

УДК 66.045.01

Г. Л. Хавин, канд. техн. наук

Национальный технический университет «ХПИ»

(г. Харьков, e-mail: gennadiy.khavin@mail.ru)

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С УЧЕТОМ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Рассмотрена задача теплового и гидравлического расчетов пластинчатого теплообменника с учетом появления загрязнений на теплопередающей поверхности. Предложено использовать линейное соотношение роста отложений во времени. Приводятся сравнение расчетных значений с известными решениями. Достоверность зависимостей продемонстрирована для расчета пластинчатого подогревателя сахарного сока. Сделан вывод о возможности применения предложенных расчетных соотношений для прогнозирования работы пластинчатого теплообменника.

Розглянуто питання теплового та гідравлічного розрахунків пластинчатого теплообмінника з урахуванням появи забруднень на поверхні теплопередачі. Запропоновано використовувати лінійне співвідношення зростання відкладень у часі. Проведено порівняння розрахункових залежностей з відомими розв'язками. Вірогідність залежностей продемонстровано для розрахунків пластинчатого підігрівника цукрового соку. Зроблено висновок щодо можливості застосування запропонованих розрахункових співвідношень для прогнозування роботи пластинчатого теплообмінника.

Вступление

Массовое внедрение в промышленность и коммунальное теплоснабжение пластинчатых теплообменников потребовало интенсивного изучения процесса образования отложений на поверхности пластин, создания математических моделей образования депозита и методов проектирования пластинчатых аппаратов. Фактически в настоящее время прогнозирование величины загрязнения и ее корректный расчет являются нерешенной проблемой в теплопередаче. Поэтому изучение процессов теплопередачи при загрязнении поверхности и развитие методов расчета являются актуальными научными задачами, имеющими важное практическое значение в промышленности.

Состояние проблемы и формулировка задачи

Сложность создания надежных методов расчета заключается не только в существовании различных механизмов образования отложений [1], но и в многообразии факторов, влияющих на процесс появления депозитов при реализации того или иного механизма образования отложений. Большинство исследований в этом направлении носят экспериментальный характер с последующим обобщением полученных результатов. Среди них можно отметить исследование по изучению появления и поведения дисперсных отложений [2]. Были проведены многочисленные эксперименты для промышленно выпускаемых пластин теплообменников с углом наклона гофрировки 30 и 60°. В результате обработки полученных результатов сделан вывод об асимптотическом поведении термического сопротивления отложений во времени. Наиболее существенным параметром, оказывающим влияние на процесс загрязнения, является скорость потока. В работах [3, 4] исследован процесс отложения сульфата кальция в каналах пластинчатого теплообменника с шевронной гофрировкой и углом наклона гофры 60°. Была проведена серия экспериментов по изучению влияния скорости потока на характер и величину появления депозитов при неизменных остальных параметрах процесса. Также наблюдался асимптотический характер изменения термического сопротивления загрязнений. Это происходит после достижения скоростью потока достаточ-

но высокого значения, обеспечивающего определенный уровень касательного напряжения на стенке.

Пластинчатые теплообменники в большинстве случаев меньше подвержены загрязнению, чем другие виды, например кожухотрубчатые. Для традиционных кожухотрубчатых теплообменников с гидравлическим диаметром порядка 25 мм как типичные значения величины фактора загрязнения R_f рекомендуются Tubular Exchanger Manufacturers Association (ТЕМА), где представлены требования для избыточной поверхности вплоть до 40% загрязнения. Это давно признано, однако применение рекомендаций ТЕМА для компактных пластинчатых теплообменников может давать завышенную величину, что приводит к неверному определению поверхности теплообмена [5]. Величины, рекомендованные для пластинчатых теплообменников, примерно на порядок ниже, чем значения ТЕМА [6].

Постановка задачи и цель работы

Появление загрязнения на теплообменной поверхности приводит к росту термического сопротивления передачи тепла через стенку пластины и к росту потерь давления теплоносителей при протекании через пакет пластин. Цель настоящей работы – разработка модели и метода проектирования пластинчатых подогревателей с учетом появления отложений на теплопередающей поверхности.

