



Издается
с января 2004 г.

Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт

научно-технический журнал

ISSN 2500-0586

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых
коммуникаций (Роскомнадзор)
ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.

Главный редактор журнала

В. И. Лысак – чл.-корр. РАН,
д-р техн. наук, профессор,
ректор университета

Редакционная коллегия:

И. И. Артюхов – д.т.н., проф. СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
А. В. Баранов – д.ф.-м. н., проф.,
РГУ нефти и газа, г. Москва.
А. Б. Голованчиков – д.т.н., проф., ВолгГТУ
А. Е. Городецкий – д.т.н., проф., ИПМаш
РАН, г. Санкт-Петербург
А. П. Дарманиян – д.т.н., проф. ВГАУ,
г. Волгоград
А. М. Иванов – д. т. н., проф.,
МГТУ (МАДИ), г. Москва
В. В. Коротаев – д.т.н., проф., ИТМО,
г. Санкт-Петербург
О. Г. Котиев – д. т. н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. А. Львов – д. т. н., проф., СГТУ
им. Гагарина Ю. А., г. Саратов
Мертен Клеменс – д. т. н., проф.,
университет г. Штутгарт, Германия
В. А. Марков – д. т. н., проф., МВТУ
им. Н. Э. Баумана, г. Москва
А. В. Навроцкий – д.х.н., проф., ВолгГТУ
А. А. Ревин. – д.т.н., проф., ВолгГТУ
Б. В. Скворцов – д.т.н., проф., СГАУ
им. академика С. П. Королева, г. Самара
О. А. Тишин. – д.т.н., проф., ВолгГТУ
Е. А. Федянов – д.т.н., проф., ВолгГТУ
В. М. Шаповалов – д.т.н., проф. ВолгГТУ;
В. М. Шарипов – д.т.н., проф., МГТУ
(МАМИ), г. Москва

Ответственный секретарь
Ю. В. Аристова – доц., к.т.н.

Журнал распространяется
по подписке.
Индекс журнала по каталогу
Агентства «Роспечать»
для Российской Федерации –
94193(ОК+ЭК). По вопросам
подписки обращаться
в издательство.

Тел. издательства ВолгГТУ:
+7 (8442) 24-84-06,
fax: +7 (8442) 24-84-06,
e-mail: otr@vstu.ru

№ 1 (18)
Март
2017

УЧРЕДИТЕЛЬ:

**ФГБОУ высшего образования
«Волгоградский государственный технический
университет»**

Периодичность: четыре раза в год

Адрес редакции:

РФ, 400005, Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28
Гл. редактор: телефон: – (8442) 23-00-76
e-mail: rector@vstu.ru

Отв. секретарь: телефон: – (8442) 24-84-31
e-mail: pahp@vstu.ru

Официальный сайт Учредителя: www.vstu.ru

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

**Авторское право на журнал в целом принадлежит
Учредителю, на отдельные статьи – сохраняется за авторами**

*Перепечатка из журнала «Энерго- и ресурсосбережение:
промышленность и транспорт» категорически запрещена без
оформления договора в соответствии с действующим
законодательством РФ*

*При перепечатке материалов ссылка на журнал «Энерго- и
ресурсосбережение: промышленность и транспорт» обязательна*

Статьи печатаются бесплатно



Published since
January 2004 г.

Energo- i resursosberezhenie: Promyshlennost' i transport (Energy and Resource Saving: Industry and Transport) science-technical journal

ISSN 2500-0586

Journal is registered in the Federal Service for supervision
of communications, information technology and mass media
(Roscomnadzor) registration certificate:
ПН .N° (ФЦ77-64543, registration date: 22 January 2016

Editor-in-chief

V. I. Lysak – Corresponding
Member of RAS, D. Sc. (Technical),
Professor,
Rector of VSTU

Editorial Board:

I. I. Artuchov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU., Saratov
A. V. Baranov – D. Sc. (Physical and Math.),
Prof., Gubkin University, Moscow.
A. B. Golovanchikov – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
A. E. Gorodetskij – D. Sc. (Engineering),
Prof., IPME, St. Petersburg
A. P. Darmanyan – D. Sc. (Engineering),
Prof. VSAU, Volgograd
A. M. Ivanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
MADI, Moscow
V. V. Korotaev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
ITMO University, St. Petersburg
O. G. Kotiev – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. A. L'vov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
SSTU., Saratov
M. Clemens – D. Sc. (Engineering), Prof.,
University of Stuttgart, Germany
V. A. Markov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
BMSTU, Moscow
A. V. Navrotsky – D. Sc. (Chemistry), Prof.,
VSTU, Volgograd
A. A. Revin – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
B. V. Skvortsov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
Samara University, Samara
O. A. Tishin – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
E. A. Fedyanov – D. Sc. (Engineering), Prof.,
VSTU, Volgograd
V. M. Shapovalov – D. Sc. (Engineering),
Prof., VSTU, Volgograd
V. M. Sharipov – D. Sc. (Engineering),
Prof., UMech, Moscow

Executive Secretary
Yu. V. Arisova – PhD, Associate Prof.

The journal is distributed by subscription.
Index of the journal in the catalogue
of the Agency «Rospechat» for the Russian
Federation – 94193(OK+ЭК).
Concerning subscription turn to the editorial
office.

VSTU Publisher tel.:

+7 (8442) 24-84-06,
fax: +7 (8442) 24-84-06,
e-mail: otr@vstu.ru

© Volgograd State Technical University,
«Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i transport », 2017

**№ 1 (18)
March
2017**

FOUNDER:

**Federal State Budgetary Educational Institution of Higher
Education «Volgograd State Technical University»**

Periodicity: four times per year

Editorial office address:

Russia, 400005, Volgograd, Lenin avenue, 28. Editor-In-Chief:
tel.: +7 (8442) 23-00-76 e-mail: rector @vstu.ru

Executive Secretary: +7 (8442) 24-84-31 e-mail:
pahp@vstu.ru

Official website: www.vstu.ru

Published by the decision of editorial review board of Volgograd State
Technical University

***The copyright for the journal in general belongs to the Founder, for separate
articles – retained by the authors.***

*Reprint from the journal « Energo- i resursosberezhenie: promyshlennost' i
transport » is strongly forbidden -without conclusion of an agreement in accordance
with the current legislation of the Russia Federation.*

*When reprint the materials, the citation to the journal «Energo- i
resursosberezhenie: promyshlennost' i transport» is obligatory*

The articles are published for free.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

Анцыперов С. А. 26

Аристова Ю. В. 16

Бадьин Ю. А. 7, 10

Быков Н. С. 16

Воротнева С. Б. 19, 26

Гермашев И. В. 62

Голованчиков А. Б. 16, 19, 26, 32, 35, 41,
53, 57, 62, 67, 72, 77

Грачёва Н. В. 72

Доан М. К. 41

Карев В. Н. 35

Карпюк Д. С. 16

Ламскова М. И. 57

Мацько А. А. 32

Меренцов Н. А. 19

Новиков А. Е. 57

Панов В. А. 67

Прохоренко Н. А. 32, 35, 62, 67

Романенко М. Д. 77

Русакова Г. Г. 72

Тарасенко Л. Е. 41

Филимонов М. И. 57

Чёрикова К. В. 53, 72

Шагарова А. А. 41

Шаповалов В. М. 46, 50

AUTHOR INDEX

- Antsyperov S. A. 26
Aristova Yu. V. 16
Badin Yu. A. 7, 10
Bikov N. S. 16
Chyorikova K. V. 53, 72
Doan M. K. 41
Filimonov M. I. 57
Germashev I. V. 62
Golovanchikov A. B. 16, 19, 26, 32, 35, 41,
53, 57, 62, 67, 72, 77
Grachyova N. V. 72
Karev V. N. 35
Karpyuk D. S. 16
Lamskova M. I. 57
Matsko A. A. 32
Merentsov N. A. 19
Novikov A. E. 57
Panov V. A. 67
Prohorenko N. A. 32, 35, 62, 67
Romanenko M. D. 77
Rusakova G. G. 72
Shagarova A. A. 41
Shapovalov V. M. 46, 50
Tarasenko L. E. 41
Vorotneva S. B. 19, 26

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Бадьин Ю. А.</i> Учет термопульсационного перемещения змеевиков при проектировании промышленных трубчатых печей.....	7
<i>Бадьин Ю. А.</i> Расчет на прочность змеевиков промышленных трубчатых печей с учетом влияния термопульсационного перемещения при их эксплуатации.....	10
<i>Голованчиков А. Б., Аристова Ю. В., Быков Н. С., Карпюк Д. С.</i> Интенсификация процесса перемешивания на примере конструкции смесителя.....	16
<i>Голованчиков А. Б., Воротнева С. Б., Меренцов Н. А.</i> Моделирование работы двухтрубного теплообменника с комбинированными структурами потоков теплоносителей.....	19
<i>Анцыперов С. А., Голованчиков А. Б., Воротнева С. Б.</i> Моделирование работы кожухотрубного теплообменника типа «холодильник–кипятильник» с учетом продольной теплопроводности.....	26
<i>Голованчиков А. Б., Прохоренко Н. А., Мацько А. А.</i> Выбор геометрических размеров бункерных устройств с учетом физико-механических свойств материала.....	32
<i>Голованчиков А. Б., Прохоренко Н. А., Карев В. Н.</i> Расчет насадочной ректификационной колонны с учетом продольного перемешивания по жидкой фазе.....	35
<i>Голованчиков А. Б., Шагарова А. А., Тарасенко Л. Е., Доан М. К.</i> Экспериментальные исследования работы загрузочного бункера с ворошителем.....	41
<i>Шаповалов В. М.</i> Оценка погрешности модели Оствальда–де Виля в прогнозе интегральных характеристик течения неньютоновской жидкости в плоской щели.....	46
<i>Шаповалов В. М.</i> Влияние реологической модели на решение задачи диссипативного разогрева неньютоновской жидкости.....	50
<i>Голованчиков А. Б., Чёрикова К. В.</i> Моделирование процесса экстракции в насадочной колонне с учетом продольного перемешивания сплошной фазы.....	53
<i>Голованчиков А. Б., Ламскова М. И., Филимонов М. И., Новиков А. Е.</i> Моделирование процесса очистки воды от капель углеводородов в гидроциклоне.....	57
<i>Голованчиков А. Б., Прохоренко Н. А., Гермашев И. В.</i> Применение резонансных колебаний в загрузочных устройствах.....	62
<i>Голованчиков А. Б., Прохоренко Н. А., Панов В. А.</i> Моделирование процесса истечения материала из загрузочного бункера при вибрации.....	67
<i>Голованчиков А. Б., Чёрикова К. В., Русакова Г. Г., Грачёва Н. В.</i> Выщелачивание синигрина горячей водой из семян горчицы в экстракторе...	72
<i>Голованчиков А. Б., Романенко М. Д.</i> Приспособление для удаления кочерыжек капусты.....	77

