

Мацегора А.И.

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ОТЛОЖЕНИЯ
НА ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПЛАСТИНЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА**

Такое явление, как возникновение загрязнений в виде слоя отложений на теплопередающей поверхности, может значительно ухудшить интенсивность процесса теплопередачи и повлиять на работу теплообменника. Правильный прогноз загрязнений особенно важен в пластинчатых теплообменниках (ПТО) с гораздо более высокими коэффициентами теплоотдачи, чем в трубчатых теплообменниках. Предложена математическая модель теплообмена в пластинчатых теплообменниках при работе со средами склонными к образованию загрязнений. Модель представлена системой уравнений в частных производных, интегрирование которой позволяет оценить локальные параметры теплообменных потоков и рассчитать локальные значения толщины слоя осаждаемого вещества во времени. Скорость загрязнения определяется с использованием предложенной ранее модели. Модель проверена путем сравнения с данными, полученными для пластинчатых теплообменников, работающих в промышленности, и может быть использована для более точного расчета площади теплообмена пластинчатых теплообменников в условиях образования загрязнений, в отличие от методов, основанных на усредненных характеристиках процесса. Применение разработанной модели иллюстрируется на двух примерах работы пластинчатых теплообменников в сахарной промышленности и системе централизованного теплоснабжения.

Введение

Сокращение энергетической зависимости Украины от поставок ископаемого топлива требует широкого внедрения энергосбережения и использования альтернативных источников энергии [1]. Эффективная рекуперация тепла с использованием современного теплообменного оборудования чрезвычайно важна для экономии энергии, снижения загрязнения окружающей среды и оптимизации использования энергии с целью сокращения потребления ископаемого топлива и уменьшения опасных выбросов двуокиси углерода, парниковых газов и других вредных веществ [2]. Явления загрязнения могут значительно ухудшить интенсивность процесса теплопередачи и производительности теплообменника за счет создания дополнительного термического сопротивления слоя загрязнения [3]. Более того, площадь поперечного сечения каналов частично блокируется отложениями, что может привести к значительному увеличению перепада давления в теплообменнике и, наконец, к полному засорению каналов. Как кратко изложено в [4], по анализу различных публикаций, консервативная оценка загрязнения теплообменника позволяет сделать вывод, что дополнительные затраты из-за загрязнения в промышленно развитых странах составляют порядка 0,25 % от валового внутреннего продукта (ВВП). Загрязнение также является причиной около 2,5 % общих эквивалентных антропогенных выбросов углекислого газа. В большинстве производственных процессов загрязнение создает серьезную эксплуатационную проблему, которая ставит под угрозу процесс рекуперации энергии и создает дополнительные негативные

последствия для окружающей среды. Одним из эффективных способов уменьшения загрязнения является использование интенсифицированных поверхностей теплопередачи, как показал анализ различных работ, приведенный в [5]. Это в значительной степени характерно для ПТО, как показано в лабораторных исследованиях [6] и на базе анализа данных в [7]. ПТО является одним из наиболее энергоэффективных типов теплообменников с улучшенной теплопередачей [8]. Подтверждена высокая эффективность их применения в различных отраслях промышленности [9–11]. В таких компактных теплообменниках с высокими коэффициентами теплоотдачи и узкими каналами большое значение имеет прогнозирование образования отложения.

