

УДК 519.17:542.45

МЕТОДИКА ФОРМИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ ПОВЫШЕННОЙ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

Пастушенко С. И.¹, д.т.н.

Пастушенко А. С.², к.т.н.,

¹Черноморский государственный университет имени Петра Могилы

²Николаевский национальный аграрный университет

Тел. (0512) 76-92-73

Аннотация – рассматривается методика оптимизации теплообменных устройств по минимуму приведенных затрат через затраченную на процесс энергию или эксплуатационных расходов с учетом денежной стоимости энергии.

Ключевые слова – энергоэффективность, теплообменный аппарат, оптимизационная задача, теория графов.

Постановка проблемы. Все основные сельскохозяйственные процессы механизированы, поэтому уровень технологий в различных отраслях производства, а следовательно качество и себестоимость получаемой продукции во многом определяется степенью совершенства используемых машин.

Одними из основных структурных элементов сельскохозяйственной техники, удельный вес энергетических процессов в которых наибольший, являются теплообменные аппараты разнообразных конструкций. Они обеспечивают многие технологические процессы путем передачи теплоты от среды с высокой температурой к среде с более низкой температурой, и используются в тракторах, автомобилях, самоходных сельскохозяйственных машинах различного назначения, в калориферах, теплогенераторах, сушильных агрегатах и т. п.

Оказать существенную помощь в решении одной из значимых проблем современности, которой является обеспечение энергосбережения, призваны новые энергосберегающие методики анализа, синтеза и оптимизации. Они позволяют на начальном этапе создания объекта, формировать структурные и функциональные элементы сельскохозяйственной техники как энергоэффективные энергетические системы, что может быть реализовано, в том числе и в отношении теплообменных устройств.

Анализ последних исследований. Одно из основных требований, предъявляемых к теплообменным аппаратам, заключается в том, что

при заданной тепловой нагрузке и других равных исходных параметрах рабочих сред аппарат должен иметь наименьшие габаритные размеры и наименьшую материалоемкость. Это достигается интенсификацией процесса теплообмена за счет турбулизации потока и организации, по возможности, по всей поверхности теплоотдачи развитого вихревого течения.

Реализация такого вектора энергосбережения при передаче и трансформации тепловых потоков может происходить за счет применения тепловых труб, которые характеризуются рядом преимуществ: низким термическим сопротивлением, не требуют дополнительных затрат энергии на передачу теплоносителя [1].

Теплообменники с замкнутым испарительно-конденсационным циклом в последнее время все шире используются в различных отраслях техники. В монографии [2] приведены сведения об использовании термосифонов системы регенеративного обогрева помещений. При этом используется отбросная теплота вентиляционного воздуха. Подобные системы позволяют утилизировать до 70 % выбрасываемой теплоты.

Для экономии топлива и снижения токсичности выхлопных газов фирмой «Даймлер-Бенс» используется теплота отходящих газов двигателя для интенсификации нагрева антифриза в системе охлаждения в период пуска или при малых оборотах двигателя [3]. Для этого в систему охлаждения устанавливают дополнительный теплообменник с термосифонами.

В Украине разрабатываются различные типы термосифонных утилизаторов теплоты [4] для работы в системах приточно-вытяжной вентиляции при температурах выбрасываемого воздуха 25...80 °С.

Надо признать, что невзирая на ряд существенных преимуществ, тепловые трубы в качестве теплообменных аппаратов не нашли должного применения в сельскохозяйственной технике. Несомненно, что технико-экономически обоснованное использование тепловых труб в системе энергоснабжения сельского хозяйства окажется весьма эффективным.

Методам расчета и выбора оптимальных параметров аппаратов на тепловых трубах посвящен ряд работ, среди которых выделяются [5–10].

Заслуживает внимания методика теплотехнического расчета теплообменников на тепловых трубах, изложенная в работе [11].

Цель статьи. Выработать алгоритм решения оптимизационной задачи, посвященной повышению эффективности теплообменного устройства, на примере кожухотрубного теплообменника.