CONTENTS

<i>Badin Yu. A.</i> TAKING INTO ACCOUNT THERMOPULSATILE MOTION FOR COILS IN DESIGNING FOR INDUSTRIAL FIRED HEATERS.....	7
<i>Badin Yu. A.</i> THE MODELLING AND FLEXIBILITY ANALYSIS OF HEATER COILS WITH TAKING INTO ACCOUNT THE THERMOPULSATILE MOTION WHILE WORKING.....	10
<i>Golovanchikov A. B., Aristova Yu. V., Bikov N. S., Karpyuk D. S.</i> INTENSIFICATION OF THE MIXING PROCESS IN THE MIXER CONSTRUCTION APPARATS.....	16
<i>Golovanchikov A. B., Vorotneva S. B., Merentsov N. A.</i> MODELING OF DOUBLE-PIPE ENCLOSED HEAT EXCHANGER WITH COMBINED FLOW STRUCTURES OF HEAT CARRIERS.....	19
<i>Antsyperov S. A., Golovanchikov A. B., Vorotneva S. B.</i> MODELLING OF OPERATION OF THE SHELL-AND-TUBE «REFRIGERATOR–BOILER» HEAT EXCHANGER TAKING INTO ACCOUNT LONGITUDINAL HEAT CONDUCTIVITY.....	26
<i>Golovanchikov A. B., Prokhorenko N. A., Matsko A. A.</i> THE CHOICE OF THE GEOMETRIC DIMENSIONS OF THE HOPPER DEVICE WITH THE PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES OF THE MATERIAL.....	32
<i>Golovanchikov A. B., Prokhorenko N. A., Karev V. N.</i> THE CALCULATION OF THE PACKED DISTILLATION COLUMN WITH REGARD TO LONGITUDINAL MIXING IN THE LIQUID PHASE.....	35
<i>Golovanchikov A. B., Shagarova A. A., Tarasenko L. E., Doan M. K.</i> EXPERIMENTAL STUDY OF FEEDING HOPPER WORK WITH HAYMAKER.....	41
<i>Shapovalov V. M.</i> EVALUATION OF ERRORS MODELS OSTWALD - DE VILLE IN FUN INTEGRAL CHARACTERISTICS OF FLOW OF NON-NEWTONIAN FLUID IN A NARROW GAP.....	46
<i>Shapovalov V. M.</i> INFLUENCE OF RHEOLOGICAL MODEL ON THE SOLUTION OF THE PROBLEM OF DISSIPATIVE WARMING-UP TO NON-NEWTONIAN LIQUID.....	50
<i>Golovanchikov A. B., Chyrikova K. V.</i> SIMULATION OF THE EXTRACTION PROCCES IN A PACKED COLUMN WITH A LONGITUDINAL VIEW OF THE CONTINUOUS PHASE MIXING.....	53
<i>Golovanchikov A. B., Lamskova M. I., Filimonov M. I., Novikov A. E.</i> MODELING OF PROCESS WATER PURIFICATION FROM DROPS OF HYDROCARBONS IN THE HYDROCYCLONE.....	57
<i>Golovanchikov A. B., Prokhorenko N. A., Germashev I. V.</i> THE USE OF RESONANT OSCILLATIONS IN THE LOADING APPARATUSES OF CHEMICAL TECHNOLOGY.....	62
<i>Golovanchikov A. B., Prokhorenko N. A., Panov V. A.</i> MODELING THE FLOW OF MATERIAL FROM THE HOPPER DURING VIBRATION.....	67
<i>Golovanchikov A. B., Chyrikova K. V., Rusakova G. G., Grachyova N. V.</i> LEACHING SINIGRIN HOT WATER FROM THE MUSTARD SEED IN THE BATCH EXTRACTORS.....	72
<i>Golovanchikov A. B., Romanenko M. D.</i> FIXTURE FOR THE REMOVING OF CABBAGE STALKS.....	77

УДК 665.6:6602

Ю. А. Бадьин

**УЧЕТ ТЕРМОПУЛЬСАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗМЕЕВИКОВ
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ**

**ОАО ВНИКТИнефтехимоборудование
(Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический
институт нефтехимического оборудования, Волгоград)**

Обосновывается необходимость учета термопульсационного перемещения змеевиков при проектировании промышленных трубчатых печей.

Ключевые слова: термопульсационное движение, трубчатые печи.

Yu. A. Badin

**TAKING INTO ACCOUNT THERMOPULSATILE MOTION
FOR COILS IN DESIGNING FOR INDUSTRIAL FIRED HEATERS**

**OJSC VNIKTI «Neftehimoborudovanie» (All-Russian Scientific, Researching
and Construction Institute of Equipment for Oil Refining and Petrochemical Industry, Volgograd)**

The paper attempts to establish the necessity for taking into accounts at designing the thermopulsatile motion parts of industrial fired heaters.

Keywords: thermopulsatile motion, tube fired heaters.

Физический эффект термопульсационного движения твердых тел на наклонных поверхностях, для которых действующая сила тяжести недостаточна для преодоления возникающих сил трения, но которые приходят в движение вниз по наклону поверхности при изменениях температуры, описан впервые в XIX веке и тогда же дано его термомеханическое объяснение [1]. В настоящее время проводятся интенсивные исследования данного физического эффекта в различных областях науки и техники [2].

Однако в практике проектирования, производства и анализа условий эксплуатации промышленных трубчатых печей данный физический эффект не привлекал большого внимания. Между тем непринятие данного эффекта во внимание может привести к возникновению не предусмотренных проектным расчетом внутренних усилий и напряжений в конструкциях печей и соответственно к риску внезапного разрушения конструкции печи с последующей аварией. Данное соображение обуславливает необходимость теоретического объяснения влияния

термопульсационного движения на внутренние усилия конструкции применительно к конструкциям промышленных трубчатых печей, обоснования критериев безопасности при проектировании и изготовлении печей с учетом данного эффекта.

Основным элементом промышленных печей является трубчатый змеевик, предназначенный для эксплуатации в условиях высоких температур и внутренних давлений.

Змеевик выполняется, как правило, в виде трубных экранов, расположенных по стенам печи и последовательно соединенных переточками.

Рассматриваемая печь имеет камеру радиации цилиндрической формы, камера конвекции не предусмотрена. Горелки расположены в нижней торцевой части печи. Движение дымовых газов организовано по направлению «снизу – вверх». По периметру камеры радиации расположены реакционные трубы (24 шт.), подвешенные с помощью хомутовых подвесок на цепях к внешним опорам.

Чертеж узла соединения реакционной трубы с выходным сборным коллектором реакционного газа показан на рис. 1. Выходной коллектор расположен горизонтально и опирается на скользящие опоры (в количестве 8 шт.).

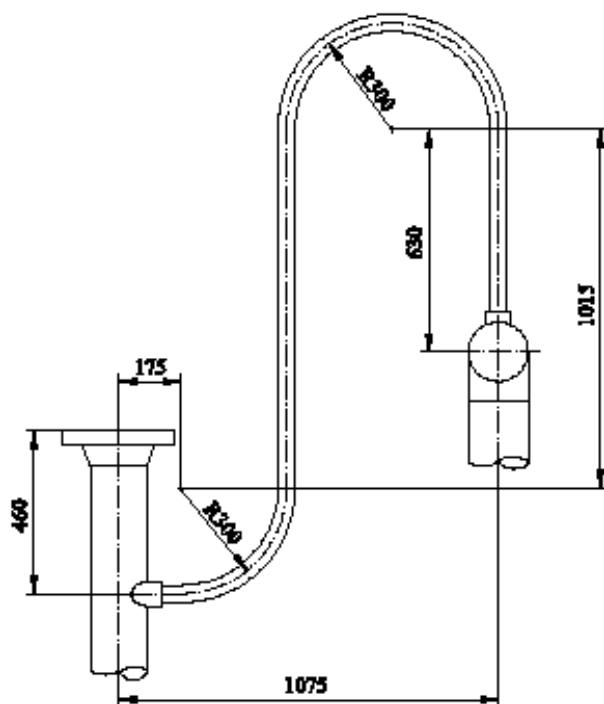


Рис. 1. Узел соединения реакционной трубы с выходным коллектором

Хотя основную часть весовых нагрузок трубчатых змеевиков воспринимает каркас печи, но трубы змеевика, расположенные между опорными кронштейнами, также подвержены весовым нагрузкам. В общем случае нагрузки от внутреннего давления настолько значительны по величине, что будут определять значение главных (максимальных) напряжений в конструкции.

Как правило, проектирование трубчатых печей производится таким образом, что основными рабочими нагрузками для элементов трубчатых змеевиков будут нагрузки от внутреннего давления. Кроме того, эксплуатация в условиях высоких температур означает, что элементы змеевиков, смонтированные в условиях температуры окружающей среды, при нагреве до рабочих температур будут испытывать нагрузки от стесненности температурных деформаций отдельных элементов змеевика другими частями змеевика. Большие размеры (протяженности) трубчатых змеевиков означают, что значения температурных удлинений будут значительны по величине, что обусловит соответственно большие значения нагрузок.

Из рассмотрения конструктивного исполнения трубчатых печей можно сделать вывод, что в первую очередь необходимо рассмотреть вопрос подверженности термопульсационному перемещению змеевиков. Основными предпосылками для этого являются:

- высокие температуры нагрева в ходе эксплуатации;
- большие размеры (протяженности) трубчатых элементов змеевиков;
- материальное исполнение змеевиков (изготовление их из материалов с высокими значениями коэффициентов линейного расширения).
- наличие нагрузок от внутреннего давления.

Основываясь на опыте обследования промышленных трубчатых печей, можно сказать, что трубчатые змеевики промышленных печей являются наиболее нагруженными элементами конструкций печей.

Важность вопроса о возможности термопульсационного перемещения определяется появлением в ходе эксплуатации дополнительных внутренних усилий и напряжений в конструкциях вследствие их смещения относительно друг друга.

При оценке возможности возникновения термопульсационного перемещения элементов змеевиков рассуждения будут производиться применительно к случаю кругового торообразного коллектора реакционной печи (см. рис. 2).

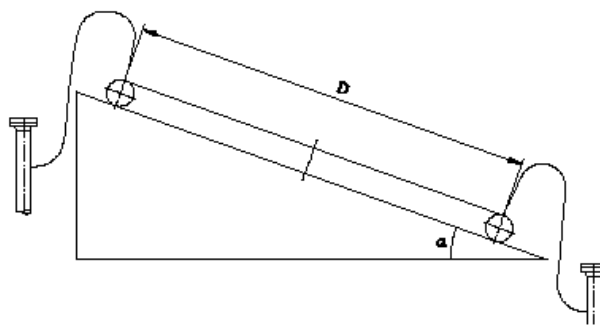


Рис. 2. Схема наклона верхнего сборного коллектора

На рис. 3 показана упрощенная схема – разрез установки верхнего торообразного коллектора с узлами стыковки с реакционными трубами с помощью пигтейлей. Трубчатый коллектор изготовлен из жаропрочного и жаростойкого сплава (НЗ9WM), рабочая температура среды в трубчатом коллекторе и температура стенки труб – 815 °С, и установлен горизонтально с небольшим наклоном на опорах скользящего типа (на рисунке наклон показан условно в увеличенном размере).

Для определения смещения элементов печей используется расчетная схема (см. рис. 3) термопульсационного перемещения твердого тела с геометрическим размером L , находящегося под действием силы тяжести на наклонной плоскости с углом наклона α [1, 2].

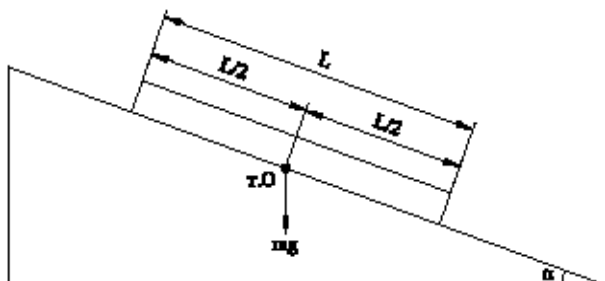


Рис. 3. Расчетная схема моделирования термопульсационного движения

Нахождение в состоянии покоя при постоянной температуре соответствует выполнению условия равновесия тела на наклонной плоскости: $\operatorname{tg}(\alpha) < k$, где k – коэффициент трения пары тела и плоскости, в паре «сталь-сталь» согласно справочным данным принят равным $k = 0,12$.

Для данного случая геометрический размер соответствует, например, диаметру торообразной поверхности (по осевой линии) трубчатого коллектора $D = 5,25$ м.

Удлинение твердого тела (торообразной трубы) в ходе нагрева ($\Delta T = 800$ °С) относительно оси коллектора определяется по формуле:

$$\Delta l = \alpha_l \cdot (D/2) \cdot \Delta T.$$

Коэффициент линейного расширения материала трубы для данного температурного диапазона: $\alpha_l = 18 \cdot 10^{-6}$ 1/градус;

После подстановки численных значений получено: $\Delta l = 38$ мм, а общее удлинение коллектора составит $\Delta l = 2 \cdot \Delta l = 76$ мм.

Основная расчетная формула для определения горизонтального смещения в ходе термопульсационного движения твердого тела:

$$\Delta L = \frac{n \cdot \Delta l \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{k}, \quad (1)$$

где n – число циклов нагрева-охлаждения за время эксплуатации, в данном случае $n = 18$ (по данным обследования).

