 1 \right), \quad (6)$$

где  $m_{ch}$  – число каналов по греющей или нагреваемой стороне;  $V$  – объемный расход теплоносителя через теплообменник, м<sup>3</sup>/с;  $w$  – средняя скорость в канале, м/с;  $f_{ch}$  – площадь поперечного сечения канала, образуемая двумя смежными пластинами, м<sup>2</sup>.

Потери давления по теплоносителю  $\Delta p$ , Па, в пакете пластин рассчитываются из соотношения

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \leq [\Delta p], \quad (7)$$

где  $\rho$  – средняя плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $l_{pr}$  – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины  $f_{pl}$  к ее ширине  $b$ ;  $d_{ekv}$  – эквивалентный диаметр, м, который принимается равным двум высотам гофры. Величина  $\zeta$  – коэффициент гидравлического трения, являющийся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки), который рассчитывается по формуле  $\zeta = B \cdot Re^m$ , где  $Re = w \cdot d_{ekv} / \nu$  – число Рейнольдса,  $B, m$  – постоянные;  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с. Учитывая требование максимального удовлетворения заданному перепаду давления в аппарате, можно записать

$$w = \left[ \frac{[\Delta p]}{B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{\nu} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}} \right]^{\frac{1}{2-m}}. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (6), получим выражение для стоимости теплообменника как функцию от заданных допустимых потерь давления для одного из теплоносителей.

Величину эксплуатационных расходов будем учитывать через коэффициент амортизационных отчислений  $A_m$ , который зависит от стоимости аппарата. Расходы на обслуживание и эксплуатацию аппарата представим в виде  $C_{use} = A_m \cdot C_{he}$ .

Расходы на транспортировку (прокачивание) теплоносителей, т. е. расход электроэнергии на прохождение теплоносителей через теплообменник, может быть рассчитан по формуле

$$E_h = \frac{\Delta p_h \cdot V_h}{\eta_h} \cdot h_{our} \cdot c_{ee} \quad \text{и} \quad E_c = \frac{\Delta p_c \cdot V_c}{\eta_c} \cdot h_{our} \cdot c_{ee},$$

где  $\Delta p_h, \Delta p_c$  – потери давления,  $V_h, V_c$  – объемный расход;  $\eta_h, \eta_c$  – КПД насосов по стороне греющего и нагреваемого теплоносителей;  $h_{our}$  – общее число часов работы насосного оборудования.

Не уменьшая общности рассуждений, положим, что основным технологическим потоком, лимитирующим по допустимым потерям давления, является нагреваемый поток. Для потерь давления по теплоносителям можно записать

$$w_c = K_c \cdot [\Delta p_c]^{2-m} \quad \text{и} \quad w_h = K_h \cdot \Delta p_h^{2-m},$$

где  $K_c = \left[ B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{v_c} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_c \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{-\frac{1}{2-m}}$  и  $K_h = \left[ B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{v_h} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_h \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}} \right]^{-\frac{1}{2-m}}$ .

Величина потерь давления по нагреваемой стороне  $\Delta p_h$  может быть определена с использованием массового баланса теплоносителей, протекающих по каналам теплообменника, а именно, соотношения

$$\frac{V_h}{w_h} = \frac{V_c}{w_c}, \quad \text{откуда} \quad \frac{V_h}{V_c} = \frac{w_h}{w_c}. \quad (9)$$

Используя выражение (7) для расчета потерь давления, запишем отношение этих величин для греющей и нагреваемой сторон

$$\frac{\Delta p_h}{\Delta p_c} = \left( \frac{Re_h}{Re_c} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_h \cdot w_h^2}{\rho_c \cdot w_c^2}.$$

Подставляя значение числа Рейнольдса, преобразуем это выражение

$$\frac{\Delta p_h}{\Delta p_c} = \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{w_h}{w_c} \right)^{2-m}$$

или с учетом (9) получим

$$\frac{\Delta p_h}{\Delta p_c} = \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m}.$$

Из последнего выражения, принимая  $\Delta p_c = [\Delta p_c]$ , можно определить потери давления по греющей стороне

$$\Delta p_h = \Delta p_c \cdot \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m}. \quad (10)$$