Теоретические положения

Соотношение [7], основанное на предположении, что термическое сопротивление накипи $R_f = \Psi \cdot g \cdot t$, ($\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$), пропорциональное количеству тепла, для текущего коэффициента теплопередачи K_t , имеет вид

$$K_t = K_{cl} \cdot e^{-R_f \cdot K_{cl}}; \quad (1)$$

$$R_f = \Psi \cdot g \cdot t, \quad (2)$$

где K_{cl} – коэффициент теплопередачи для чистой поверхности, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Ψ – термический коэффициент накипеобразования для подогревателей [8], $\text{м}^3 \cdot \text{К} / (\text{Вт} \cdot \text{кг})$, который характеризует прирост термического сопротивления R_f в сутки, отнесенный к 1 кг сахарного сока, проходящего за 1 час через 1 м^2 ; g – массовое термическое напряжение нагрева стенки, $\text{кг} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; t – время.

Величина Ψ , согласно данным [8], полученным из экспериментальных данных для промышленных кожухотрубчатых подогревателей сахарного сока, может быть рассчитана по формуле

$$\Psi = C \cdot w^{-2,2}, \quad (3)$$

где значение коэффициента C определяется качеством сахарного сока и равно: для диффузионного сока $40 \cdot 10^{-10}$, для сока I сатурации $12,6 \cdot 10^{-10}$, перед выпарной установкой $3,9 \cdot 10^{-10}$.

Массовое термическое напряжение нагрева стенки можно определить из соотношения

$$g = w \cdot F_{ch} \cdot 3600 \cdot \rho \cdot l_{pr} / F_h, \quad (4)$$

где w – скорость сока, $\text{м} / \text{с}$; F_{ch} – общая площадь сечения, по которому протекает сок, м^2 ; ρ – плотность сахарного сока, $\text{кг} / \text{м}^3$; l_{pr} – приведенная длина пластины, м ; F_h – поверхность нагрева сока, м^2 .

Используя соотношения (1)–(4), можно рассчитать уменьшение коэффициента теплопередачи теплообменника в течение заданного времени работы. Для трубчатых теплообменников образование отложений на поверхности труб вызывает дополнительное гидравлическое сопротивление за счет уменьшения проходного сечения труб и увеличения их шероховатости. Для пластинчатых теплообменников с узким проходным каналом, как отмечается в [6], влияние отложений особенно ощутимо сказывается на увеличении потерь давления.

В работе [9] для компактных теплообменников рекомендуется величина дополнительной поверхности не более 10% от расчетной чистой поверхности. Если записать коэффициент термического сопротивления $R_f = \delta_f / \lambda_f$, где δ_f – текущая толщина отложений, м ; λ_f –

коэффициент теплопроводности слоя отложений, Вт/(м²·К), для этого случая, то критерий можно записать в виде

$$R_f \leq 0,1/K_{cl}, \quad (5)$$

где K_{cl} – расчетный коэффициент теплопередачи для чистой поверхности.

Для критерия по потерям давления считается, что загрязнение равномерно распределено по поверхности пластин и имеет одинаковую толщину. Тогда принимается, что толщина слоя отложений уменьшает величину эквивалентного диаметра d_e , примерно равного удвоенной высоте гофрировки пластины g_{ap} , на удвоенную величину δ_f . Исходя из величины дополнительной поверхности не более 10%, для компактных теплообменников с величиной гидравлического диаметра не более 5 мм можно записать

$$4 \cdot \delta_f / d_e \leq 0,1. \quad (6)$$

Для труб и каналов, близких к круглым, коэффициент 4 заменяется на 2. Соотношение (7) для термического сопротивления загрязнения R_f примет вид

$$R_f \leq \frac{0,1 \cdot d_e}{4 \cdot \lambda_f}. \quad (7)$$

Назначение предельного значения термического сопротивления загрязнению не дает возможности определить время до остановки аппарата для чистки теплопередающей поверхности.

Результаты и обсуждения

В качестве примера, демонстрирующего достоверность предложенных методов, рассмотрим расчет пластинчатого подогревателя сахарного сока перед выпариванием, с использованием в качестве греющего теплоносителя конденсата. Исходные данные для расчета принимались следующими: расход сахарного сока $G_c = 350000$ кг/ч, входная температура сока $t_{11} = 112$ °С, воды $t_{21} = 88$ °С, выходная температура сока $t_{12} = 92$ °С, воды $t_{22} = 93,3$ °С. Среднее значение теплофизических характеристик сахарного сока для заданного температурного режима: плотность $\rho = 1035$ кг/м³, удельная теплоемкость 3966 Дж/(кг·К); теплопроводность $\lambda = 0,6264$ Вт/(м·К); динамическая вязкость $\nu = 0,7174 \cdot 10^{-3}$ кг/(м·с). Потери давления по стороне сока принимались 50 КПа.