Угол наклона принят по результатам обследования $\alpha = 0,4^\circ$.

Окончательно получено значение $\Delta L = 79,6$ мм.

Кроме того, в силу полученного уклона выходной коллектор получает также вертикальные перемещения ΔH

$$\Delta H = (D/2) \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (2)$$

В данном случае получено значение $\Delta H = 18,3$ мм (оно будет положительно для верхней точки твердого тела и отрицательно для нижней точки тела). Полученные значения перемещений должны использоваться при проведении расчетов внутренних усилий и напряжений.

Выполненные расчеты показывают, что даже малый уклон может привести к возникновению в конструкции значительных перемещений и относительных смещений их элементов. При расчетном значении температурного удлинения конструкции (относительно оси симметрии) $\Delta l = 38$ мм дополнительное перемещение вследствие термопульсационного движения в направлении температурного расширения составит $\Delta L = \pm 79,6$ мм, а в направлении перпендикулярном ему $\Delta H = \pm 18,3$ мм. Последнее означает, что фактические перемещения для отдельных частей конструкции могут оказаться более чем в три раза выше предусмотренных проектом. Такие значительные смещения приведут к увеличению внутренних усилий и напряжений, что может привести к разрушению конструкции.

Потому проектирование змеевиков печей с горизонтальным расположением элементов в обязательном порядке должно предусматривать назначение максимально допустимого уклона и включать в себя проверку прочности для условий нагружения с учетом уклона.

Для полного обоснования проектного расчетного срока эксплуатации необходимо учесть возможность возникновения термопульсационного движения в элементах конструкций. Потому в данном случае представляет интерес рассмотрение вопроса о критерии возникновения термопульсационного движения в конструкциях змеевиков промышленных печей.

Для оценки возможности возникновения термопульсационного перемещения рассмотрим силы, действующие в физической системе тела на наклонной плоскости. В системе действует сила, возникающая вследствие теплового расширения выходного коллектора (F_p) и противоположная ей по направлению сила трения (F_m):

$$F_p = 2 \cdot \frac{\Delta l}{L} \cdot E \cdot \left(\frac{m}{L \cdot \rho} \right) = 2 \cdot \frac{0.038}{5.25} \cdot 1.4 \cdot 10^{11} \cdot \left(\frac{1500}{5.25 \cdot 7940} \right) = 7.3 \cdot 10^7 \text{ Н},$$

$$F_m = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) = 0.12 \cdot 1500 \cdot 9.8 \cdot \cos(0.4^\circ) = 1760 \text{ Н},$$

где m – вес выходного коллектора (кг); ρ – плотность металла выходного коллектора (кг/м³); L – габаритный размер коллектора (м); E – модуль упругости металла коллектора при рабочей температуре (Па); Δl – удлинение коллектора вследствие теплового расширения (м); α – угол уклона коллектора (градус).

Поскольку сила, обусловленная тепловым расширением коллектора, значительно превышает возникающие силы трения в конструкции, то коллектор будет подвержен термопульсационному перемещению.

Очень большой порядок сил, возникающих вследствие теплового расширения физических тел, в любом случае не позволит воспрепятствовать термопульсационному перемещению конструкции ее жесткой фиксацией.

В ы в о д ы

Для промышленных печей со змеевиками горизонтальных конструкций на скользящих

опорах необходимо назначать максимально допустимый уклон элементов конструкций и предусматривать меры для фиксации элементов конструкций.

В ходе эксплуатации необходимо контролировать положение конструкций на опорных элементах и при установлении смещений принимать специальные меры для предотвращения их неконтролируемого термопульсационного перемещения и последующего разрушения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Moseley, H. On the descent of a solid body on an inclined plane when subjected to alternations of temperature. – London. – 1869.
2. Croll, J. Thermally induced pulsatile motion of solids. Proceedings of Royal Society. London. – 2008.
3. Фарамазов, А. М. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов / А. М. Фарамазов. – М., 1986.

УДК 665.6:6602

Ю. А. Бадьин

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗМЕЕВИКОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРУБЧАТЫХ ПЕЧЕЙ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ТЕРМОПУЛЬСАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

ОАО ВНИКТИнефтехимоборудование
(Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический
институт нефтехимического оборудования, Волгоград)

Рассматривается влияние на условия эксплуатации термопульсационного перемещения элементов змеевиков для случая инцидента во время эксплуатации печи. Проводится верификация прочностных расчетов с рассмотрением змеевиков как гибкой системы с применением метода конечных элементов.

Ключевые слова: расчет на прочность, метод конечных элементов (МКЭ), анализ гибкости, термопульсационное движение, трубчатые печи.

Yu. A. Badin

THE MODELLING AND FLEXIBILITY ANALYSIS OF HEATER COILS WITH TAKING INTO ACCOUNT THE THERMOPULSATILE MOTION WHILE WORKING

OJSC VNIKTI «Neftehimoborudovanie» (All-Russian Scientific, Researching
and Construction Institute of Equipment for Oil Refining and Petrochemical Industry, Volgograd)

The flexibility analysis of heater coil by modeling applied loading and temperature cases was performed to verify the mechanical design and to understand the reason for incident while working of petrochemical unit. The problem are solved with using of The Finite Elements Method (FEM). The study is discussed from point of view for the necessity for taking into accounts the physical effect of thermopulsatile motion in designing of industrial fired heaters.

Keywords: mechanical design, Finite Elements Method (FEM), thermopulsatile motion, tube fired heaters.

Важность учета термопульсационного перемещения в практике проектирования, производства и анализа условий эксплуатации промышленных трубчатых печей показана в статье [1].

Теоретическое обоснование и расчетное исследование этого физического эффекта нуждается в экспериментальном подтверждении и проверке. В силу сложности моделирования объекта исследования в виде промышленных трубчатых печей необходимо проводить натурные исследования. Это, в свою очередь, увеличивает продолжительность таких исследований и уменьшает массив экспериментальных данных. Фактически возможность проведения исследований возникает только в ходе изучения инцидентов, возникших в ходе эксплуатации оборудования. В то же время именно это обстоятельство подчеркивает важность учета такого физического эффекта, поскольку непринятие его во внимание повышает риск внезапного разрушения конструкции печи с последующей аварией.

Такой случай рассмотрен ниже на примере промышленной трубчатой печи производства водорода, предназначенной для нагрева смеси «водяной пар – метан – водород» от температуры 450 °С до 815 °С. Давление на входе в змеевик 2,05 МПа.

Исследовался инцидент, произошедший в ходе эксплуатации, в виде разгерметизации реакционной трубы № 20 змеевика, а также выявлялись причины растрескивания сварных швов приварки муфт для реакционных труб № 1, 13, 14, 16, 18, 19, 21-24 (см. рис. 5, 6 [1]).

Ставилась задача установления характера и причин разрушений конструкции змеевика печи и оценки возможности дальнейшей эксплуатации печи на основе анализа действующих нагрузок (сил и моментов), приложенных к трубам змеевика.

Из анализа произошедшей разгерметизации (рис. 1) и проведенного комплекса исследований физико-механических свойств металла трубы, подвергшейся разрушению, были сделаны следующие выводы:

– разрушение носило характер продольной трещины в отдулине и находилось в районе размещения муфты подсоединения пигтейля с противоположной стороны со смещением вниз (см. рис. 1). Отсутствие дальнейшего развития трещины, указывает на то, что возникновение дефекта происходило вследствие непредусмотренной проектным расчетом нагрузки в зоне присоединения пигтейля;

– дефект данного типа наиболее опасен вследствие того, что разрушение происходит в течение сравнительно небольшого времени. Такой вывод можно сделать на основании такого факта, что для остальных реакционных труб после проведенной ревизии признаков наличия дефектов данного вида не выявлено; опасность дефекта также состоит в том, что разрушение происходит в значительных масштабах (отдулина имеет длину 145 мм, максимальное увеличение диаметра – 1,9 %; длина трещины составила 75 мм, раскрытие трещины до 2 мм);

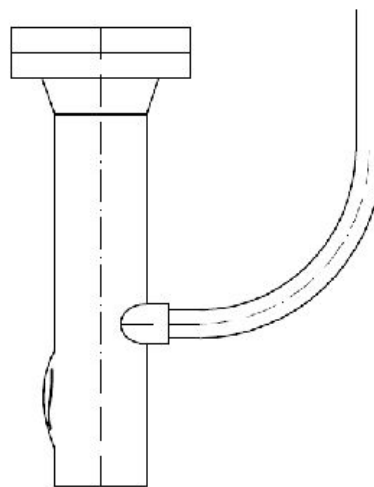


Рис. 1. Схема дефекта в трубе № 20

– разрыв трубы произошел в части реакционной трубы вне камеры радиации, снаружи печи, где температура трубы значительно менее температуры труб в камере радиации, то есть в зоне интенсивного нагрева труб от потока раскаленных дымовых газов;

– утонения стенок трубы не выявлено; металл трубы вне зоны разрушения (отдулины) не претерпел в ходе эксплуатации значительных превращений и не получил повреждений, которые могли бы настолько ухудшить его свойства, чтобы вызвать подобное разрушение [2]. Последнее позволяет предположить, что деформация, трещинообразование и структурные изменения происходили вследствие напряженного состояния металла.

Указанные характерные особенности разрушения свидетельствуют о том, что разрушение произошло по механизму, не предусмотренному проектом, в зоне конструкции, находящейся в сравнительно благоприятных условиях, где температура металла значительно меньше, чем для частей реакционной трубы в камере радиации и соответственно механические характеристики металла значительно выше.

После проведенного ремонта (замены трубы № 20) была проведена ревизия змеевиков печи с целью выявления возможных дефектов, в ходе которой были выявлены многочисленные случаи растрескивания сварных швов приварки муфт для присоединения пигтейлей к реакционным трубам. Указанное повреждение имело место для труб № 1, 13, 14, 16, 18, 19, 21–24 (рис. 2).



Рис. 2. Трещина по периметру сварного шва (увеличено) приварки муфты пигтейля трубы № 14

Расположение дефектных труб показано на рис. 3.

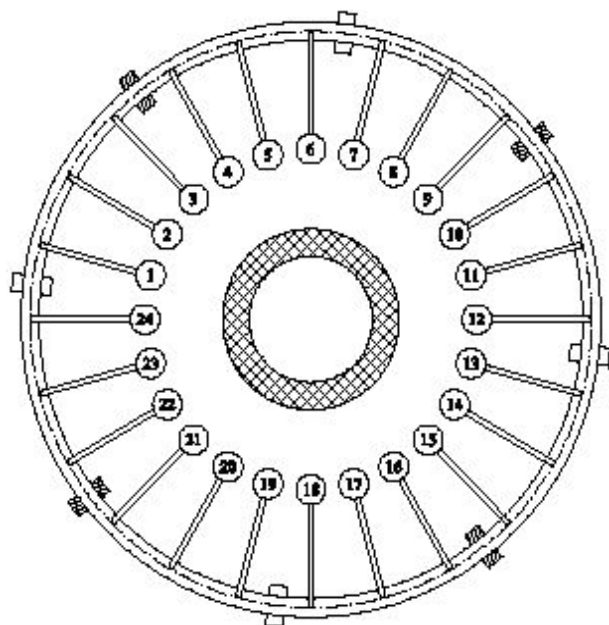


Рис. 3. Расположение дефектных труб

Из анализа характера разрушения можно сделать следующие выводы:

- разрушение в виде растрескивания сварных швов приварки муфт к реакционным трубам также произошло по механизму, не предусмотренному проектом;
- дефект данного типа сравнительно менее опасный, чем для трубы № 20; дефект имеет

вид трещины, начинающейся с наружной поверхности металла по линии сплавления шва приварки муфты к реакционной трубе и охватывающей шов приварки муфты по периметру в его верхней половине; катастрофического и быстрого развития дефекта не происходит, происходит постепенное развитие трещины в толщу металла, но ни для одной трубы сквозного развития трещины не произошло, хотя для части труб глубина трещины значительна (до 5 мм);

– преимущественное растрескивание реакционной трубы в районе по периметру сварного шва приварки муфты в его верхней половине свидетельствует о внешнем воздействии значительного усилия в направлении «сверху – вниз»; в расположении трещин усматривается закономерность, для труб с левой стороны относительно трубы № 20 трещины располагаются преимущественно с левой стороны относительно пигтейля, а для труб с правой стороны относительно трубы № 20 – с правой; последнее говорит о наличии внешнего воздействия в направлении линии от трубы № 8 к трубе № 20 (см. рис. 3);

– анализ расположения поврежденных труб позволяет говорить, что дефекты указанного типа сгруппированы и возникают преимущественно на одной стороне печи;

– большое количество выявленных дефектов может говорить о том, что образование их началось давно и во время эксплуатации происходило постепенное увеличение числа поврежденных труб.