Положим в выражении (10)  $\Delta p_c = [\Delta p_c]$ , где  $[\Delta p_c]$  – допустимые потери давления в пакете пластин теплообменника по стороне нагреваемого теплоносителя. Общие потери давления складываются из потерь давления в присоединениях, коллекторе и аппарате. Они обычно представляются в виде

$$\Delta p_{all} = \Delta p_{all} + \Delta p_p, \quad (11)$$

где  $\Delta p_p$  – потери давления, Па, в присоединениях и коллекторе аппарата, которые рассчитываются по формуле

$$\Delta p_p = \zeta_p \cdot \frac{\rho w_p^2}{2}, \quad (12)$$

где  $w_p$  – скорость теплоносителя в коллекторе и присоединениях теплообменника, м/с;  $\zeta_p$  – коэффициент гидравлического сопротивления в коллекторе и присоединениях, в большинстве литературных источников эту величину рекомендуется принимать  $\zeta_p = 1,5$ .

С учетом (10)–(12) общее выражение для приведенных затрат запишется в виде

$$C_{mc} = \left[ \frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left( [\Delta p_c] \cdot \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_c] + \Delta p_{pc}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} + (A_m + E) \cdot \left[ C_{fr} + C_{pl} \cdot \left( \frac{2V_c \cdot [\Delta p_c]^{\frac{1}{2-m}}}{f_{ch} \cdot K_c} + 1 \right) \right]. \quad (13)$$

Введем обозначения

$$K_{use} = \left[ \frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left( [\Delta p_c] \cdot \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_c] + \Delta p_{pc}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee},$$

$$K_{cap} = \frac{(A_m + E) \cdot 2V_c}{f_{ch} \cdot K_c}.$$

Тогда выражение (13) примет вид

$$C_{mc} = K_{use} + (A_m + E) \cdot C_{fr} + C_{pl} \cdot \left( K_{cap} \cdot [\Delta p_c]^{\frac{1}{2-m}} + 1 \right).$$

Оптимальное значение  $[\Delta p_c]$ , обеспечивающее минимум целевой функции  $C_{mc}$  (приведенных затрат), может быть найдено, приравняв значение первой производной  $\frac{dC_{mc}}{d[\Delta p_c]} = 0$ .

Тогда после дифференцирования получим

$$[\Delta p_c] = \left( - \frac{K_{use}^* \cdot (m-2)}{C_{pl} \cdot K_{cap}} \right)^{\frac{m-2}{3-m}}. \quad (14)$$

где  $K_{use}^* = \left[ \frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left( \left( \frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left( \frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left( \frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee}$ .

Соотношение (14) позволяет найти допустимое значение потерь давления по нагреваемому теплоносителю, при котором целевая функция, сформулированная как приведенные затраты, имеет минимум.

В качестве примера, демонстрирующего предложенную методику, рассмотрим расчет пластинчатого подогревателя сахарного сока перед выпариванием, с использованием в качестве греющего теплоносителя конденсата. Исходные данные для расчета принимались следующими (рис. 1):  $G_c = 300000$  кг/ч сока,  $t_{11} = 112^\circ\text{C}$ ,  $t_{12} = 92^\circ\text{C}$ ,  $t_{21} = 88^\circ\text{C}$ ,  $t_{22} = 94^\circ\text{C}$ .

Для подогрева сахарного сока перед выпаркой в качестве дополнительного ограничения необходимо принять требование минимально допустимой скорости сока в каналах аппарата, выполнение которого косвенным образом гарантирует достаточно низкую интенсивность процесса отложений на поверхности пластин. По стороне конденсата, который затем подается в котельную, никаких дополнительных условий не налагается. Минимально