Основная часть. Назначение энергосбережения как процесса управления технической системой заключается в повышении эффективности использования энергии. Понятие «повышение эффективности использования энергии» является комплексным и

может быть выражено в параметрах, позволяющих обобщить влияния всех основных факторов. В качестве такого параметра в работе принято количество передаваемой энергии во всех узлах системы.

Исследования, проводимые в последнее время и направленные на интенсификацию процесса конвективного теплообмена и создание наиболее совершенного теплообменного оборудования, как по условиям теплопередачи, так и габаритно-объемным показателям, способствовали усовершенствованию конструкций теплообменных устройств. В связи с этим задача оптимизации теплообменных устройств по заранее принятой целевой функции весьма существенна.

Из большого разнообразия теплообменников в сельскохозяйственном производстве наибольшее распространение получили рекуперативные кожухотрубные устройства. Рассмотрим оптимизационную задачу на их примере. Схема такого теплообменного устройства приведена на рис. 1.

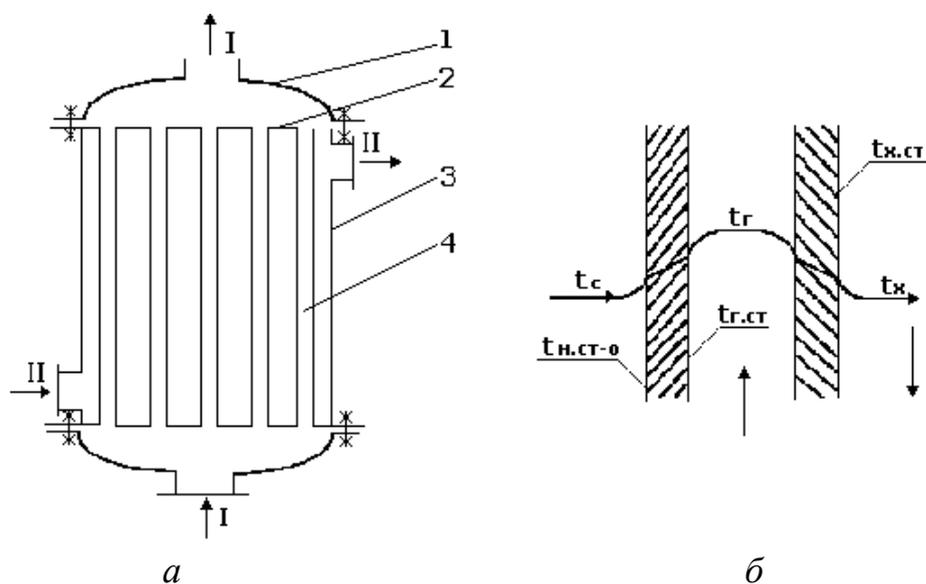


Рис. 1. Схема кожухотрубного теплообменника (а) и его расчетная схема (б):

I, II – теплоносители; *1* – крышка; *2* – трубная доска; *3* – кожух; *4* – труба

Кроме того, примем допущение, что можно пренебречь термическим сопротивлением стенки труб вследствие его малого значения по сравнению с термическим сопротивлением конвективного теплообмена.

Математическую модель технической системы запишем в виде функциональной зависимости

$$\bar{Y} = F(\bar{X}, \bar{K}, \bar{D}, T, \bar{U}, \bar{V}), \quad (1)$$

где \bar{Y} – вектор выходных параметров; F – вектор-функция; \bar{X} – вектор входных параметров потока; \bar{K} – вектор конструктивных параметров; \bar{D} – вектор заданных или определяемых технологических

параметров; T – заданная структура технологической топологии (технических связей); \bar{U} – вектор режимных (регулирующих) характеристик; \bar{V} – вектор параметров окружающей среды.

Критерий оптимизации определяется зависимостью:

$$\psi = \varphi(\bar{X}, \bar{K}, \bar{D}, T, \bar{U}, \bar{V}). \quad (2)$$

Конструкционными параметрами K являются поверхность теплообмена F , диаметр кожуха d_k и труб $d_{тр}$ теплообменника, длина труб l , площади проходных сечений труб $S_{тр}$ и межтрубного пространства S_m , количество ходов в трубном пространстве.