Все описанные особенности характера и расположения дефектов позволили предположить, что причина возникновения внешнего силового фактора и в случае разрыва реакционной трубы № 20 и возникновения растрескивания в районе сварных швов приварки муфт к реакционным трубам, коренится в особенностях конструкции выходного коллектора печи. Как было предположено, монтаж выходного коллектора был проведен со значительным уклоном, что обусловило возникновение дополнительных внутренних усилий в конструкции. Принятые при проектировании значительные запасы по толщине стенки реакционных труб компенсировали эти дополнительные нагрузки при начавшейся эксплуатации печи. В ходе эксплуатации установленный с уклоном выходной коллектор печи пришел в термопульсационное движение. В ситуации периодического нагрева до рабочей температуры и последующего охлаждения до температуры окружающей среды после оста-

новки печи выходной коллектор, находящийся под действием силы тяжести, в силу уклона получил направленное движение. За время эксплуатации в ходе таких периодических циклов нагрева и охлаждения смещение коллектора достигло большой величины и это привело к увеличению не предусмотренных проектом расчетом внутренних усилий в конструкции до такой степени, что привело к возникновению дефектов типа трещинообразования в швах приварки муфт и разрыву трубы № 20.

Для выявления наличия уклона был проведен наружный осмотр печи в холодном состоянии в зоне выходного коллектора. Наружный осмотр подтвердил наличие уклона выходного коллектора в направлении расположения дефектов. При осмотре опор выходного коллектора выявлено, что опоры закрытого типа в районе расположения труб № 15–16, 21–22

находятся в защемленном положении; опора открытого типа № 18–19 имеет визуально заметный перекося; для опор с противоположной стороны № 3–4, 6–7, 9–10 опорные стойки не имеют сцепления с опорной поверхностью. Все это говорит о том, что выходной коллектор в настоящее время имеет уклон по направлению линии от трубы № 8 к трубе № 20.

Для подтверждения оценки смещения коллектора как основной причины возникновения дефектов было проведено расчетное исследование усилий в конструкции узла стыковки реакционной трубы с выходным коллектором с помощью пигтейля с целью установления влияния смещения выходного коллектора на возникновение внутренних дополнительных усилий и напряжений в элементах змеевиков.

Расчетная схема плоской (двумерной) системы представлена на рис. 4.

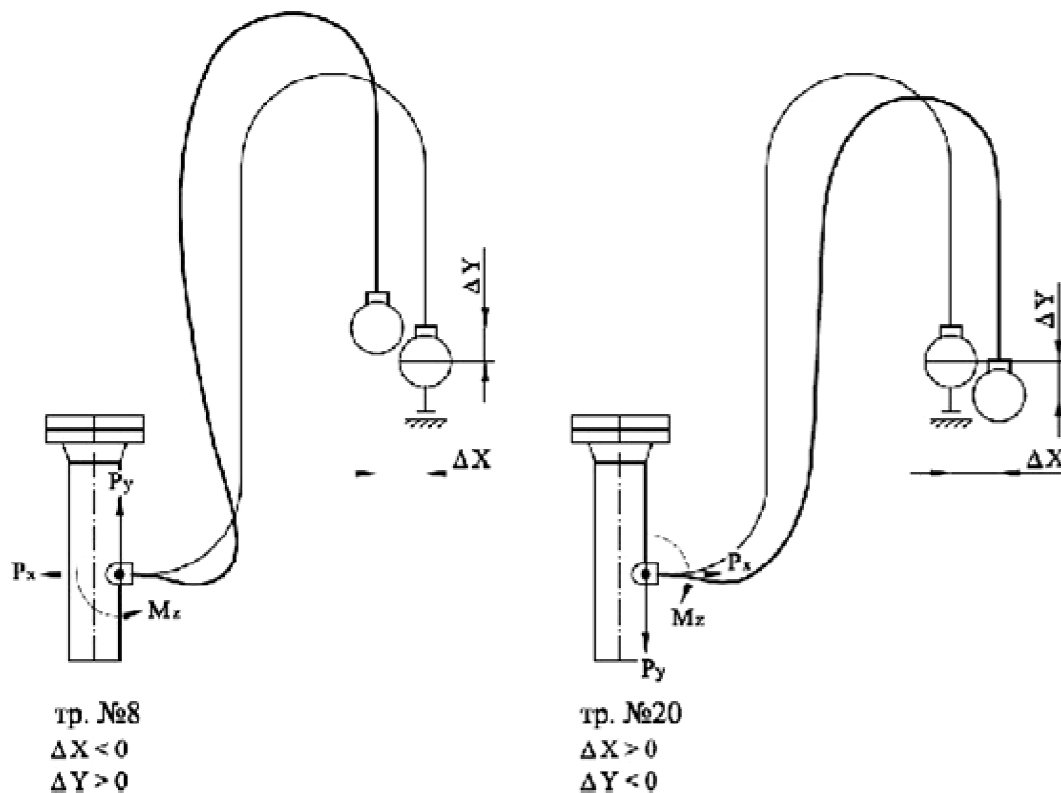


Рис. 4. Схема перемещений для расчетных ситуаций и направление возникающих усилий

Нагрузками для данной системы являются:

- нагрузки от внутреннего давления реакционного газа;
- весовые нагрузки;
- внутренние усилия в элементах конструкции, возникающие из условия совместности температурных деформаций при нагреве сложной в пространственном исполнении конструкции от температуры монтажа (15 °C)

до рабочей температуры (815 °C). Величины последних нагрузок в значительной степени определяются смещениями выходного коллектора.

Вследствие такого смещения все элементы расчетной системы в зависимости от пространственного положения получают свое собственное перемещение и, соответственно, возникающие внутренние усилия.

Рассматриваем две расчетных ситуации:

- перемещение выходного коллектора обуславливается только внутренним тепловым расширением трубы коллектора равномерно во все стороны, термопульсационное перемещение выходного коллектора не происходит (проектный случай).

- вследствие термопульсационного перемещения выходной коллектор сместился на расстояние ΔL . Для случая выполняем расчетное исследование внутреннего напряженного состояния следующих труб:

- труба № 8, смещение выходного коллектора противоположно направлению теплового расширения трубы выходного коллектора;

- труба № 20, смещение выходного коллектора совпадает с направлением теплового расширения трубы выходного коллектора (для указанной трубы суммарное смещение будет максимально, что определяет выбор этой трубы для расчета).

Очевидно, что величина дополнительных внутренних усилий и напряжений в конструкции определяется величиной смещения выходного коллектора. Поэтому необходимым этапом расчета должно быть определение этого смещения за время эксплуатации.

Определение смещения выходного коллектора с использованием расчетной схемы термопульсационного процесса перемещения твердого тела, находящегося под действием силы тяжести на наклонной плоскости, рассмотрено в [1], получено значение $\Delta L = 79,6$ мм. Кроме того, в силу полученного уклона выходной коллектор получает также вертикальные перемещения ΔH , получено значение $\Delta H = 18,3$ мм (оно будет положительно для трубы № 8 и отрицательно для трубы № 20). Полученные значения перемещений используются при проведении расчетов внутренних усилий и напряжений.

Силовыми факторами нагружения для системы являются нагрузки от внутреннего давления, весовые нагрузки и нагрузки от стесненности температурных деформаций системы. Последние нагрузки возникают в узле стыковки пигтейля с выходным коллектором и последовательно через элементы системы передаются в узел стыковки пигтейля с реакционной трубой.

Задача решается методом конечных элементов, в котором деформируемая система представляется совокупностью конечных элементов, положение которых определяется заданным числом степеней свободы (перемещения-

ми). Исходными данными для расчета служат направление и величины заданных перемещений в узле стыковки пигтейля с выходным коллектором. Результатами расчета являются величины внутренних усилий в узле стыковки пигтейля с реакционной трубой (см. рис. 3).

Полученное приближенное решение в виде матрицы величин внутренних усилий в конструкции используются для проведения расчетов проверки на прочность стенки реакционных труб. Сама методика базируется на подходе, изложенном в нормативно-техническом документе по расчетам на прочность [3].

В ходе проведения расчетов определяются окружные (кольцевые) напряжения от внутреннего давления (σ_o) и продольные напряжения на растянутой (σ_{x1}) и сжатой (σ_{x2}) сторонах реакционных труб. Для трубы № 8 (верх конструкции) растянутой стороной будет сторона, противоположная расположению пигтейля, а сжатой – со стороны расположения пигтейля. Для трубы № 20 (низ конструкции) растянутой стороной будет сторона расположения пигтейля, а сжатой – противоположная сторона. При этом в силу того, что силовой момент передается непосредственно через пигтейль, в любом случае в реакционной трубе для стороны расположения пигтейля будет иметь место растянутая область, для трубы № 8 она расположена внизу узла присоединения пигтейля, а для трубы № 20 – вверху. Поэтому определенные величины напряжений для растянутой области трубы №8 относятся в том числе и к нижней стороне реакционной трубы в месте присоединения пигтейля, а величины напряжений для сжатой области трубы № 20 также относятся и к нижней стороне реакционной трубы в месте присоединения пигтейля.

В данном случае для рассмотрения состояния элемента, подверженного действию нагрузок различного вида, используется подход, изложенный в [3].

Окружные (кольцевые) напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_o = \frac{P}{2} \left(\frac{D_n}{(S - C)} - 1 \right), \quad (1)$$

где P – внутреннее давление; D_n , S – наружный диаметр и первоначальная толщина стенки труб; C – прибавка на коррозию и эрозию.

Продольные напряжения в растянутой и сжатой областях определяются соответственно по формулам:

$$\sigma_{x1} = \frac{\sigma_o}{2} + \frac{F + F_y}{A} + \frac{M_z}{W_z}, \quad (2)$$

$$\sigma_{x2} = \frac{\sigma_o}{2} + \frac{F + F_y}{A} - \frac{M_z}{W_z}, \quad (3)$$

где F – вес реакционной трубы с катализатором (в начале эксплуатации); F_y , M_z – силовые нагрузки в узле стыковки пигтейля с трубой (см. рис. 3); A , W_z – площадь сечения и момент сопротивления трубы (с учетом всех форм износа, с вычетом прибавки на коррозию $C' = 1$ мм).

После определения продольных напряжений проводится определение эквивалентных напряжений по формулам:

$$\sigma_{E1} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 - \sigma_{x1} \cdot \sigma_o + \sigma_o^2}, \quad (4)$$

$$\sigma_{E2} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 - \sigma_{x2} \cdot \sigma_o + \sigma_o^2}.$$

Условие прочности проверяется по формулам:

$$\max \{ |\sigma_{x1}|; \sigma_{E1} \} \leq [\sigma], \quad (5)$$

$$\max \{ |\sigma_{x2}|; \sigma_{E2} \} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала. Принято согласно данных для труб из высоколегированного сплава НЗ9WM: $[\sigma] = 19,3$ МПа.