Примем к установке теплообменник марки М15М производства фирмы «Альфа Лаваль», с геометрическими параметрами пластин: высота гофрировки 4 мм; ширина пластины 450 мм; эквивалентный диаметр 8 мм; площадь теплопередающей поверхности пластины 0,62 м²; площадь поперечного сечения канала $1,8 \cdot 10^{-3}$ м²; приведенная длина 1,378 м.

Было выбрано 4 аппарата с симметричной компоновкой пластин с числом каналов n_{ch} по стороне сахарного сока 54, 60, 67, 75. Результаты проектирования для теплообменников по программе CAS 200 представлены в табл. 1.

По значению запаса из табл. 1 можно пересчитать эквивалентное значение сопротивления загрязнения R_f , используя известное соотношение

Таблица 1. Результаты расчета коэффициента теплопередачи и потерь давления для теплообменников с различной площадью теплопередающей поверхности

Число каналов	Площадь теплопередачи, м ²	Коэффициент теплопередачи K_{cl} (чистый), Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплопередачи K_{serv} (с запасом), Вт/(м ² ·К)	Запас, %	Потери давления, кПа
54	33,48	3698	3216	14,8	48,52
60	37,20	3451	2882	19,8	41,04
67	41,54	3213	2576	24,7	34,65
75	46,50	2985	2302	29,6	29,36

$$R_f = \frac{\delta_f}{\lambda_f} = \frac{1}{K_{cl}} - \frac{1}{K_{serv}} \quad (8)$$

Подогреватель сахарного сока работает без остановки в течение всего сезона сахароварения (около 120 дней) и подлежит чистке по окончании этого сезона. Расчет сопротивления загрязнения R_f из соотношений (2), (5), (6) и (8) представлен в табл. 2. Значение термического сопротивления по формуле (7) равно $20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

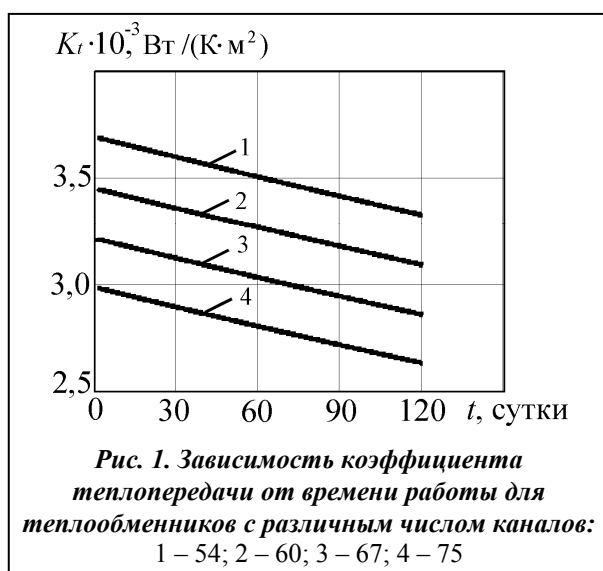
Таблица 2. Значение термического сопротивления загрязнению, рассчитанное различными методами

Число каналов	$R_f \cdot 10^5$ по формуле (2)	$R_f \cdot 10^5$ по формуле (5)	$R_f \cdot 10^5$ по формуле (8)
54	3,142	2,708	4,016
60	3,550	2,898	5,721
67	4,037	3,112	7,696
75	4,666	3,350	9,940

Таким образом, соотношение (2) дает немного большие значения R_f , чем по рекомендуемой инженерной формуле (5) [9], и намного меньше, чем расчетное по данным табл. 1. Отсюда можно сделать вывод о том, что выбор теплообменника с 54 каналами по стороне сока, по всей видимости, является наиболее предпочтительным. Кроме того, такой аппарат имеет наибольшую скорость в каналах 0,95 м/с. Рассчитанные из соотношения (1) значения коэффициента теплопередачи для работы теплообменников в течение 120 суток, запас относительно чистой поверхности и толщина отложений δ_f представлены в табл. 3 и на рис. 1.