К технологическим параметрам D относятся линейные скорости потоков в трубном $w_{тр}$ и межтрубном w_m пространствах, коэффициенты теплоотдачи α и теплопередачи k , разность температур Δt , тепловая нагрузка Q теплообменного устройства.

Структура технологической T топологии включает связь между элементами теплообменной системы (отдельных теплообменников, входящих в сложную систему, насоса и пр.).

К режимным характеристикам U относятся тепловые нагрузки Q теплообменника, расход теплоносителей M_T и M_x , разность температур на входе и выходе теплоносителя.

Параметрами окружающей среды V являются: температура $T_{o.c.}$, давление $p_{o.c.}$ и относительная влажность $\varphi_{o.c.}$ окружающего воздуха.

Математическую модель теплообменного устройства представим системой уравнений

$$f_1 \longrightarrow Q = kF\Delta t_{cp}; \quad (3)$$

$$f_2 \longrightarrow k = f_2(t_T^H, K, t_x^K, w_T, w_x, \nu_T, \nu_x, \lambda_{ст.к}, \alpha_T, \alpha_x, a_T, a_x) f(K); \quad (4)$$

$$f_3 \longrightarrow \Delta t_{cp} = \frac{(t_T^H - t_x^K) - (t_T^K - t_x^H)}{\ln \frac{t_T^H - t_x^K}{t_T^K - t_x^H}}; \quad (5)$$

$$f_4 \longrightarrow Q = M_T c_T (t_T^H - t_T^K) = M_x c_x (t_x^H - t_x^K); \quad (6)$$

$$f_5 \longrightarrow M_T = f_5(w_T, \rho_T) f(K); \quad (7)$$

$$f_6 \longrightarrow M_x = f_6(d_{вн}, w_x, \rho_x); \quad (8)$$

$$f_7 \longrightarrow \Delta p = (\lambda_{тр} l (\rho/d_{вн}) + \sum \xi \rho (w^2/2)) f(K). \quad (9)$$

На рис. 1 и в формулах (3) – (9) приняты обозначения: Q – тепловая нагрузка теплообменника; k – коэффициент теплопередачи; F – поверхность теплообмена; Δt_{cp} – средняя разность температур; t^H, t^K – начальная и конечная температуры потоков; w – скорость движения потока; ν – кинематический коэффициент вязкости; $\lambda_{ст.к}$ –

теплопроводность стенки кожуха; α – коэффициент теплообмена; a – коэффициент температуропроводности; M – массовый расход потока; c – теплоемкость потока; ρ – плотность; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб; Δp – падение давления; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; l – длина труб; ξ – коэффициент местных потерь; $f(K)$ – функция конструкции теплообменника. Индексы “Г” и “Х” относятся соответственно к горячему и холодному потокам, а “н” и “к” – к начальным и конечным значениям соответствующих параметров.

Кроме того, примем следующие обозначения:

$t_{\text{н.ст.-о}}$ – температура наружной поверхности стенки со стороны окружающего воздуха; $t_{\text{к}}$ – температура внутренней поверхности кожуха; $t_{\text{г.ст.-о}}$ – температура поверхности трубы со стороны горячего потока; $t_{\text{х.ст}}$ – температура поверхности трубы со стороны подогреваемого потока; $\alpha_{\text{ст.о}}$ – коэффициент теплообмена между внешней стенкой и внешней окружающей средой; $\alpha_{\text{г.ст}}$ – коэффициент теплообмена между горячим потоком и внутренней поверхностью кожуха; $\alpha_{\text{г.ст.-о}}$ – коэффициент теплообмена между горячим потоком и внешней стенкой трубы; $\alpha_{\text{ст.х}}$ – коэффициент теплообмена между стенкой трубы и холодным потоком.