допустимая скорость в каналах может быть получена из выполнения условия по величине касательного напряжения на стенке (поверхности) пластины. Обычно для пластинчатых теплообменников это условие формулируется в виде

$$\tau = f \frac{\rho w^2}{2} \leq [\tau], \quad (15)$$

где  $[\tau]$  – минимально допустимое касательное напряжение на стенке, Па;  $f$  – коэффициент трения. Из соотношения (15) минимально допустимая скорость

$$[w_{\min}] \geq \sqrt{\frac{2 \cdot [\tau]}{\rho \cdot f}}.$$

Зная значение минимально допустимой скорости в канале, можно определить минимально допустимые потери давления  $[\Delta p_{i\min}]$ , меньше которых в расчетах задаваться нельзя

$$[\Delta p_{i\min}] \geq B \cdot \left( \frac{[w_{\min}] \cdot d_{ekv}}{\nu} \right)^{-m} \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho \cdot [w_{\min}]^2}{2}.$$

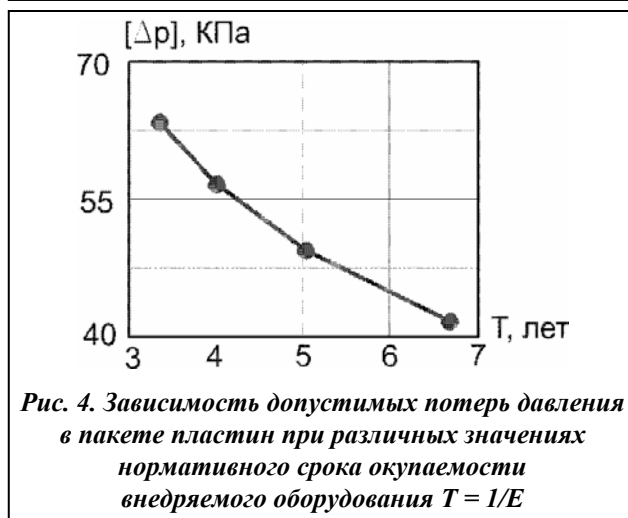
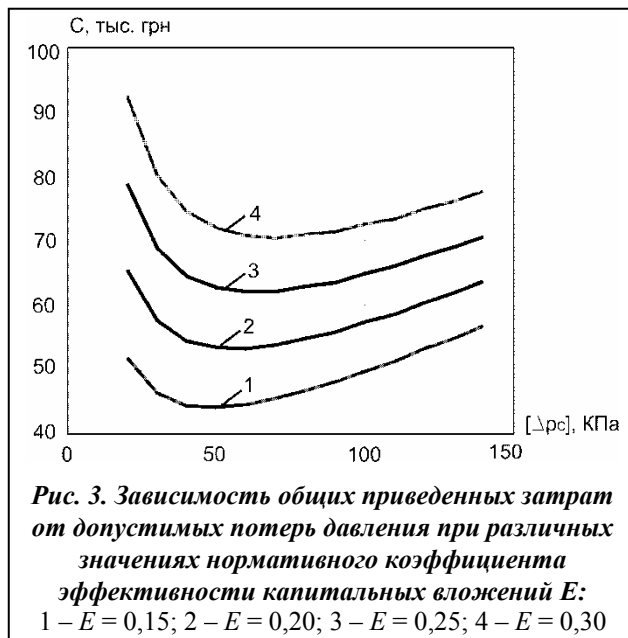
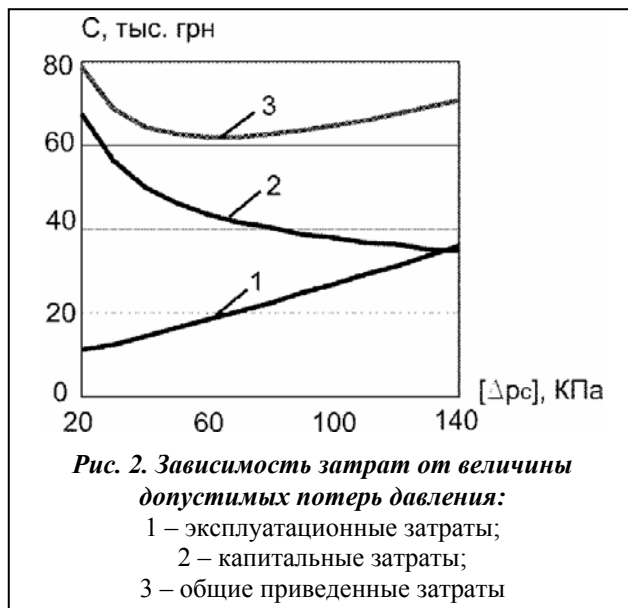
Примем к установке теплообменник марки М15М производства фирмы «Альфа Лаваль» с геометрическими параметрами: высота гофры 4,0 мм; ширина пластины 0,45 м; эквивалентный диаметр 8 мм; площадь пластины 0,56 м<sup>2</sup>; площадь канала 1,8·10<sup>-3</sup> м<sup>2</sup>; приведенная длина 1,244 м. Из опыта эксплуатации пластинчатых подогревателей этой фирмы известно, что минимально допустимое значение касательного напряжения на стенке для чистого сахарного сока должно быть не менее 50 Па. Среднее значение плотности сахарного сока для заданного температурного режима  $\rho = 1035$  кг/м<sup>3</sup>, коэффициент трения  $f = 0,133$ . Подставляя данные в выражение (25), получим, что минимально допустимая скорость в канале должна быть  $[w_{\min}] = 0,862$  м/с. Подставляя значения  $[w_{\min}]$ , среднее значение кинематической вязкости для сока 6,929·10<sup>-7</sup> м<sup>2</sup>/с, а также значения коэффициентов  $B = 1,632$  и  $m = 0,11$  [2], получим  $[\Delta p_{i\min}] \geq 35$  КПа.