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1

№	№ трубы	α , град.	ΔL , мм	ΔH , мм	ΔX , мм	ΔY , мм	σ_o , МПа	σ_{x1} , МПа	σ_{x2} , МПа	σ_{E1} , МПа	σ_{E2} , МПа	$[\sigma]$, МПа
1	–	0	0	0	22,5	-3,8	16,9	12,5	-7,0	15,2	14,7	19,3
2	8	0,4	0	18,3	22,5	14,4		10,7	7,8	14,8	14,7	
3	20	0,4	0	-18,3	22,5	-22,3		17,5	3,3	17,2	15,5	
4	20	0,4	29,5	-18,3	52,0	-22,5		19,7	0,5	18,4	16,7	
5	8	0,4	79,6	18,3	-57,1	14,4		18,2	1,9	17,6	16,0	
6	20	0,4	79,6	-18,3	102,6	-22,5		23,4	-4,2	20,9	19,4	
7	8	0,21	0	10	22,5	6,3		10,7	9,9	14,8	14,7	
8	20	0,21	0	-10	22,5	-13,9		15,2	5,0	16,1	15,0	

Исходя из полученных результатов, можно сделать следующие выводы: проектный расчет на прочность выполнялся без учета возможности термопульсационного перемещения конструкций. Для случая отсутствия уклона выходного коллектора условия прочности соблюдаются, элементы конструкции имеют большой запас по толщине стенки (расчет № 1). Как можно предположить, монтаж выходного коллектора был произведен со значительным уклоном. Вследствие этого в конструкции змеевиков возникли дополнительные внутренние нагрузки и напряжения. Вследствие принятых при проектировании достаточных запасов по толщине стенки, условия прочности были соблюдены (расчет № 2 и № 3) и эксплуатация печи проводилась в нормальном режиме. Однако в ходе эксплуатации вследствие происходящего процесса термопульсационного перемещения коллектора внутренние нагрузки и напряжения в конструкции постепенно возрастали, пока не достигли критической величины. Через некоторое время эксплуатации (3–4 года, исходя из допущения, что скорость смещения коллектора была постоянна) для трубы, бли-

жайшей к нижней точке получившего уклон выходного коллектора (трубы № 20), в зоне максимальных растягивающих напряжений должен был образоваться дефект в виде трещины по периметру шва приварки муфты в его верхней половине (согласно расчету № 4). Для труб, присоединенных к противоположной верхней стороне коллектора, условия эксплуатации были благоприятнее и условия прочности выполнялись (расчет № 5 для трубы № 8, ближайшей к верхней точке коллектора). Поскольку дефект указанного характера для трубы № 20 развивался медленно, то эксплуатация печи продолжалась в обычном режиме. При этом происходило постепенное развитие дефекта данного типа и увеличение количества поврежденных данным дефектом труб. Одновременно постепенно возрастали напряжения на сжатой стороне трубы (со стороны, противоположной присоединению пигтейля). Нагрузки были максимальны для трубы № 20 как для трубы ближней к нижней точке получившего уклон коллектора. Вследствие этого процесса в сжатой области трубы № 20 напряжения превысили максимально допустимое зна-

чение (расчет № 6) и произошла потеря формы трубы с образованием отдушины и продольной трещины в трубе.

Выполненные расчеты показывают, что даже малый уклон привел к возникновению термопульсационного перемещения элементов змеевика и вызвал значительные внутренние усилия и напряжения.

Исходя из результатов проведенного обследования, можно сделать вывод, что только большой проектный запас по толщине стенки и малая склонность к развитию дефекта типа трещины в шве приварки муфты дала возможность эксплуатации змеевиков печи в течение достаточно продолжительного времени.

Разрушение трубы № 20 произошло вследствие того, что именно она оказалась ближе к нижней точке получившего уклон коллектора и для нее смещения конструкции и соответственно нагрузки, действующие в узле стыковки с пигтейлем, оказались максимальны по величине. В случае продолжения эксплуатации печи без восстановления первоначального положения выходного коллектора разрушению подвергнутся соседние трубы № 19 и 21.

Для обеспечения дальнейшей безопасной эксплуатации печи необходимо устранение смещения выходного коллектора.

Наилучшим решением в такой ситуации может служить вообще исключение сил трения

из конструкции, поскольку именно они ответственны за возникновение термопульсационного перемещения. Применение подвесных цепных опор в данном случае решает эту задачу.

Другим возможным решением может быть установка допуска по углу наклона при монтаже конструкции таким образом, чтобы выполнялись условия прочности в начале эксплуатации.

В данном случае принят максимально допустимый перепад по высоте для противоположных сторон выходного коллектора $H_{\max} = 20$ мм ($\alpha = 0,21^\circ$). Как видно из результатов расчетов (№ 7 и № 8), условия прочности для растянутых и сжатых областей реакционных труб в узле присоединения пигтейлей выполняются. При этом необходима установка ограничителей перемещения, которые будут препятствовать перемещению коллектора по направлению уклона. Ограничитель должен допускать возможность теплового расширения. Нагрузками для ограничителей перемещения будут являться возникающие силы трения в конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование причин повреждения змеевика печи 78-F-001A установки производства водорода. ОАО ВНИКТИнефтехимоборудование. Волгоград, 2014.
2. Аппараты колонного типа. Нормы и методы расчета на прочность. ГОСТ Р 51274-99.

УДК 63-91

А. Б. Голованчиков, Ю. В. Аристова, Н. С. Быков, Д. С. Карпюк

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕМЕШИВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ КОНСТРУКЦИИ СМЕСИТЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

Рассматривается конструкция смесителя, решающая проблему недостаточной эффективности микросмешивания путем создания поперечных колебаний с большой амплитудой потоков жидкостей, проходящих в радиальном направлении через отверстия перфорированного цилиндра и диффузора.

Ключевые слова: микросмешивание, макросмешивание, диффузор, частота колебаний.

A. B. Golovanchikov, Yu. V. Aristova, N. S. Bikov, D. S. Karpyuk

INTENSIFICATION OF THE MIXING PROCESS IN THE MIXER CONSTRUCTION APPARATS

Volgograd State Technical University

Considered the mixer construction, solving the problem of low effectiveness of micromixing, through the creation of transverse vibrations with a large amplitude liquid flow passing radially through the holes of the perforated cylinder and cone.

Keywords: micromixing, macromixing, diffuser, oscillation frequency.

Как правило, в аппаратах с перемешивающими устройствами существует проблема недостаточной эффективности микросмешения, особенно при перемешивании высоковязких, неньютоновских и структурированных жидкостей, суспензий и эмульсий, так как в статоре сопла и щели в роторе не совершают колебаний [1, 2].

Существующую проблему можно решить путем создания поперечных колебаний с большой амплитудой потоков жидкостей, проходящих в радиальном направлении через отверстия перфорированного цилиндра и диффузора. Для решения поставленной цели в перемешивающем устройстве для смесителя установлен перфорированный диффузор и размещена в нем пропеллерная мешалка, на концах лопастей которой закреплен перфорированный цилиндр. Причем диффузор состоит из двух частей: верхней, жестко закрепленной на крышке смесителя, и нижней, соединенной с верхней, равномерно расположенными по их окружности вертикальными струнами. С внешней стороны смежных торцов частей диффузора установлены втулки со шпильками. При этом масса нижней части диффузора определяется выражением

$$m_n = \frac{\pi \cdot \rho_c \cdot \rho_n \cdot k}{g \cdot (\rho_n - \rho_{жс})} \cdot (n \cdot \omega \cdot l \cdot d)^2, \quad (1)$$

где m_n – масса нижней части диффузора, кг; π – число Архимеда; ρ_c – плотность материала струны, кг/м³; ρ_n – плотность материала нижней части диффузора, кг/м³; $\rho_{жс}$ – плотность перемешиваемой жидкости, кг/м³; k – число струн в перфорированном цилиндре, шт.; n – число перфораций; ω – угловая скорость вращения мешалки, об/с; l – длина каждой струны, м; d – толщина каждой струны, м.

Разделение диффузора на две части (верхнюю, жестко закрепленную на крышке смесителя, и нижнюю) позволяет соединить их вместе равномерно по окружности струнами, колебания которых от струй перемешиваемой жидкости, образующихся в отверстиях перфорированного цилиндра, позволяют дополнительно перемешивать жидкость на микроуровне и интенсифицировать сам процесс перемешивания.

Создание массы нижней части диффузора, подчиняющейся выражению (1), позволяет перевести колебания струн в резонансный режим, когда собственная частота колебания каждой струны описывается уравнением [1]:

$$\nu_l = \frac{1}{l \cdot d} \cdot \sqrt{\frac{f}{\pi \cdot \rho}}, \quad (2)$$

где f – сила натяжения каждой струны, Н; ρ_c – плотность материала струн, кг/м³; l – длина каждой струны, м; d – толщина каждой струны, м.

Так как сила натяжения f каждой струны равна весу нижней части диффузора за вычетом силы Архимеда в перемешиваемой жидкости:

$$f = m_n \cdot g \cdot \frac{(\rho_n - \rho_{жс})}{\rho_n} \cdot \frac{1}{k}, \quad (3)$$

а частота гидроударов потоков жидкости, проходящих через отверстия перфорированного цилиндра, о каждую струну составляет

$$\nu = n \cdot \omega, \quad (4)$$

то, приравнявая правые части уравнений (2) и (4), обеспечивающих равенство собственной частоты колебаний струны с частотой вынуждающей силы с учетом уравнения (3), после алгебраических преобразований получаем выражение (1) для массы нижней части диффузора, обеспечивающей резонансный режим колебаний струн с большой амплитудой, интенсифицирующих процесс микроперемешивания потоков жидкости, проходящих через отверстия перфорированного цилиндра и зазор между струнами диффузора.

Установка втулок со шпильками с внешней стороны смежных торцов частей диффузора предотвращает скручивание струн вместе с нижней частью диффузора под действием вращающегося потока жидкости, что сохраняет резонансный режим колебания струн с высокой амплитудой и интенсифицирует процесс микроперемешивания.

На рисунке изображена схема смесителя, который состоит из корпуса 1 с крышкой 2 и днищем 3, привода 4, соединенного с валом 5, на котором установлена пропеллерная мешалка 6, на лопастях которой закреплен перфорированный цилиндр 7. Осесимметрично с валом 5 и перфорированным цилиндром 7 установлен диффузор, разделенный на две части: верхнюю 8, и нижнюю 9. Верхняя 8 и нижняя 9 части диффузора соединены между собой вертикальными струнами 10, то есть нижняя часть 9 диффузора висит на струнах 10, создавая в них силу натяжения, при этом масса нижней части 9 диффузора определяется выражением (1).

Для предотвращения углового сдвига нижней части 9 диффузора и скручивания струн 10 относительно верхней части 8 диффузора с внешней стороны смежных торцов обеих частей 8 и 9 диффузора, к которым прикреплены концы струн 10, на диаметрально противоположных

сторонах установлены втулки 11 со шпильками 12. Верхняя часть 8 диффузора жестко прикреплена штангами 13 к крышке 2. Вертикальное положение струн 11 регулируется гайками 14.

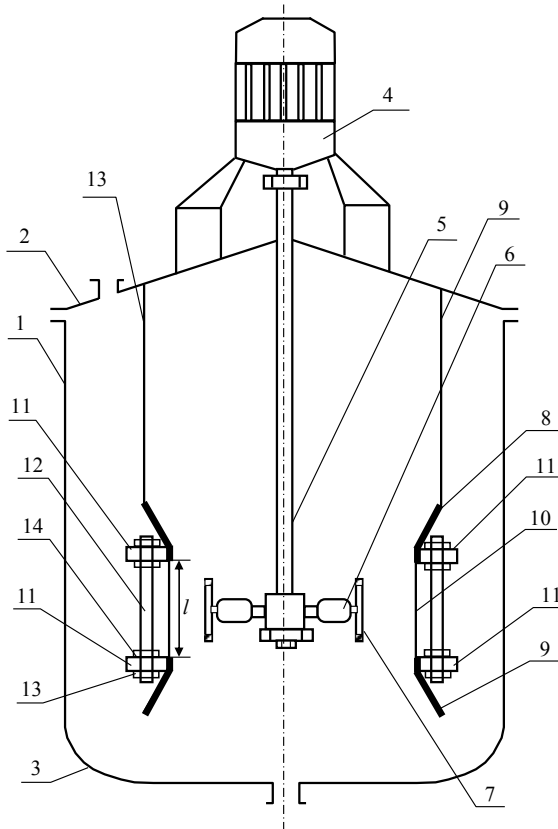


Рис. 1. Конструкция смесителя

На снятой с корпуса 1 крышке 2 устанавливают верхнюю часть 8 диффузора на штангах 13. Закрепляют на нижнем торце верхние концы струн 10, равномерно по окружности этого торца. Рассчитывают необходимую массу нижней части 9 диффузора по выражению (1), а также равномерно по окружности верхнего торца присоединяют к нему нижнюю часть 9 диффузора так, что он висит на струнах 10. Вставляют во втулки 11 шпильки 12 и регулируют закручиванием гаек 14 вертикальное положение струн 10, чтобы натяжение всех струн 11 было одинаковым. Затем в крышку 2 монтируют вал 5 с мешалкой 6 и крышку 2 соединяют герметично с корпусом 1.