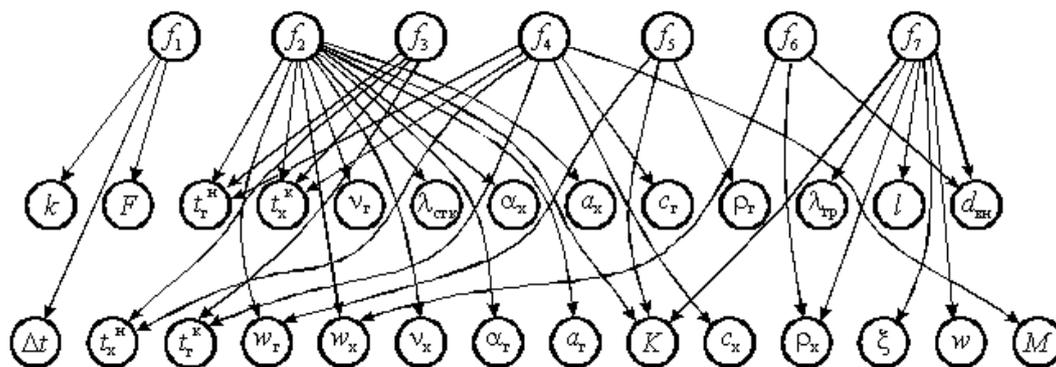
Приведенную систему уравнений представим в матричной форме [12]:

$$\begin{bmatrix} Q_{\text{Г}}^{\text{H}} \\ Q_{\text{Х}}^{\text{H}} \\ Q_{\text{Г}} \\ Q_{\text{Х}} \\ Q_{\text{Г}}^{\text{H}} \\ Q_{\text{Х}}^{\text{K}} \\ Q_{\text{ст}} \\ Q_{\text{ст.-о}} \\ Q_{\text{г.ст}} \\ Q_{\text{ст.х}} \\ Q_{\text{г.ст.-о}} \\ Q_{\text{ст.к}} \\ Q_{\text{н.ст.-о}} \\ T_{\text{о.с}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{\text{Г}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{\text{Х}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{Г}}^{\text{H}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{Х}}^{\text{K}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{ст}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{ст.-о}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{\text{г.ст}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{\text{ст.х}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{\text{г.ст.-о}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{\text{ст.к}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{\text{н.ст.-о}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{\text{Г}}^{\text{H}} \\ Q_{\text{Х}}^{\text{H}} \\ T_{\text{Г}} \\ T_{\text{Х}} \\ T_{\text{Г}}^{\text{H}} \\ T_{\text{Х}}^{\text{K}} \\ T_{\text{ст}} \\ T_{\text{ст.-о}} \\ T_{\text{г.ст}} \\ T_{\text{ст.х}} \\ T_{\text{г.ст.-о}} \\ T_{\text{ст.к}} \\ T_{\text{н.ст.-о}} \\ T_{\text{о.с}} \end{bmatrix}$$

Эта матрица удобна для выполнения расчетов и выбора наиболее эффективного теплообменника в энергетическом отношении. Путем анализа нескольких вариантов такого теплообменного устройства, отличных по топологическим и технологическим характеристикам, можно определить оптимальное решение.

Для оптимизации технических, в том числе энергетических, систем следует использовать возможности теории графов [13].

Пользуясь системой уравнений (3) – (9), построим двудольный граф и матрицу инцидентий (рис. 2).



	k	F	Δt	t_r^H	t_r^K	t_x^H	t_x^K	w_r	w_x	v_r	v_x	$\lambda_{ст.к}$	α_r	α_x	a_r	a_x	c_r	c_x	ρ_r	ρ_x	$\lambda_{тр}$	ξ	l	$d_{вн}$	M	w	K	
f_1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
f_2	0	0	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
f_3	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
f_4	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
f_5	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1
f_6	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0
f_7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	1	1

Рис. 2. Двудольный информационный граф и матрица инцидентий для теплообменного устройства, изображенного на рис. 1.

Двудольный информационный граф в сочетании с матрицей является теоретической основой построения вычислительных процедур по оптимизации выбора теплообменных устройств.