Образование отложения на поверхностях теплообмена определяется рядом факторов, среди которых одним из наиболее важных является температура. Температура теплоносителя и температура поверхности, на которой образуется слой загрязнения, оказывают большое влияние на скорость осаждения загрязнений, как показано рядом исследователей [12]. Это приводит к значительным различиям в осаждении загрязнений по поверхности теплообмена и существенно влияет на распределение общих коэффициентов теплопередачи и характеристик потерь давления в канале. Другим важным фактором, влияющим на осаждение загрязнений, является касательное напряжение сдвига на поверхности теплообмена. Увеличение напряжения сдвига на стенке может значительно уменьшить загрязнение и получить экономически целесообразные решения в конструкции теплообменника [13]. С развитием слоя отложения сдвиговое напряжение на его поверхности увеличивается за счет увеличения скорости потока через уменьшенную площадь поперечного сечения канала, частично перекрытую отложением. Температура жидкости и ее границы также изменяется вдоль поверхности теплообмена с изменением термического сопротивления отложения. Оба эти фактора приводят к значительным различиям в скорости образования отложения и его толщине по поверхности теплообмена. Эти факторы оказывают существенное влияние в целом на распределение коэффициентов теплопередачи и потерь давления в канале. В таких условиях предположение о постоянстве общего коэффициента теплопередачи не выполняется, и фактические разности температур между горячими и холодными потоками могут существенно отличаться от рассчитанных для средней логарифмической разности температур. Расчеты теплообменников с использованием усредненных коэффициента теплопередачи и падения давления не позволяют учесть эти явления и могут привести к существенным расхождениям в оценке площади поверхности теплообмена, необходимой для поддержания заданных условий процесса. В настоящем исследовании предложена математическая модель, учитывающая локальное распределение загрязнений вдоль поверхности теплообмена каналов ПТО, результаты моделирования проиллюстрированы на двух примерах.

Математическое моделирование ПТО с учетом образования загрязнений

Образование загрязнений на поверхности теплообмена существенно зависит от температуры самой поверхности и характеристики омывающего ее потока. В то же время растущий слой загрязняющего осадка приводит к изменениям в потоке за счет уменьшения площади поперечного сечения канала для свободного прохода теплоносителя и изменения шероховатости поверхности на границе потока. Загрязнение также вносит дополнительное термическое сопротивление, которое влияет на температуру

поверхности. Все эти особенности должны учитываться при математическом моделировании ПТО и создании методик расчета [14].

Математическая модель ПТО жидкость-жидкость разработана на основе следующих предположений:

1. ПТО имеет один ход с противотоком для обоих потоков.
2. Характеристики для всех каналов одного из потоков одинаковы.
3. Тепловыми потерями в окружающую среду можно пренебречь.
4. Параметры процесса изменяются только по длине канала.
5. Тепловым сопротивлением загрязнений на стороне горячего потока можно пренебречь.

Как отмечено в [15], во многих моделях механизмов засорения, таких как образование накипи, кристаллизация и осаждение осадка в виде частиц, скорость осаждения загрязнений выражается как разница между интенсивностью осаждения загрязнений φ_d и интенсивностью удаления загрязнений φ_r . Для каналов ПТО такая модель была предложена в [16] со скоростью осаждения загрязнений рассчитанной по уравнению:

$$\frac{\partial \delta_f}{\partial \theta} = \varphi_d - b \cdot \tau_w \cdot \delta_f, \quad (1)$$

где δ_f – толщина слоя загрязнений, м; θ – время, с; τ_w – напряжение сдвига стенки, Па; b – эмпирический коэффициент, $1/(\text{Па} \cdot \text{с})$.

Термическое сопротивление загрязнения:

$$R_f = \frac{\delta_f}{\lambda_f}, \quad (2)$$

где λ_f – коэффициент теплопроводности осаждаемого осадка, Вт/(м·К).

Интенсивность осаждения загрязнений выражается следующим образом:

$$\varphi_d = \frac{A_m \cdot P_{cu} \cdot T_s^{2/3} \cdot \rho^{2/3} \cdot \mu^{-4/3}}{1 + B_m \cdot P_{cu} \cdot 2 \cdot \tau_w \cdot \rho^{-4/3} \cdot \mu^{-1/3} \cdot T_s^{2/3} \cdot \exp(E / (R \cdot T_s))}; \quad (3)$$

$$P_{cu} = \frac{2 \cdot \tau_w^{1-1.75}}{\rho} \left(\frac{D_e^{0.25} \cdot 2}{\mu^{0.25} \cdot \rho^{0.75} \cdot 0.0791} \right)^{-1.75}, \quad (4)$$