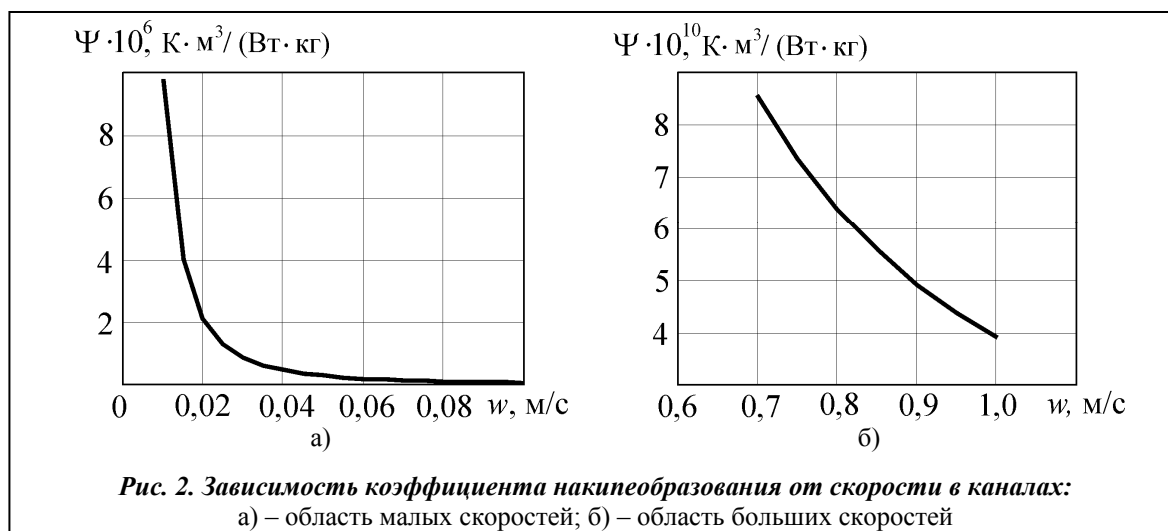
Таблица 3. Результаты расчета коэффициента теплопередачи и толщины отложений для теплообменников с различной площадью теплопередающей поверхности по соотношению (1)

Число каналов	Коэффициент теплопередачи K_{cl} (чистый), Вт/(м ² ·К)	Расчетный коэффициент теплопередачи K_t , Вт/(м ² ·К)	Запас, %	$\delta_f \cdot 10^5$, м	Скорость в каналах, м/с
54	3693	3288	12,3	3,14	0,97
60	3451	3053	13,0	3,55	0,87
67	3213	2822	13,9	4,04	0,78
75	2985	2597	14,9	4,67	0,70



Линейность коэффициента теплопередачи во многом определяется близким к линейному закону изменению термического коэффициента накипеобразования Ψ для больших значений скорости теплоносителя в каналах теплообменника (табл. 3). Изменения коэффициента накипеобразования Ψ в области низких и высоких скоростей в каналах пластинчатого теплообменника представлены на рис. 2, из которого можно видеть, что для высоких скоростей теплоносителя зависимость для коэффициента накипеобразования Ψ практически линейная и количественное значение составляет порядка 10^{-10} .

Используя соотношение (1), можно рассчитать понижение коэффициента теп-



лопередачи за заданный промежуток времени и решить задачу определения времени до остановки теплообменника на чистку. Например, если принять в качестве ограничения потерю 10% величины коэффициента теплопередачи, то для теплообменников со значением каналов 54, 60, 67, 75 (табл. 1) время до достижения коэффициентом теплопередачи $0,9 \cdot K_{cl}$ будет составлять 109, 103, 98, 91 суток. Соответственно толщина отложений $\delta_f \cdot 10^5$ м на поверхности пластин составит 2,86; 3,05; 3,30; 3,53.

При проектировании теплообменника не менее важным условием его функционирования является выполнение ограничений по заданным потерям давления при прохождении теплоносителя через пакет пластин. Потери давления Δp , Па, в пакете пластин рассчитываются из соотношения

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_e} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \leq [\Delta p], \quad (9)$$

где ζ – коэффициент гидравлического трения, являющийся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки), который рассчитывается по формуле $\zeta = B \cdot Re^m$, где $Re = w \cdot d_e / \nu$ – число Рейнольдса; B, m – постоянные; ν – кинематическая вязкость, m^2/c ; $[\Delta p]$ – допустимые потери давления, Па. С появлением отложений на поверхности пластин величина Δp начинает расти за счет уменьшения эквивалентного (гидравлического) диаметра d_e и изменения коэффициента гидравлического трения ζ .