Конструкция теплообменного аппарата поверхностного типа отражается вектором [12]

$$\bar{K}_{ТУ}^F = \{d_n, d_{вн}, F_n, F_{вн}, d_p, \delta_p, S_p, S_1, S_2, l_T, n_{ход}, Z\}, \quad (10)$$

где приняты обозначения: d_p, δ_p – диаметр и толщина оребрения; S_p – шаг расположения оребрения; S_1, S_2 – шаги между трубами в продольном и поперечном сечении; $n_{ход}$ – число ходов в межтрубном пространстве; Z – приведенные затраты.

Энергетическое совершенство теплообменного устройства определяют его эксергетическим КПД.

В качестве критерия эффективности теплообменного устройства может быть выбран технико-экономический критерий, а именно приведенные эксплуатационные затраты [14]. В данном случае нам представляется, что более обоснованным критерием эффективности

являются приведенные затраты, определяемые по расходуемой на процесс энергии [15].

Оптимизацию теплообменного устройства наиболее целесообразно основывать на методе теории графов. Постановка задачи оптимального выбора значений температур и их напоров, а также топологии теплообменного устройства может быть сформулирована на принципах задачи о кратчайшем пути точек сочленения в графе. Суть решения следующая.

Дан граф, где $A = \{a_i\}$, $i = 1, 2, \dots, n$, – множество его вершин, соответствующих некоторым значениям температурных напоров. Задача заключается в нахождении кратчайшего пути, т.е. минимума суммарного веса дуг, входящих в граф. Иными словами – необходимо минимизировать функцию

$$Z = \sum_i \sum_j Z_{ij} a_{ij} \quad (11)$$

для всех $i, j \in$ сети, $i \in A$; $j \in A$; $i = 0, 1, 2, \dots, n$; $j = 0, 1, 2, \dots, n$ – номера вершин; Z_{ij} – вес дуги i, j , т.е. приведенные затраты на эксплуатацию теплообменника (или затраты на затраченную энергию).

Для каждого элемента приведенные затраты

$$Z = C_{\text{э}} \Pi_{\text{ex}} + E_{\text{н}} K_F, \quad (12)$$

где $C_{\text{э}}$ – стоимость единицы эксергии (по тарифам на электроэнергию); Π_{ex} – потери эксергии в данном элементе теплообменника (или в теплообменнике в целом); $E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент окупаемости капитальных вложений; K_F – капитальные затраты на теплообменное устройство.

Значения a_{ij} должны удовлетворять условию:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если дуга } i, j \text{ входит в рассматриваемый путь;} \\ 0 & \text{– в противном случае.} \end{cases}$$

Граничные условия формулируются следующим образом:

$$\sum_j A_{kj} - \sum_j A_{ki} = \begin{cases} 1, & k = S \text{ (фиктивный источник);} \\ 0 & \text{для всех остальных } k; \\ -1 & \text{для } k = m \text{ (фиктивный сток).} \end{cases}$$

Эта задача является комбинаторной задачей целочисленного дискретного программирования с булевыми переменными. Множество вершин $A = \{a_i\}$ представляет собой множество температурных напоров ΔT_i , $i = 0, 1, 2, \dots, n$, по ходу теплоносителей. Эти напоры формулируются проектировщиком априори эвристически. В фиктивных вершинах нет разности температур, так как им не соответствует реальный элемент, параметр или процесс.

Полученные значения Z_{ij} формируют матрицу весов, а соответствующие им F_{ij} – массив данных по поверхностям и дугам. По этим данным из имеющейся базы данных на теплообменное

оборудование выбираются соответствующие теплообменные устройства и их стоимость (или стоимость затраченной энергии в процессе теплообмена).

Выводы. Оценку эффективности эксплуатационных показателей рекуперативных кожухотрубных теплообменных аппаратов, получивших основное применение в сельскохозяйственном производстве, целесообразно проводить по минимуму приведенных затрат, используя для этого затраченную на процесс энергию или эксплуатационных расходов с учетом денежной стоимости энергии.