где T_s – температура поверхности, К; ρ – плотность потока, $\text{кг}/\text{м}^3$; μ – динамическая вязкость жидкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$, R – универсальная газовая постоянная, равная $8,314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$, P_{cu} рассчитывается согласно уравнению (4), в котором D_e – эквивалентный диаметр канала, м. В этом отношении эмпирические параметры A_m , B_m и E зависят от физической природы теплоносителя.

Для оценки изменения параметров процесса вдоль длины канала ПТО температура холодного потока определяется следующим уравнением:

$$\frac{\partial T_2}{\partial x} = \frac{q \cdot \Pi}{g_2 \cdot c_{p2}}, \quad (5)$$

где q – удельный тепловой поток, Вт/м²; g_2 – массовый расход холодного теплоносителя через один канал, кг/с; C_{p2} – удельная теплоемкость холодного потока, Дж/(кг·К); Π – периметр канала, м.

Для горячего теплоносителя:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} = \frac{\partial T_2}{\partial x} \cdot \frac{g_2 \cdot c_{p2}}{g_1 \cdot c_{p1}}, \quad (6)$$

где g_1 – массовый расход горячего потока через один канал, кг/с; C_{p1} – удельная теплоемкость горячего потока, Дж/(кг·К).

Удельный тепловой поток через поверхность теплопередачи:

$$q = U \cdot (T_1 - T_2), \quad (7)$$

где U – общий коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

$$U = \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_f + \frac{\delta_w}{\lambda_w} \right)^{-1}. \quad (8)$$

Здесь δ_w – толщина металла теплопередающей пластины, м; λ_w – теплопроводность теплопередающей пластины, Вт/(м·К); h_1 и h_2 – коэффициенты теплоотдачи для горячего и холодного теплоносителей, соответственно, Вт/(м²·К).

Температура поверхности слоя загрязнений:

$$T_s = \frac{U}{h_2} (T_1 - T_2) + T_2. \quad (9)$$

Коэффициенты теплоотдачи рассчитываются в соответствии с корреляционными уравнениями, предложенными в [17–19] для падения давления и теплоотдачи на основном гофрированном поле в зависимости от геометрии канала и теплофизических свойств жидкости. Для краткости здесь эти корреляции представлены в общем виде:

$$h_j = h_j(W_j, T_j, T_s, \beta, \gamma, d_e), \quad (10)$$

где W – скорость потока в канале, м/с; β – угол гофров к оси пластины, градусы; γ – отношение угла наклона гофра к высоте; d_e – эквивалентный диаметр канала.

Скорость потока и эквивалентный диаметр для стороны холодного теплоносителя рассчитываются с учетом изменения площади поперечного сечения канала с осаждением загрязнений:

$$W_2 = \frac{g_2}{(f_{ch} - \delta_f \cdot \Pi) \cdot \rho_2}; \quad (11)$$

$$de_2 = de_1 - 2 \cdot \delta_f. \quad (12)$$

Напряжение сдвига на стенке рассчитывалось следующим образом:

$$\tau_{wj} = \zeta_{sj} \cdot \psi_j \cdot \rho_j \cdot W_j / 8. \quad (13)$$

Здесь коэффициент трения ζ_s для полных потерь давления (из-за трения о стенку и сопротивления формы) оценивается по соотношению из [20], так же, как и доля потерь на трение ψ .

Уравнения (1)–(13) можно рассматривать как систему трех уравнений с частными производными (1), (5) и (6) с нелинейными правыми частями, выраженными через остальные алгебраические уравнения системы. Аналитическое решение невозможно из-за значительной нелинейности. Для численного решения этой системы используется метод конечных разностей. Он реализован как программное обеспечение для ПК в среде Mathcad. Результаты решения математической модели иллюстрируются двумя примерами, представленными в следующих разделах.