Общие потери давления складываются из потерь давления в пакете пластин и потерь давления в портах и присоединениях. Общие потери давления для теплообменников рассматриваемого случая приведены в табл. 1. Потери давления в портах и присоединениях равны 6,2 КПа [10]. Если принять традиционное допущение для кожухотрубных теплообменников о том, что потери давления возрастают за счет уменьшения проходного сечения на удвоенную величину отложений, то при условии постоянства расхода теплоносителя получим для потерь давления значения, приведенные в табл. 4.

Таблица 4. Результаты расчета потерь давления с учетом толщины отложений для теплообменников с различной площадью теплопередающей поверхности

Число каналов	Начальные потери давления в пакете, КПа	Скорость в каналах с учетом отложений, м/с	Расчетные потери давления в пакете, КПа	Увеличение потерь давления, %
54	42,33	0,98	50,25	18,7
60	34,85	0,88	41,72	19,7
67	28,46	0,79	34,38	20,8
75	23,17	0,71	28,26	22,0

Из практики эксплуатации пластинчатых теплообменников на этой позиции известно, что потери давления к концу сезона сахароварения (примерно 120 дней) [10, 11] могут достигать 20–25 КПа. Следовательно, можно говорить о том, что рассчитывать потери давления для пластинчатых теплообменников, исходя из уменьшения величины гидравлического диаметра, неправильно. Для данного приложения существенную роль играет изменение коэффициента гидравлического трения, которое происходит по мере роста отложений на теплопередающей поверхности.

Для вычисления потерь давления можно использовать рекомендации из работы [9], где предлагается считать предельной величиной рост потерь давления на 20% (Δp_n) по сравнению с расчетной для чистой поверхности. В табл.5 приведен расчет толщины отложений в предположении, что рост потерь давления происходит за счет уменьшения эквивалентного диаметра и уменьшения коэффициента теплопередачи, вычисленного по формуле (8). Значения толщины отложений вычислялись из соотношения (9) по следующей зависимости:

$$\delta = g_{ap} - \lambda \cdot \left[B \cdot \left(\frac{2 \cdot G_c}{n_{ch} \cdot 3600 \cdot b \cdot \rho \cdot v} \right)^{-m} \cdot \frac{f_{pl} \cdot \rho}{4 \cdot b} \cdot \left(\frac{G_c}{n_{ch} \cdot 3600 \cdot b \cdot \rho} \right)^2 \cdot \frac{1}{\Delta p_n} \right]^{1/3}$$

Таблица 5. Результаты расчета толщины отложений и коэффициента теплопередачи для теплообменников с различной площадью теплопередающей поверхности

Число каналов	Потери давления в пакете Δp_n , КПа	Толщина отложений $\delta_f \cdot 10^5$, м	Расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	Запас, %
54	50,79	5,44	3075	20
60	41,82	6,06	2854	21
67	34,15	6,84	2634	22
75	27,80	7,83	2420	23

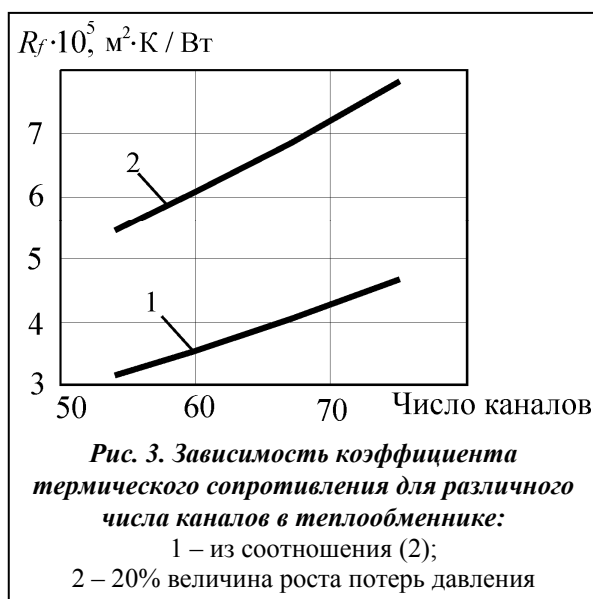
Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что использование в качестве предельной величины 20% приращения потерь давления является более жестким требованием к изменению коэффициента теплопередачи, чем заложенное в соотношениях (2) и (5), рис. 3.