Таким образом, внутренним ограничением для данной конкретной задачи является тот факт, что при расчете теплообменника потери давления по стороне сахарного сока должны приниматься не менее 35 КПа.

В качестве данных для расчета эксплуатационных затрат примем: время работы аппарата круглосуточное (24 ч); время работы в году 120 суток; стоимость 1 кВт·ч электроэнергии 0,68 грн, КПД насосов 70%. Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин: коэффициенты динамической вязкости  $\mu_h = 0,2865 \cdot 10^{-3}$  и  $\mu_c = 0,7174 \cdot 10^{-3}$  кг/(м·с); средняя плотность  $\rho_h = 959,9$  и  $\rho_c = 1035$  кг/м<sup>3</sup>; объемный расход  $V_h = 0,0245$  и  $V_c = 0,0805$  м<sup>3</sup>/с.

Стоимость теплообменника вычисляется по линейной зависимости (4). Для пластинчатого теплообменника марки М15М производства «Альфа Лаваль», используя прайс-листы этой фирмы, для количества пластин  $20 \leq n \leq 200$  были получены следующие значения коэффициентов:  $C_{fr} = 5968,7$  и  $C_{pl} = 87,62$  €. Величины получены без учета НДС, доставки и обвязки аппарата.

Нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений  $E$  примем равным 0,25, что соответствует сроку окупаемости оборудования – 4 года. Как уже упоминалось выше, для кожухотрубных теплообменников коэффициент амортизационных отчислений  $A_m$  принято принимать 0,15 от стоимости теплообменника. Однако для пластинчатых теплообменников такое значение является сильно завышенным, так как обслуживание этих аппаратов, включая полную разборку-сборку и чистку, несомненно, менее трудоемкий и затратный процесс. Опыт эксплуатации пластинчатых аппаратов показал, что эта величина при однократном обслуживании в течение нормативного времени работы не превышает 2 – 3%. В данном конкретном случае подогреватель сахарного сока работает без остановки в течение всего сезона сахароварения (около 120 дней) и подлежит чистке по окончании этого сезона. Поэтому в расчетах принят коэффициент  $A_m = 0,025$ . В качестве эмпирических коэф-



фициентов величины гидравлического трения, входящих в соотношение (7), для теплообменника марки М15М производства фирмы «Альфа Лаваль» приняты значения:  $B = 1,632$ ,  $m = 0,11$  [2], полученные в результате численных экспериментов по программе CAS 200.

Подставляя заданные значения в соотношения  $K_{use}$  и  $K_{cap}$ , из (14), получим  $[\Delta p_c] = 56,8$  КПа, с учетом потерь давления в присоединениях и коллекторе, которое для условий данной задачи по стороне нагреваемого сока равно примерно 4 КПа. Общие рекомендуемые к расчету допустимые потери давления по стороне сока равны ~60 КПа.