Устанавливают на крышку 2 привод 4 и соединяют его с валом 5, заливают в корпус жидкость и включают привод 4, который передает вращение на вал 5, мешалку 6 и перфорированный цилиндр 7 с угловой скоростью вращения ω .

Включают привод 4, который передает вращения на вал 5 с мешалкой 6 и перфорированный цилиндр 7 с угловой скоростью вращения ω . Вращаясь, лопасти мешалки 6 отбрасывают часть потока перемешиваемой жидкости в радиальном направлении, которая проходит сквозь отверстия в перфорированном цилиндре 7, ударяя по струнам 10, закрепленным между верхней 8 и нижней 9 частями диффузора. За одну секунду каждая струна 10 получает число гидроударов, равное произведению числа отверстий n в цилиндре 7 на число оборотов ω .

Так как масса нижней части 9 диффузора, подвешенного на струнах 10, соответствует выражению (1), то есть сила натяжения каждой струны 10 такова, что собственная частота поперечных колебаний каждой струны 10 соответствует уравнению (2), то все струны 10 совершают поперечные вынужденные колебания с резонансной частотой, равной частоте гидроударов по ним радиального потока перемешиваемой жидкости.

При резонансных колебаниях амплитуда поперечных вибраций струн 10 резко возрастает, что обеспечивает сильное микроперемешивание слоев жидкости и способствует интенсификации работы перемешивающего устройства предлагаемой конструкции.

Рассмотрим работу смесителя на примере. Необходимо перемешивать жидкость, имеющую плотность $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$. Число оборотов лопастей мешалки $\omega = 5 \text{ об/с}$. Число щелевых продольных перфораций в перфорированном цилиндре $n = 30$. Нижняя часть диффузора выполнена из стального листа плотностью $\rho_n = 8000 \text{ кг/м}^3$. Струны 10 также стальные, их длина $l = 0,15 \text{ м}$, толщина $d = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ число $k = 30$, а плотность материала стальных струн составляет $\rho_m = 8000 \text{ кг/м}^3$.

Тогда согласно выражению (1) масса нижней части 9 диффузора должна равняться

$$m_n = \left(\frac{3,14 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^3}{9,81 \cdot (8 \cdot 10^3 - 10^3)} \right) \cdot 30 \cdot (30 \cdot 5 \cdot 0,15 \cdot 5 \cdot 10^{-4})^2 = 11 \text{ кг}.$$

На каждую из 30 струн 10 будет приходиться сила натяжения

$$F = \frac{m_n}{k} \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_n - \rho_{ж}}{\rho_n} \right) = \frac{11}{30} \cdot 9,81 \cdot \frac{(8 - 1) \cdot 10^3}{8 \cdot 10^3} = 0,31 \text{ кг},$$

где последний сомножитель учитывает уменьшение силы натяжения за счет силы Архимеда.

Тогда собственная частота поперечных колебаний каждой струны согласно уравнению (2) составит

$$\nu_c = \frac{1}{0,15 \cdot 5 \cdot 10^{-4}} \cdot \sqrt{\frac{0,31}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^3}} = 150 \text{ Гц},$$

а частота вынужденных колебаний согласно уравнению (3) составит

$$\nu = n \cdot \omega = 150 \text{ Гц},$$

то есть при массе нижней части диффузора, рассчитанной по выражению (1), собственная частота поперечных колебаний струн совпадает с частотой вынужденных колебаний ударов радиальных струй жидкости, выходящих из отверстий перфорированного цилиндра.

Таким образом, за счет резонансных поперечных колебаний струн с высокой амплитудой, когда собственная частота колебаний этих

струн совпадает с частотой гидроударов радиальных потоков перемешиваемой жидкости, направляемых лопастями мешалки через отверстия перфорированного цилиндра на струны, позволяет обеспечить микросмешение жидкости и интенсифицировать процесс перемешивания как на макро-, так и на микроуровнях.

Данная конструкция механических мешалок может быть использована для одновременного макро- и микроперемешивания высоковязких, неньютоновских и структурированных жидкостей, суспензий и эмульсий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимонин, А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник / А.С. Тимонин. – Издание 2-ое, перераб. и доп. – Т. 2. – Калуга : Издательство Н. Бочкаревой, 2002. – С. 906–907.
2. Элементарный учебник физики : под ред. Г. С. Лансберга. Изд. 10-е перераб. – Т. 3. – М. : Наука, 1986, с. 127.

УДК 66.045.123

А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Меренцов

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С КОМБИНИРОВАННЫМИ СТРУКТУРАМИ ПОТОКОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

Проведены расчеты основных параметров двухтрубного теплообменника по трем зонам: идеальное смешение по горячему теплоносителю и идеальное вытеснение по холодному теплоносителю; идеальное вытеснение по обоим теплоносителям (типовой расчет); идеальное смешение по холодному теплоносителю и идеальное вытеснение по горячему теплоносителю. Представлено сравнение результатов этих расчетов с расчетами по типовому алгоритму.

Ключевые слова: двухтрубный теплообменник, скачки температур, структура потоков, идеальное смешение, идеальное вытеснение.

A. B. Golovanchikov, S. B. Vorotneva, N. A. Merentsov

MODELING OF DOUBLE-PIPE ENCLOSED HEAT EXCHANGER WITH COMBINED FLOW STRUCTURES OF HEAT CARRIERS

Volgograd State Technical University

The calculations of basic parameters of double-pipe enclosed heat exchanger in three areas: perfect mixing on the hot heat carrier and plug flow on the cold heat carrier; plug flow on both heat carriers (typical calculation); perfect mixing on cold heat carrier and plug flow on hot heat carrier were performed. The comparison of the results of these calculations with the calculations of typical algorithm was conducted.

Keywords: double-pipe enclosed heat exchanger, temperature jumps, flow structures, perfect mixing, plug flow.

В настоящее время типовые алгоритмы расчетов теплообменников разных конструкций, в том числе двухтрубных или так называемых теплообменников «труба в трубе», основываются на моделях идеального вытеснения по

обоим теплоносителям и не учитывают скачки их температур за счет обратного перемешивания [1–4]. Обычно эти эффекты учитывают коэффициентом запаса для входных участков при небольшой длине труб [5].

Таблица 1

Исходные и справочные данные для расчета двухтрубного теплообменника

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4	5
Исходные данные				
1	Производительность по нагреваемому холодному теплоносителю – воде	кг/час	G	100
2	Начальная температура холодного теплоносителя	°C	t_n	20
3	Конечная температура холодного теплоносителя	°C	t_k	55
4	Начальная температура горячего теплоносителя – воздуха	°C	t_{gn}	80
5	Конечная температура горячего теплоносителя	°C	t_{gk}	40
6	Давление в межтрубном пространстве, где движется горячий теплоноситель – воздух	атм	p	1,033
Справочные данные				
7	Скачок температуры на входе горячего теплоносителя – воздуха	°C	Δt_g	10
8	Скачок температуры на входе холодного теплоносителя – воды	°C	Δt	4
9	Молекулярная масса горячего теплоносителя	кг/кмоль	M_g	29
10	Коэффициент объемного расширения горячего теплоносителя – воздуха	K^{-1}	β_g	0,0036
11	Плотность холодного теплоносителя – воды при 5 °C	кг/м ³	ρ_0	1000
12	Коэффициент объемного расширения холодного теплоносителя – воды	K^{-1}	β	$3,5 \cdot 10^{-4}$
13	Вязкость воздуха при 0 °C	Па·с	μ_{g0}	$1,74 \cdot 10^{-5}$
14	Температурный коэффициент вязкости воздуха	K^{-1}	a_g	0,00183
15	Вязкость холодного теплоносителя – воды при 0 °C	Па·с	μ_0	0,0016
16	Температурный коэффициент вязкости воды	K^{-1}	a	0,023
17	Теплоемкость горячего теплоносителя	Дж/(кг·K)	c_g	1010
18	Теплоемкость холодного теплоносителя	Дж/(кг·K)	c_p	4180
19	Теплопроводность горячего теплоносителя	Вт/(м·K)	λ_g	0,028
20	Теплопроводность холодного теплоносителя	Вт/(м·K)	λ	0,652
21	Внутренний диаметр внутренней трубы	м	d_a	0,068
22	Толщина стенки внутренней трубы	м	δ_s	0,004
23	Внутренний диаметр наружной трубы	м	d_n	0,108
24	Теплопроводность стенки внутренней трубы	Вт/(м·K)	λ_w	46,2
25	Термическое сопротивление отложений	$\left(\frac{Вт}{м^2 \cdot K} \right)^{-1}$	r_s	0,0004
Варьируемый параметр				
26	Задаваемая длина рассчитываемой зоны двухтрубного теплообменника (расчеты для каждой зоны повторяют пока ℓ с необходимой точностью не совпадет с расчетной ℓ_{r_i} , где $i=1, 2, 3$)	м	ℓ	–

Таблица 2

**Результаты расчетов трехзонного двухтрубного теплообменника со скачками температур
и структурой потоков идеального смешения теплоносителей на входе
(последний столбец таблицы – результаты расчетов по типовому алгоритму)**

№	Наименование параметра	Размер- ность	Обозна- чение	Величина	
				Трехзонный	типовой
1	2	3	4	5	6
1	Производительность по горячему теплоносителю – воздуху	кг/час	G_g	373	373
<i>I</i> зона теплообменника					
2	Температура горячего теплоносителя на входе	°C	t_{gs}	70	–
3	Температура холодного теплоносителя на входе в первую зону	°C	t_1	46,25	–
4	Средняя движущая сила процесса теплопередачи в первой зоне	°C	Δt_1	19,04	–
5	Средняя температура холодного теплоносителя – воды в первой зоне	°C	t_{c1}	51	–
6	Плотность горячего теплоносителя в первой зоне	кг/м ³	ρ_g	1,03	–
7	Плотность холодного теплоносителя в первой зоне	кг/м ³	ρ	982,5	–
8	Вязкость горячего теплоносителя в первой зоне	Па·с	μ_g	$1,98 \cdot 10^{-5}$	–
9	Вязкость холодного теплоносителя в первой зоне	Па·с	μ	$0,496 \cdot 10^{-3}$	–
10	Площадь сечения межтрубного пространства	м ²	S_g	$4,62 \cdot 10^{-3}$	–
11	Эквивалентный диаметр межтрубного пространства	м	d_s	$3,2 \cdot 10^{-2}$	–
12	Число Рейнольдса для горячего теплоносителя	–	Re_g	36268,3	–
13	Число Рейнольдса для холодного теплоносителя	–	Re	1050,1	–
14	Число Прандтля для горячего теплоносителя	–	Pr_g	0,713	–
15	Число Прандтля для холодного теплоносителя	–	Pr	3,18	–
16	Температура отложений на наружной поверхности внутренней трубы	°C	t_g	64,9	–
17	Число Грасгофа для горячего теплоносителя	–	Gr_g	–	–
18	Число Нуссельта для горячего теплоносителя	–	Nu_g	89,5	–
19	Коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	α_g	78,29	–
20	Удельная тепловая мощность горячего теплоносителя	$\frac{Вт}{м^2}$	q_g	395	–
21	Температура отложений на внутренней поверхности внутренней трубы	°C	t_x	64,75	–
22	Число Грасгофа для холодного теплоносителя	–	Gr	–	–
23	Число Нуссельта для холодного теплоносителя	–	Nu	2,98	–
24	Коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	α	28,62	–
25	Удельная тепловая мощность холодного теплоносителя	$\frac{Вт}{м^2}$	q	394,70	–
26	Среднее значение тепловой мощности	$\frac{Вт}{м^2}$	q_s	395,34	–
27	Коэффициент теплопередачи в первой зоне	$\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$	K_{t1}	20,76	–