Пример 1. Сахарный завод

Результаты промышленных испытаний ПТО для нагрева слабого сока теплом конденсата пара после испарения раствора в первом корпусе представлены в [21]. Теплообменник работал 13 дней после последней очистки. Первые измерения проводились после запуска, что для этого случая занимало много времени из-за нескольких остановок оборудования. Стабильные условия начались после 96 часов работы. Используя эти данные, экспериментальный общий коэффициент теплопередачи оценивается уравнением (14) с экспериментальными значениями $t_{22} = t_{22\text{exp}}$ и $t_{12} = t_{12\text{exp}}$:

$$U_f = \frac{G_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \cdot c_{p2} \cdot \rho_2}{[(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})] \cdot 3600} \cdot \ln \left(\frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right) \quad (14)$$

Моделирование производилось для заданных входных температур потоков t_{11} и t_{22} , равных их экспериментальным значениям. Эмпирические константы модели загрязнения рассматриваются как определенные без учета распределения локальных параметров процесса:

$$A_m = 1.57 \cdot 10^{-12} \text{ кг}^{2/3} \text{ К}^{1/3} \text{ м}^{5/3} (\text{Вт})^{-1} \text{ с}^{-1/3} \text{ ч}^{-1}; B_m = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^{-13/3} \text{ кг}^{2/3} \text{ с}^{8/3} \text{ К}^{-2/3}; E = 52100 \text{ Дж} \cdot \text{моль}^{-1} \text{ и } b = 2.31 \cdot 10^{-4} \text{ Па}^{-1} \text{ с}^{-1}.$$

Усредненные значения термического сопротивления загрязнения при моделировании R_{fm} также хорошо согласуются с экспериментальными R_{fe} , полученными без учета локальных параметров процесса. Эти значения также дают хорошие результаты (см. Таблицу 1) при получении среднего коэффициента теплопередачи по формуле (15):

$$U_f^* = (R_{fm}^{-1} + U_0^{-1})^{-1}. \quad (15)$$

Анализ представленных результатов приводит к выводу о достоверности модели. Однако в данном конкретном случае нет большой разницы между расчетами по локальным и средним параметрам процесса. Это можно объяснить небольшими изменениями условий процесса вдоль поверхности теплообмена. Расчетное распределение по длине пластины локального термического сопротивления загрязнения представлено на рис. 1. Изменение значений не превышает 22 % в течение 13 дней работы и остается в этих пределах после работы в течение 28 дней. Такое изменение мало влияет на среднюю теплопередачу. Для более детального анализа следует рассмотреть процесс с большим изменением параметров.

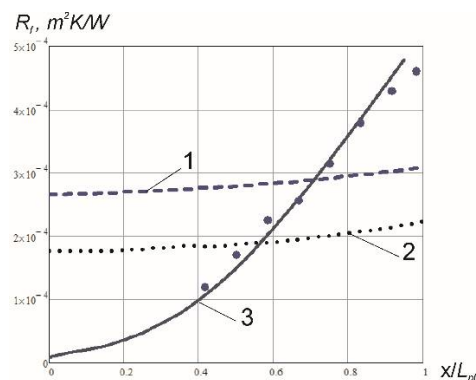


Рисунок 1 – Локальные значения термического сопротивления загрязнения вдоль пластины
 Пример 1: (1) – после 28 дней работы; (2) – через 13 дней.
 Пример 2: (3) – через 28 дней; Точки – экспериментальные данные

Пример 2. Централизованное теплоснабжение

Результаты обширного экспериментального исследования загрязнения поверхности теплопередачи ПТО при нагреве горячей воды для нужд горячего водоснабжения (ГВС) были опубликованы в [22]. Эксперименты проведены на ПТО, работающем в системе централизованного теплоснабжения (ЦТ) в городе Туле, РФ. Эта система ЦТ построена по «открытой» схеме, где горячая вода для ГВС в домах отбирается из контура радиаторного отопления. Такая система требует нагрева больших объемов водопроводной воды до температур 60–70 °С или даже выше. Предварительная обработка воды, как правило, плохая и, следовательно, масштабы отложений в теплообменниках обширны. Хотя такая схема ЦТ имеет много недостатков по сравнению с современными, она хороша для изучения явлений загрязнения теплопередающей поверхности.