Представленные результаты расчета потерь давления вычислены в предположении, что они имеют место из-за уменьшения эквивалентного диаметра канала. Эти значения несколько ниже, чем возникающие в процессе

реальной работы аппарата. Наличие такой существенной разницы заключается, по всей видимости, в том, что по мере роста отложений происходит изменение коэффициента гидравлического трения, которое и обеспечивает рост потерь давления.

Заключение

Приведенные соотношения также хорошо согласуются с известным инженерным подходом, рекомендуемым к использованию при проектировании пластинчатых теплообменников. Вычисление потерь давления, основанное только на предположении уменьшения эквивалентного диаметра, дает заниженное значение потерь давления. Необходимо учитывать изменение коэффициента гидравлического трения в межпластин-



ных каналах аппарата, что является предметом дальнейших экспериментальных и натуральных исследований. Расчет потерь давления с использованием инженерного подхода с 20%-м запасом дает более близкий результат к реальным потерям давления в процессе эксплуатации.

Таким образом, при проектировании пластинчатых подогревателей в сахарной промышленности можно рекомендовать рассчитывать снижение коэффициента теплопередачи в течение срока эксплуатации, используя соотношение (1), а расчет потерь давления – используя инженерный подход, основанный на учете 20% по потерям давления.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта EU project FP7-SME-2010-1-262205-INHEAT.

Литература

1. *Пластинчатые теплообменники в промышленности* / Л. Л. Товажнянский, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин, О. П. Арсеньева. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.
2. *Liquid side fouling of Heat Exchangers. An Integrated R&D Approach for Conventional and Novel Design* / A. J. Karabelas, S. G. Yiantsions, B. Thonon, J. M. Grillot // *Appl. Thermal Eng.* – 1997. – № 7 (8–10). – P. 727–737.
3. *Bansal B. Performance of plate heat exchangers during calcium sulphate fouling – investigation with an in-line filter* / B. Bansal, H. Muller-Steinhagen, D. C. Xiao // *Chem. Eng. and Proc.* – 2000. – № 39. – P. 507–519.
4. *Bansal B. Analysis of ‘classical’ deposition rate law for crystallization fouling* / B. Bansal, D. C. Xiao, H. Muller-Steinhagen // *Chem. Eng. and Proc.* – 2008. – № 47. – P. 1201–1210.
5. Bott T. R. *Fouling of Heat Exchangers* / Bott T.R, Elsevier, Amsterdam, 1995. – 325 p.
6. Marriott J. *Where and how to use plate heat exchangers* / Marriott J. // *Chemical Engineering*, 1971. – Vol. 78, № 8. – P. 127–134.
7. Сагань И. И. *Борьба с накипеобразованием в теплообменниках* / И. И. Сагань, Ю. С. Разладин. – Киев: Техника, 1986. – 133 с.
8. *Исследование влияния скорости движения сока на коэффициент накипеобразования в подогревателях сахарной промышленности* / Н. Ю. Тобилевич, И. И. Сагань, В. Т. Гаряжа, А. А. Князев // *Пищевая пром-сть.* – 1965. – № 2. – С. 132–135.
9. *Hesselgrave J. E. An approach to fouling allowances in the design of compact heat exchangers* / J. E. Hesselgrave // *Appl. Thermal Eng.* 2002. – Vol. 22. – P. 755–762.
10. *Анализ работы пластинчатого подогревателя сахарного сока с учетом отложений* // О. П. Арсеньева, Т. Г. Бабак, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин / *Наук. пр. Одес. нац. акад. харчових технологій.* – Одеса: 2012, Вип.41. – Т. 2. – С. 173–177.
11. *Практическая реконструкция системы подогревателей сахарного сока перед выпариванием* / Л. Л. Товажнянский, О. П. Арсеньева, А. В. Демирский, Г. Л. Хавин // *Інтегровані технології та енергозбереження.* – Харків: НТУ «ХПИ». – 2012. – № 2 – С. 99–102.

Поступила в редакцию
27.10.12