На рис. 2 представлена зависимость эксплуатационных, капитальных и приведенных затрат для описанной выше задачи как функции от задаваемых допустимых потерь давления по стороне сока  $[\Delta p_c]$ , при значениях  $A_m = 0,025$  и  $E = 0,25$ . Из рисунка можно видеть, что минимум общих приведенных затрат приходится на допустимые потери давления ~ 60 КПа.

Рассчитанный при таких допустимых потерях давления теплообменник марки М15М имеет 83 пластины. Его стоимость с учетом налога на добавленную стоимость 20%, доставки, установки и обвязки в пределах 5% от стоимости, составляет 16683,7 € или 175180 грн (из расчета 1 € = 10,5 грн). Эксплуатационные затраты в течение срока эксплуатации составят 18260 грн, общие приведенные годовые затраты равны 62055 грн.

На рис. 3 представлена зависимость общих приведенных затрат от допустимых потерь давления при различных значениях нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений. Анализ кривых показывает, что с уменьшением нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений (увеличение срока окупаемости) оптимальное значение допустимых потерь давления уменьшается. Зависимость допустимых потерь давления в пакете пластин при различных значениях нормативного срока окупаемости внедряемого оборудования представлена на рис. 4. Из



рисунка можно видеть некоторое увеличение оптимального значения допустимых потерь давления с увеличением нормативного коэффициента эффективности капитальных вложений. Это связано со снижением доли капитальных затрат в общих приведенных годовых затратах.

Таким образом, получено аналитическое соотношение для определения оптимальной величины допустимых потерь давления при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата, исходя из критерия минимума приведенных затрат. Эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете подогревателя сахарного сока перед выпаркой.

### Литература

1. Каневец Г. Е. Теплообменники и теплообменные системы / Г. Е. Каневец. – Киев: Наук. думка, 1981. – 272 с.
2. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении / Л. Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П. А. КАПУСТЕНКО, Г. Л. ХАВИН, О. П. АРСЕНЬЕВА. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448 с.

Поступила в редакцию  
27.01.11

УДК 631.2

**А. П. Слесаренко**<sup>\*</sup>, д-р фіз.-мат. наук

**О. С. Сорока**<sup>\*\*</sup>, канд. фіз.-мат. наук

<sup>\*</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А. Н. Підгорного НАН України  
(м. Харків, E-mail: slesarenko@ipmach.kharkov.ua)

<sup>\*\*</sup> Харківський національний університет радіоелектроніки ім. М. К. Янгеля  
(E-mail: a.s.sorok@gmail.com)

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЇ ПІДЛОГ ПРИМІЩЕНЬ З УРАХУВАННЯМ МАКСИМАЛЬНОГО ТЕПЛОАКУМУЛЮВАННЯ В СИСТЕМІ ОБІГРІВУ

*На базі розв'язання серії обернених задач теплопровідності запропонований новий підхід щодо ідентифікації енергопотоків у багаторівневій системі обігріву при структурно-функціональному керуванні рівнем нагрівання поверхні підлоги приміщення для забезпечення заданих стандартів нагріву. Вирішені задачі ідентифікації баз даних для енергопотоків з урахуванням процесів відтоків тепла через бічні стінки нагрівальної системи. Побудовані енергограми для систем нагрівальних елементів і температурні розподіли на поверхні підлоги, що характеризують ступінь його термостабілізації.*

*На базе решения серии обратных задач теплопроводности предложен новый подход для идентификации энергопоток в многоуровневой системе обогрева при структурно-функциональном управлении уровнем нагрева поверхности пола помещения для обеспечения заданных стандартов нагрева. Решены задачи идентификации баз данных для энергопоток с учетом процессов потерь тепла через боковые стенки нагревательной системы. Построены энергограммы для систем нагревательных элементов и температурные распределения на поверхности пола, которые характеризуют степень его термостабилизации.*

### Вступ

Системи електричного опалення демонструють помітне поширення завдяки високому рівню ефективності, надійності, регульованості, високим можливостям забезпечення комфортних умов для людей і персоналу в житлових і виробничих приміщеннях. Поєднання таких систем опалення із теплоакумлюючими будівельними конструкціями дозволяє при електроспоживанні використовувати нічну «недовантаженість» систем електропостачання