Експерименти проводились с ПТО тип М10В производства Альфа Лаваль. Температура холодной воды на входе изменялась от 7.9 °С до 9.5 °С. Она нагревалась до 59.0–61.5 °С теплоносителем, температура которого постепенно повышалась от примерно 74 °С до 98 °С, чтобы поддерживать требуемую температуру нагретой воды при возрастающем загрязнении. Для нашей модели данные пластины М10В были измерены на оригинальной пластине: $\beta=60^\circ$, $\gamma=0.56$. Высота канала, как сообщается в цитируемой работе, равна 2.93 мм. Данные о температурах и расходах приняты согласно приведенным в источнике. Эмпирические параметры модели загрязнения определены методом наименьших квадратов по данным экспериментов для скорости течения $W = 0.57$ м/с как:

$$A_m=6.29 \cdot 10^{-12} \text{ кг}^{2/3} \text{ К}^{1/3} \text{ м}^{5/3} (\text{Вт м})^{-1} \text{ с}^{-1/3} \text{ ч}^{-1}; B_m=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^{-13/3} \text{ кг}^{2/3} \text{ с}^{8/3} \text{ К}^{-2/3}; E=52100 \text{ Дж моль}^{-1} \text{ и } b=0.5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}.$$

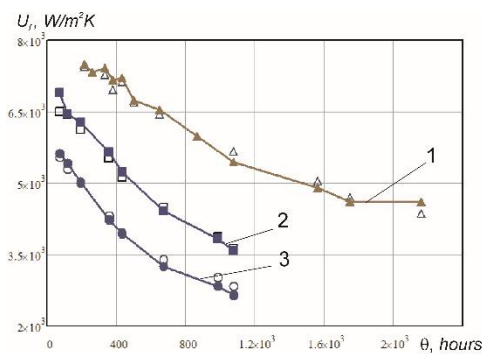


Рисунок 2 – Экспериментальный U_f (черные точки) и рассчитанный U_f (пустые точки):
1 – $W_2=0.57$ м/с; 2 – $W_2=0.40$ м/с; 3 – $W_2=0.26$ м/с

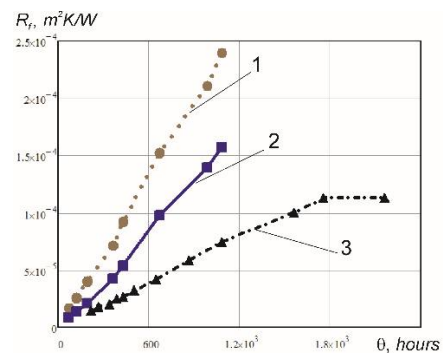


Рисунок 3 – Рассчитанное усредненное термическое сопротивление загрязнения:
1 – $W_2=0.26$ м/с; 2 – $W_2=0.40$ м/с;
3 – $W_2=0.57$ м/с