Продолжение табл. 2

№	Наименование параметра	Размер- ность	Обозна- чение	Величина	
				Трехзонный	типовой
1	2	3	4	5	6
28	Поверхность теплопередачи в первой зоне	м^2	F_{r1}	2,57	—
29	Длина первой зоны двухтрубного теплообменника	м	ℓ_{r1}	11,37	—
II зона теплообменника					
30	Температура холодного теплоносителя на входе во вторую зону	$^{\circ}\text{C}$	t_6	24	20
31	Температура горячего теплоносителя на выходе из второй зоны	$^{\circ}\text{C}$	t_{g3}	44,6	40
32	Средняя движущая сила процесса теплопередачи во второй зоне	$^{\circ}\text{C}$	Δt_2	22,12	22,4
33	Средняя температура холодного теплоносителя во второй зоне	$^{\circ}\text{C}$	t_2	35,1	37,5
34	Средняя температура горячего теплоносителя во второй зоне	$^{\circ}\text{C}$	t_{g2}	57,2	59,9
35	Плотность горячего теплоносителя во второй зоне	$\text{кг}/\text{м}^3$	ρ_g	1,07	1,06
36	Плотность холодного теплоносителя во второй зоне	$\text{кг}/\text{м}^3$	ρ	887,7	987
37	Вязкость горячего теплоносителя во второй зоне	$\text{Па} \cdot \text{с}$	μ_g	$1,93 \cdot 10^{-5}$	$1,94 \cdot 10^{-5}$
38	Вязкость холодного теплоносителя во второй зоне	$\text{Па} \cdot \text{с}$	μ	$7,13 \cdot 10^{-4}$	$0,675 \cdot 10^{-3}$
39	Число Рейнольдса для горячего теплоносителя	—	Re_g	37124,7	3694,4
40	Число Рейнольдса для холодного теплоносителя	—	Re	729,5	770,5
41	Число Прандтля для горячего теплоносителя	—	Pr_g	0,697	0,7
42	Число Прандтля для холодного теплоносителя	—	Pr	4,57	4,33
43	Температура отложений на наружной поверхности внутренней трубы	$^{\circ}\text{C}$	x	53,3	56,4
44	Число Грасгофа для горячего теплоносителя	—	Gr_g	—	—
45	Число Нуссельта для горячего теплоносителя	—	Nu_g	90,3	90,1
46	Коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$	α_g	79	78,8
47	Удельная тепловая мощность горячего теплоносителя	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	q_g	314	275,9
48	Температура отложений на внутренней поверхности внутренней трубы	$^{\circ}\text{C}$	t_x	53,1	56,3
49	Число Грасгофа для холодного теплоносителя	—	Gr	—	—
50	Число Нуссельта для холодного теплоносителя	—	Nu	1,82	1,53
51	Движущая сила процессов теплопроводности через стенку	K	Δt_i	0,153	0,1
52	Коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$	α	17,5	14,7
53	Удельная тепловая мощность холодного теплоносителя	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	q	314,1	275,7
54	Среднее значение тепловой мощности	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	q_s	314,2	275,5
55	Коэффициент теплопередачи во второй зоне	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$	K_{i2}	14,2	12,3
56	Поверхность теплопередачи во второй зоне	м^2	F_{r2}	8,22	14,74

Окончание табл. 2

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина	
				Трехзонный	типовой
1	2	3	4	5	6
57	Длина второй зоны двухтрубного теплообменника	m	ℓ_{r2}	36,4	65,2
III зона теплообменника					
58	Средняя движущая сила процесса теплопередачи в третьей зоне	$^{\circ}C$	Δt_3	18,2	—
59	Средняя температура горячего теплоносителя на входе в третью зону	$^{\circ}C$	t_{g3}	44,6	—
60	Средняя температура горячего теплоносителя в третьей зоне	$^{\circ}C$	t_{3g}	42,2	—
61	Плотность горячего теплоносителя в третьей зоне	kg/m^3	ρ_g	1,12	—
62	Плотность холодного теплоносителя в третьей зоне	kg/m^3	ρ	991,7	—
63	Вязкость горячего теплоносителя в третьей зоне	$Pa \cdot s$	μ_g	$1,88 \cdot 10^{-5}$	—
64	Вязкость холодного теплоносителя в третьей зоне	$Pa \cdot s$	μ	$9,21 \cdot 10^{-4}$	—
65	Число Рейнольдса для горячего теплоносителя	—	Re_g	38161,9	—
66	Число Рейнольдса для холодного теплоносителя	—	Re	564,8	—
67	Число Прандтля для горячего теплоносителя	—	Pr_g	0,678	—
68	Число Прандтля для холодного теплоносителя	—	Pr	5,91	—
69	Температура отложений на наружной поверхности внутренней трубы	$^{\circ}C$	x	39	—
70	Число Грасгофа для горячего теплоносителя	—	Gr_g	—	—
71	Число Нуссельта для горячего теплоносителя	—	Nu_g	91,3	—
72	Коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя	$\frac{Wt}{m^2 \cdot K}$	α_g	79,9	—
73	Удельная тепловая мощность горячего теплоносителя	$\frac{Wt}{m^2}$	q_g	443,1	—
74	Температура отложений на внутренней поверхности внутренней трубы	$^{\circ}C$	t_x	38,8	—
75	Число Грасгофа для холодного теплоносителя	—	Gr	—	—
76	Число Нуссельта для холодного теплоносителя	—	Nu	3,14	—
77	Движущая сила процессов теплопроводности через стенку	K	Δt_t	0,216	—
78	Коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя	$\frac{Wt}{m^2 \cdot K}$	α	30	—
79	Удельная тепловая мощность холодного теплоносителя	$\frac{Wt}{m^2}$	q	444,4	—
80	Среднее значение тепловой мощности в третьей зоне	$\frac{Wt}{m^2}$	q_s	445,6	—
81	Коэффициент теплопередачи в третьей зоне	$\frac{Wt}{m^2 \cdot K}$	K_{t3}	24,4	—
82	Поверхность теплопередачи в третьей зоне	m^2	F_{r3}	1,04	—
83	Длина третьей зоны двухтрубного теплообменника	m	ℓ_{r3}	4,62	—
84	Общая поверхность теплопередачи всех трех зон	m^2	F_r	12	—
85	Общая длина всех трех зон двухтрубного теплообменника	m	ℓ_r	52,4	—

* Типовой расчет соответствует алгоритму расчета II зоны.

В табл. 3 приведены результаты расчетов длины каждой из трех зон в зависимости от скач-

ков температур горячего теплоносителя в первой зоне и холодного теплоносителя в третьей зоне.

Таблица 3

Зависимости длины каждой зоны от скачков температуры теплоносителей

Длина зоны, м	Скачки температур Δt_g										
	0	2	4	6	8	10*	12	14	16	18	20
	Скачки температур Δt_x										
	0	0	1	2	3	4*	5	6	7	8	9
ℓ_1	0	1,1	2,74	4,9	7,7	11,4	16	22	30,2	41,7	58,2
ℓ_2	65,2	61,7	55,1	48,6	42,4	36,4	30,4	25	19,6	14,6	10,1
ℓ_3	0	0	0,83	2	3,5	5,2	7,2	9,5	12,1	15,1	18,4

* Расчетные значения технологических параметров для скачков температур $\Delta t_g = 10$ и $\Delta t_x = 4$ приведены в табл. 2.

Как видно из результатов расчетов с ростом скачка температур по обоим теплоносителям длины первой и третьей зон, где есть режимы идеального смешения соответственно для горячего и холодного теплоносителей приводят к росту локальной длины, а значит, и поверхностей теплопередачи этих зон, а длина второй зоны с типовыми режимами идеального вытеснения по обоим теплоносителям монотонно уменьшается.

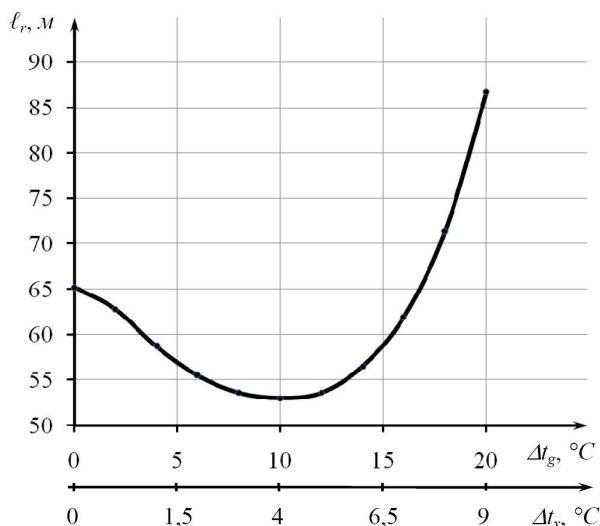


Рис. 2. Зависимость общей длины двухтрубного теплообменника от скачков температуры на входе горячего и холодного теплоносителей

График зависимости общей длины трех зон двухтрубного теплообменника от скачков температуры обоих теплоносителей на входе приведен на рис. 2. Как видно из этого графика, сначала с ростом скачков температур на входе обоих теплоносителей общая длина двухтрубного теплообменника уменьшается с 65,2 м

($\Delta t_g = 0$, $\Delta t_x = 0$ — типовой расчет двухтрубного теплообменника с режимами идеального вытеснения по обоим теплоносителям без скачка их температур на входе) до 53 м, то есть на 18,7 % и достигает этого минимума при $\Delta t_g = 10$ и $\Delta t_x = 4$, а затем начинает резко возрастать.

Таким образом, при определенных условиях (физических параметрах теплоносителей, их начальных и конечных температур, производительности, диаметрах наружной и внутренней труб) бывает целесообразно специально обеспечить скачки температур теплоносителей на входе с созданием зон идеального смешения. В этом случае необходимая поверхность теплопередачи и длина труб двухтрубного теплообменника может быть уменьшена почти на 20 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дытнерский и др. ; под ред. Ю. И. Дытнерского. — 4-е издание. М: ООО ИД «Альянс», 2008. — 496 с.
2. Машины и аппараты химических производств: учебник для вузов / А. С. Тимонин, Б. Г. Балдин, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев и др. ; под общ. ред. А. С. Тимонина. — Калуга : Издательство «Ноосфера», 2014. — 856 с.
3. Дрейцер, Г. А. Проблемы создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов / Г. А. Дрейцер // Теплоэнергетика. — 1995. — № 3. — С. 11–18.
4. Голованчиков, А. Б. Применение ЭВМ в химической технологии и экологии : учеб. пособие / А. Б. Голованчиков, Б. В. Симонов; ВолгГТУ. — Волгоград, 1994. — Ч. 1.
5. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков; под ред. чл.-корр. АН России П. Г. Романкова. — 12-е изд. стереотипное. — М.: Альянс, 2005. — 576 с.
6. Голованчиков, А. Б. Моделирование процессов усреднения концентраций в аппаратах с комбинированной структурой потоков / А. Б. Голованчиков, Н. А. Дулькина,

В. В. Миняйло // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 (97) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах»; вып. 14). – С. 19–22.

7. Голованчиков, А. Б. Влияние структуры потоков и термического сопротивления на технологические пара-

метры двухтрубного теплообменника / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Б. А. Дулькин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 25 (152) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах»; вып. 22). – С. 121–126.

УДК 66.045.122

С. А. Анцыперов, А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ТИПА «ХОЛОДИЛЬНИК–КИПЯТИЛЬНИК» С УЧЕТОМ ПРОДОЛЬНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

На основании дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи с учетом продольной теплопроводности выводятся формулы для расчета технологических параметров и числа трубок в трубном пучке кожухотрубного теплообменника, в котором кипит уксусная кислота за счет охлаждения дымовых газов, движущихся в трубах. Получено аналитическое решение дифференциального уравнения II порядка, описывающего профиль температур, разработан алгоритм расчета и проведено сравнение с типовым алгоритмом расчета кожухотрубного теплообменника.

Ключевые слова: продольная теплопроводность, критерий Пекле, кожухотрубный теплообменник, число трубок, профиль температур, уравнения теплового баланса и теплопередачи, коэффициент продольной теплопроводности.