В результате оптимизации относительно минимума приведенных затрат определяются оптимальные температурные напоры, тип и конструктивные особенности теплообменного устройства.

Литература.

1. *Васильев Л.Л.* Теплообменники на тепловых трубах / *Л.Л. Васильев.* – Минск : Наука и техника, 1981. – 143 с.
2. *Дан П.Д.* Тепловые трубы: Пер с англ. / *П.Д. Дан, Д.А. Рей.* – М. : Энергия, 1979. – 272 с.
3. Wolf-Dietrich M. Heat pipe for heat recovery from exhaust gas of a diesel engine in a passenger car // Prepr. 6 th Int. heat pipe Conf. (Grenoble, May 1987). – Grenoble, 1987. – P.586–589.
4. Термосифонный утилизатор теплоты вытяжного воздуха / *А.Р. Ферт, Н.И. Чеховская, А.В. Гребенюк и др.* // Водоснабжение и санитарная техника. – 1987. – № 6. – С. 20–21.
5. *Пиоро И.Л.* Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / *И.Л. Пиоро, В.А. Антоненко, Л.С. Пиоро.* – Киев : Наукова думка, 1997. – 248 с.
6. *Косой Б.В.* Экологические аспекты применения теплообменников на тепловых трубах // Тез. докл. IV-го Межд. конф. по экологии “Экология, продукты питания, здоровье”, (3–5 октября, 1995). – Одесса. – 1995 г., – С. 14.
7. *Смирнов Г.Ф.* Теплотехнические расчеты теплообменных аппаратов на тепловых трубах и термосифонах / *Г.Ф. Смирнов, О.К. Бирюков, Б.В. Косой* // Теплоэнергетика. – 1993. – № 1. – С. 68–70.
8. *Смирнов Г.Ф.* Элементы оптимизации теплообменных аппаратов с тепловыми трубами и термосифонами / *Г.Ф. Смирнов, О.К. Бирюков, Б.В. Косой* // Теплоэнергетика. – 1993. – № 10. – С. 58–61.
9. *Семена М.Г.* Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами / *М.Г. Семена и др.* – Киев: Вища школа, 1984. – 214 с.
10. *Чи С.* Тепловые трубы: теория и практика / *С. Чи.* – М. : Мир. 1981. – 207 с.

11. *Косой Б.В.* Теплофизические модели рационального проектирования теплообменных аппаратов на тепловых трубах. Автореф. дис. канд. техн. наук. / *Б.В. Косой* – Одесса. –1996. – 16 с.

12. *Кафаров В.В.* Метод построения двудольного графа для формализации задачи синтеза теплообменных систем как задачи оптимального назначения / *В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева* // Доклады АН СССР. –1979. –Т. 247. № 1. –С. 165–169.

13. *Харари Ф.* Теория графов / *Ф. Харари*. – М. : Мир. 1973. – 300 с.

14. *Каневец Г.Е.* Обобщенные методы расчета теплообменников / *Г.Е. Каневец*. –К. : Наук. думка. 1979. – 351 с.

15. Nitsch R. Zur Theorie der thermodynamischen und energiewirtschaftlichen Bewertung von Energieumwandlungsverfahren // Wissenschaftliche Zeitschrift, –1965. Bd. 7. –№ 2. –S. 88–99.

МЕТОДИКА ФОРМУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПРИБОРІВ ПІДВИЩЕНОЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

Пастушенко С. И¹., д.т.н., Пастушенко А. С.², к.т.н.

Анотація – розглядається методика оптимізації теплообмінних пристроїв за мінімумом приведених витрат через витрачену на процес енергію або експлуатаційних витрат з урахуванням грошової вартості енергії.

DEVELOPMENT METHOD OF HEAT EXCHANGERS WITH HIGH ENERGY EFFICIENCY

S. Pastushenko, A. Pastushenko

Summary

Optimization technique review of heat exchangers to a minimum through reduced expense of energy for the process or operating costs, taking into account the monetary value of energy.