Сравнение данных для всех экспериментов с общими коэффициентами теплопередачи, рассчитанными по модели, представлено на рис. 2. Расхождения расчетных и экспериментальных значений не превышают $\pm 7\%$. Это подтверждает адекватность модели и ее способность прогнозировать загрязнение ПТО в исследуемом диапазоне скоростей и температур. Рассчитанные средние термические сопротивления представлены на рис. 3. Эти данные иллюстрируют существенное уменьшение термического сопротивления загрязнений с увеличением скорости потока. Однако попытка использовать эти данные для расчета среднего коэффициента теплопередачи U_f^* , используя данные о среднем коэффициенте теплопередачи при отсутствии загрязнений по формуле (15), дает заниженные значения. Это объясняется в результате анализа локального распределения термического сопротивления загрязнений, представленного на рис.1. Термическое сопротивление загрязнений по холодному потоку изменяется от $7 \cdot 10^{-6}$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) на входе до 460 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) на выходе, или более чем в 60 раз. Усредненное значение термического сопротивления загрязнений $R_{fm}=171$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), но рассчитанное по среднему общему коэффициенту теплопередачи $R_{fe}=138,6$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), или на 19 % ниже. Это сильно отличается от примера 1 и показывает необходимость расчета по локальным параметрам процесса в случае значительных изменений температуры потоков.

Выводы

Представлена математическая модель ПТО с загрязнением на поверхности теплообмена. Модель учитывает изменение параметров процесса вдоль длины канала и во времени с развитием слоя загрязнений. Это позволяет более точно прогнозировать поведение ПТО, подверженного загрязнению, по сравнению с моделью, основанной на средних параметрах процесса, особенно в условиях, когда температура потока значительно изменяется между входом и выходом ПТО.

Модель загрязнения включает в себя четыре эмпирических параметра (A_m , B_m , E и b), которые могут быть идентифицированы с использованием данных мониторинга тепловых характеристик ПТО, работающих с конкретными загрязняющими средами. С помощью этих параметров модель может быть использована для моделирования тепловых характеристик ПТО, работающих с конкретным теплоносителем, и для анализа влияния на тепловые характеристики ПТО геометрии гофрировки пластин, температурной программы и скорости потока в каналах. Как показывают два приведенных примера, для такого загрязнения, как карбонат кальция и осаждение твердых частиц, только два параметра A_m и b могут быть идентифицированы, а другие два не изменены. Модель предсказывает изменение скорости потока вдоль канала. Это может быть важно для расчета увеличения падения давления в ПТО при росте загрязнения поверхности. Учет этого обстоятельства требует дальнейшего развития и экспериментального подтверждения предложенного метода.

Литература

1. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., ХАВИН Г.Л., АРСЕНЬЕВА О.П. (2004). Пластинчатые теплообменники в промышленности. Харьков: НТУ «ХПИ».
2. Klemeš J.J., Varbanov P.S., Kapustenko P., 2013. New developments in heat integration and intensification, including total site, waste-to-energy, supply chains and fundamental concepts. *Applied Thermal Engineering*, 61, 1–6.
3. Мешалкин В.П., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А. (2006). Основы теории ресурсосберегающих интегрированных химико-технологических систем. Харьков: НТУ" ХПИ".
4. Malayeri M.R., Müller-Steinhagen, H., & Watkinson, A. P., 2017. 11th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning–2015, Enfield, Republic of Ireland. *Heat Transfer Engineering*, 38 (7–8), 667–668.
5. Klemeš J.J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., 2015. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. CRC Press, Boca Raton, FL, USA.
6. Crittenden B.D., Yang M., Dong L., Hanson R., Jones J., Kundu K., Klochok E., Arsenyeva O., Kapustenko, P., 2015. Crystallization Fouling With Enhanced Heat Transfer Surfaces. *Heat Transfer Engineering*, 36(7-8), 741–749.
7. Gogenko A.L., Anipko O.B., Arsenyeva O.P., Kapustenko P.O. (2007). Accounting for fouling in plate heat exchanger design. *Chemical Engineering Transactions*, 12, 207–212.
8. Капустенко П.А., Кузин А.К., Макаровский Е.Л., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., Ульев Л.М., Черная Е.Б. (2004). Альтернативная энергетика и энергосбережение: современное состояние и перспективы. ООО Издательский дом «Вокруг цвета».

9. Kapustenko P., Boldyryev S., Arsenyeva O., Khavin G. (2009). The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production. *Journal of Cleaner Production*, 17(10), 951–958.
10. Perevertaylenko O.Y., Gariev A.O., Damartzis T., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Arsenyeva O. P. (2015). Searches of cost effective ways for amine absorption unit design in CO₂ post-combustion capture process. *Energy*, 90, 105–112.
11. Arsenyeva O.P., Čuček L., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Savchenko Y.A., Kusakov S.K., Matsegora O.I. (2016). Utilization of waste heat from exhaust gases of drying process. *Frontiers of Chemical Science and Engineering*, 10(1), 131–138.
12. Pääkkönen T.M., Riihimäki M., Simonson C.J., Muurinen E., Keiski R.L., 2015. Modeling CaCO₃ crystallization fouling on a heat exchanger surface—Definition of fouling layer properties and model parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 84–98.
13. Coletti F., Diaz-Bejarano E., Martinez J., Macchietto S. (2015). Heat exchanger design with high shear stress: reducing fouling or throughput. In *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning-2015*. Enfield (Ireland). 27–33.
14. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G. (2009). Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 18, 791–796.
15. Panchal C.B., Knudsen J.G., 1998. Mitigation of Water Fouling Technology Status and Challenges. *Advances in Heat Transfer*, 31; 431–474.
16. Arsenyeva O.P., Crittenden B., Yang M., Kapustenko P.O., 2013. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 61(1), 53–59.
17. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G. (2011). The generalized correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399–404.
18. Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., Khavin G., 2013b. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions. *Energy*, 57, 201–207.
19. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V. (2014). Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 70(2), 1208–1215.
20. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V., 2012. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels of plate-and-frame heat exchangers. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 46(6), 634–641.
21. Demirskiy A., Kapustenko P. O., Khavin G. L., Arsenyeva O. P., Matsegora O., Kusakov S., Bocharnikov I., 2016, Investigation of fouling in plate heat exchangers at sugar factory, *Chemical Engineering Transactions*, 52, 583–588.
22. Chernyshov D.V., 2002. Prognosis of scaling in plate water heaters to increase reliability of their work. Thesis for Candidate of Technical Sciences. Tula State University, Tula, Russian.

Bibliography (transliterated)

1. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A., Havin G.L., Arseneva O.P. (2004). *Plastinchatyie teploobmenniki v promyshlennosti*. Harkov: NTU «HPI».

2. Klemeš J.J., Varbanov P.S., Kapustenko P., 2013. New developments in heat integration and intensification, including total site, waste-to-energy, supply chains and fundamental concepts. *Applied Thermal Engineering*, 61, 1–6.

3. Meshalkin V.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.A. (2006). *Osnovyi teorii resursosberegayuschih integrirovannyih himiko-tehnologicheskikh sistem*. Harkov: NTU" HPI".

4. Malayeri M.R., Müller-Steinhagen, H., & Watkinson, A. P., 2017. 11th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning–2015, Enfield, Republic of Ireland. *Heat Transfer Engineering*, 38 (7–8), 667–668.

5. Klemeš J.J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., 2015. *Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation*. CRC Press, Boca Raton, FL, USA.

6. Crittenden B.D., Yang M., Dong L., Hanson R., Jones J., Kundu K., Klochok E., Arsenyeva O., Kapustenko, P., 2015. Crystallization Fouling With Enhanced Heat Transfer Surfaces. *Heat Transfer Engineering*, 36(7-8), 741–749.

7. Gogenko A.L., Anipko O.B., Arsenyeva O.P., Kapustenko P.O. (2007). Accounting for fouling in plate heat exchanger design. *Chemical Engineering Transactions*, 12, 207–212.

8. Kapustenko P.A., Kuzin A.K., Makarovskiy E.L., Tovazhnyanskiy L.L., Ulev L.M., Chernaya E.B. (2004). *Alternativnaya energetika i energosberezhenie: sovremennoe sostoyanie i perspektivy*. OOO Izdatelskiy dom «Vokrug tsveta.

9. Kapustenko P., Boldyryev S., Arsenyeva O., Khavin G. (2009). The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production. *Journal of Cleaner Production*, 17(10), 951–958.

10. Perevertaylenko O.Y., Gariev A.O., Damartzis T., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Arsenyeva O. P. (2015). Searches of cost effective ways for amine absorption unit design in CO₂ post-combustion capture process. *Energy*, 90, 105–112.

11. Arsenyeva O.P., Čuček L., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Savchenko Y.A., Kusakov S.K., Matsegora O.I. (2016). Utilization of waste heat from exhaust gases of drying process. *Frontiers of Chemical Science and Engineering*, 10(1), 131–138.

12. Pääkkönen T.M., Riihimäki M., Simonson C.J., Muurinen E., Keiski R.L., 2015. Modeling CaCO₃ crystallization fouling on a heat exchanger surface–Definition of fouling layer properties and model parameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 84–98.

13. Coletti F., Diaz-Bejarano E., Martinez J., Macchietto S. (2015). Heat exchanger design with high shear stress: reducing fouling or throughput. In *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning-2015*. Enfield (Ireland). 27–33.

14. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G. (2009). Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 18, 791–796.

15. Panchal C.B., Knudsen J.G., 1998. Mitigation of Water Fouling Technology Status and Challenges. *Advances in Heat Transfer*, 31; 431–474.

16. Arsenyeva O.P., Crittenden B., Yang M., Kapustenko P.O., 2013. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 61(1), 53–59.

17. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G. (2011). The generalized correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399–404.

18. Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyansky L., Khavin G., 2013b. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger performance in specified process conditions. *Energy*, 57, 201–207.

19. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V. (2014). Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 70(2), 1208–1215.

20. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy O.V., 2012. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels of plate-and-frame heat exchangers. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 46(6), 634–641.

21. Demirskiy A., Kapustenko P. O., Khavin G. L., Arsenyeva O. P., Matsegora O., Kusakov S., Bocharnikov I., 2016, Investigation of fouling in plate heat exchangers at sugar factory, *Chemical Engineering Transactions*, 52, 583–588.

22. Chernyshov D.V., 2002. Prognosis of scaling in plate water heaters to increase reliability of their work. Thesis for Candidate of Technical Sciences. Tula State University, Tula, Russian.

УДК 66.021.4

Мацегора О.І.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УТВОРЕННЯ ВІДКЛАДНЕННЯ НА ПОВЕРХНІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМІННИКА

Представлена математична модель пластинчатого теплообмінника (ПТО) з забрудненням на поверхні теплообміну. Модель враховує зміну параметрів процесу вздовж довжини каналу і в часі з розвитком слою забруднень. Параметри моделі були ідентифіковані з використанням даних моніторингу теплових характеристик ПТО, працюючих в промисловості і комунальному теплотзабезпеченні. Модель може бути використана для моделювання теплових характеристик ПТО, працюючих з конкретним теплоносієм, та для аналізу впливу на теплові характеристики ПТО геометрії гофрування пластин, температурної програми і швидкості потоку в каналах.

Matsegora O.

THE MATHEMATICAL MODELLING OF FOULING FORMATION ALONG PHE HEAT TRANSFER SURFACE

The mathematical model of plate heat exchanger (PHE) with fouling deposition on heat transfer surface is presented. The model is accounting for the change of process parameters along the channels length and in time with the development of fouling deposition layer. The model's parameters were identified using data of monitoring the thermal performance of PHEs operating in industry and District Heating. The model can be used to simulate thermal performance of PHEs working with specific media and to analyze the influence of plate's corrugation geometry, temperature program and flow velocity in channels on PHE thermal performance in conditions of fouling.