S. A. Antsyperov, A. B. Golovanchikov, S. B. Vorotneva

MODELLING OF OPERATION OF THE SHELL-AND-TUBE «REFRIGERATOR–BOILER» HEAT EXCHANGER TAKING INTO ACCOUNT LONGITUDINAL HEAT CONDUCTIVITY

Volgograd State Technical University

On the basis of the differential equations of thermal balance and a heat transfer taking into account longitudinal heat conductivity formulas for calculation of technological parameters and number of tubes in a pipe bunch of the shell-and-tube heat exchanger in which acetic acid due to cooling of the combustion gases moving in pipes boils are removed. The analytical solution of the differential equation of the II order describing a profile of temperatures is received, the algorithm of calculation is developed and comparison with standard algorithm of calculation of the shell-and-tube heat exchanger is carried out.

Keywords: longitudinal heat conductivity, Peclet's criterion, shell-and-tube heat exchanger, number of tubes, profile of temperatures, equations of thermal balance and heat transfer, coefficient of longitudinal heat conductivity.

В типовом алгоритме расчета кожухотрубного теплообменника предполагается, что оба теплоносителя движутся в режиме идеального вытеснения, то есть профиль скорости не зависит от радиуса, нет обратной диффузии и обратной теплопроводности, а также на входе нет скачков концентрации или температуры [1–4].

Наши экспериментальные исследования показали, что для газовых потоков скачок температур на входе может достигать 10 и более градусов, для жидкостей – до 2 градусов, а такой скачок температур, как и скачок концентраций описывается дифференциальными уравнениями продольной теплопроводности или продольной диффузией [5–7].

В нашем случае это значит, что по аналогии с модифицированным первым законом Фика

$$V_c = -D_l \frac{dc}{dx},$$

где D_l – продольная диффузия.

Продольная теплопроводность может быть записана в виде модифицированного уравнения Фурье-Кирхгофа

$$V_t = -\lambda_t \frac{dt}{dZ}, \quad (1)$$

где λ_t – продольная теплопроводность.

Выведем дифференциальное уравнение теплового баланса для произвольной высоты трубки dZ между сечениями I–I и II–II с учетом продольной теплопроводности.

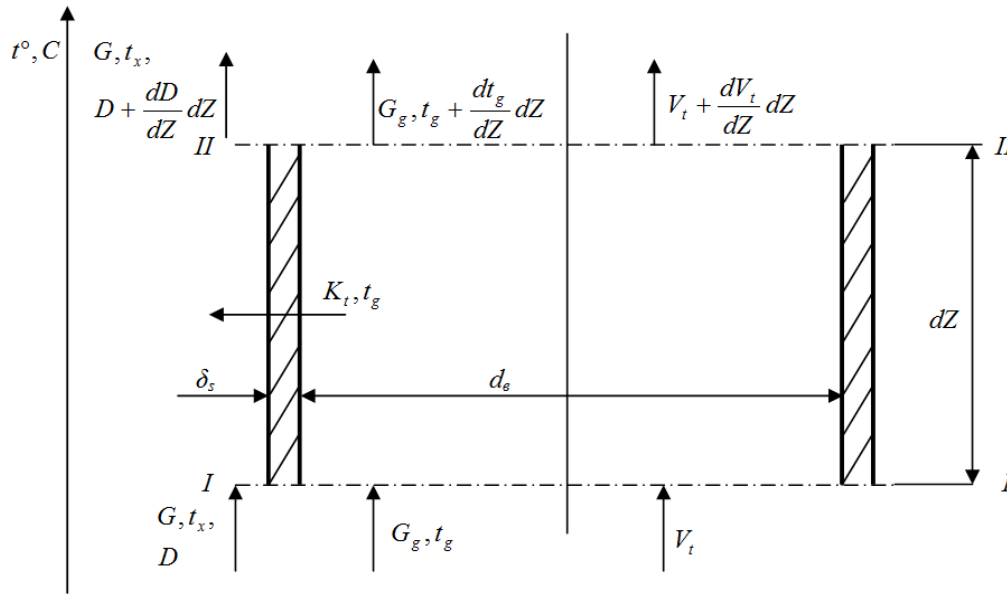


Рис. 1. Расчетная схема тепловых потоков для вывода дифференциальных уравнений теплового баланса и теплопередачи

$$G(t_x c_x + r_d \cdot D) + G_g c_g t_g + S V_t = G \left[t_x c_x + r_d \left(D + \frac{dD}{dZ} dZ \right) \right] + G_g c_g \left(t_g + \frac{dt_g}{dZ} dZ \right) + S \left(V_t + \frac{dV_t}{dZ} dZ \right),$$

где в левой части соответственно приход тепла с кипящей уксусной кислотой, газом и за счет продольной теплопроводности, в правой – уход тепла с теми же потоками; D – доля пара в парожидкостной кипящей смеси в межтрубном пространстве; S – площадь сечения трубок.

После алгебраических преобразований и с учетом модифицированного уравнения теплопроводности Фурье-Кирхгофа (1), получаем

$$S \lambda_t \frac{d^2 t_g}{dZ^2} = G r_d \frac{dD}{dZ} + G_g c_g \frac{dt_g}{dZ}.$$

Переведем координату Z в безразмерный вид так, что $h = Z / H$ и с учетом обозначения числа Пекле продольной теплопроводности

$$Pe = \frac{V \cdot H}{\alpha_t},$$

где $\alpha_t = \frac{\lambda_t}{c_g \rho_g}$ – коэффициент продольной теплопроводности, m^2/c , получаем

$$\frac{d^2 t_g}{dh^2} = \left(\frac{G}{G_g} \right) \cdot \frac{Pe \cdot r_d}{c_g} \cdot \frac{dD}{dh} + Pe \frac{dt_g}{dh}.$$

Возьмем определенные интегралы от левой и правой частей с учетом обозначения градиента температуры $g = dt/dh$

$$\int_{g_{ax}}^{g_k} \frac{dg}{dh} dh = \left(\frac{G}{G_g} \right) \frac{Pe \cdot r_d}{c_g} \int_0^1 \frac{dD}{dh} dh + Pe \int_{t_{gkx}}^{t_{gk}} \left(\frac{dt_g}{dh} \right) dh$$

$$g_k - g_{ax} = \left(\frac{G}{G_g} \right) \frac{Pe \cdot r_d}{c_g} + Pe (t_{gk} - t_{gkx}) \quad (2)$$

или

$$\frac{g_k}{Pe} = \left(\frac{G}{G_g} \right) \frac{r_d}{c_g} + t_{gk} - \left(t_{gkx} - \frac{g_{ax}}{Pe} \right).$$

Так как для продольной теплопроводности на входе имеет место скачок температуры по аналогии со скачком концентрации в массообменных аппаратах и реакторах, описываемый формулой [5, 6]

$$t_{gh} = t_{gkx} - g_{ax} / Pe, \quad (3)$$

то последнее уравнение теплового баланса преобразуется к виду

$$\frac{g_k}{Pe} = \frac{G \cdot r_d}{G_g \cdot c_g} + t_{gk} - t_{gh}$$

или

$$\frac{G_g \cdot c_g (t_{gh} - t_{gk}) - G \cdot r_d}{G_g \cdot c_g} = - \frac{g_k}{Pe}.$$

В числителе дроби в левой части записано уравнение теплового баланса, и он равен нулю, то есть

$$g_k = 0. \quad (4)$$

Таким образом, на выходе из рассматриваемого типа теплообменника имеем граничные условия:

$$\left. \begin{aligned} h &= 1; \\ t_g &= t_{g\kappa}; \\ g_g &= g_\kappa = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Выведем аналогично дифференциальное уравнение теплопередачи (рис. 1) для газа, охлаждающегося с t_{gH} до $t_{g\kappa}$

$$G_g c_g t_g + S V_t = G_g c_g \left(t_g + \frac{dt_g}{dZ} dZ \right) + \\ + S(V_t + \frac{dV_t}{dZ} dZ) + k_t \pi (d_e + d_s) \cdot dZ (t_g - t_x),$$

которое после алгебраических преобразований и перевода высоты в безразмерный вид $dh = dZ/H$ принимает вид:

$$G_g c_g \frac{dt_g}{dZ} - S \lambda_t \frac{d^2 t_g}{dZ^2} + k_t \pi (d_e + d_s) \cdot (t_g - t_x) \cdot n$$

или с учетом того, что $V_g = \frac{G_g}{\rho_g S}$; $\alpha_t = \frac{\lambda_t}{c_g \rho_g}$;

$$Pe = \frac{V_g H}{\alpha_t} \text{ получаем уравнение}$$

$$\frac{d^2 t_g}{dZ^2} - Pe \frac{dt_g}{dZ} - Pe \left(\frac{t_{gH} - t_{g\kappa}}{t_{g\kappa} - t_{gH}} \right) \times \\ \times \ln \left(\frac{t_{g\kappa} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right) \cdot (t_g - t_x) = 0,$$

которое соответствует дифференциальному уравнению II порядка с постоянными коэффициентами

$$\frac{d^2 t_g}{dZ^2} - Pe \frac{dt_g}{dZ} - q(t_g - t_x) = 0, \quad (6)$$

$$\text{где } q = \left(\frac{t_{gH} - t_{g\kappa}}{t_{g\kappa} - t_{gH}} \right) \cdot \ln \left(\frac{t_{g\kappa} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right) \cdot Pe. \quad (7)$$

При $Pe \rightarrow \infty$, ($\alpha_t \rightarrow 0$), что соответствует режиму идеального вытеснителя уравнение (6), переходит в дифференциальное уравнение идеального вытеснения, когда $t_{g\kappa} = t_{gH}$ (нет скачка температур) и $q = \ln \left(\frac{t_{gH} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right)$

$$\frac{dt_g}{dZ} = \ln \left(\frac{t_{gH} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right) \cdot (t_g - t_x)$$

После разделения переменных и интегрирования по параметрам t_g и h получаем выражение

$$\int_{t_{gH}}^{t_g} \left(\frac{dt_g}{t_g - t_x} \right) = - \ln \left(\frac{t_{gH} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right) \int_0^h dh$$

или

$$t_g = t_x + (t_{gH} - t_x) \cdot \exp \left[- \left(\frac{t_{gH} - t_x}{t_{g\kappa} - t_x} \right) \cdot h \right], \quad (8)$$

из которого следует:

$$\left. \begin{aligned} h &= 0, & t_g &= t_{gH}; \\ h &= 1, & t_g &= t_{g\kappa}; \end{aligned} \right\}$$

то есть уравнение (8) описывает профиль изменения температуры горячего теплоносителя по безразмерной высоте h при режиме идеального вытеснения газового потока в трубах кожухотрубного теплообменника.

Вернемся к дифференциальному уравнению теплопередачи (6), учитывающему продольную теплопроводность, которое имеет аналитическое решение в виде [9]

$$t_g = C_1 e^{r_1 h} + C_2 e^{r_2 h} + C, \quad (9)$$

где $C = t_x$,

$$r_{1,2} = \frac{Pe}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{Pe}{2} \right)^2 + q}$$

где $r_{1,2}$ – корни характеристического уравнения

$$r^2 - Pe \cdot r - q = 0. \quad (10)$$

Постоянные интегрирования находятся с учетом граничных условий (5)

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= (t_{g\kappa} - t_x) \cdot \exp(-r_1) / [1 - (r_1/r_2)] \\ C_2 &= -C_1 \cdot (r_1/r_2) \cdot \exp(r_1 - r_2). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Алгоритм расчетов может быть следующий:

I. Первый блок формул повторяет типовой алгоритм расчета кожухотрубных теплообменников, предполагающий режимы идеального вытеснения по обоим теплоносителям, то есть отсутствие скачка температур на входе и продольной теплопроводности, то есть $D_t \rightarrow 0$, $Pe \rightarrow \infty$. При этом задаваясь числом трубок в трубном пучке, а значит поверхностью теплопередачи, рассчитывают промежуточные технологические параметры (скорость, числа Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта, среднюю движущую силу, среднюю температуру газовой фазы, коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи), уравнивая методом половинного деления удельные тепловые мощности теплоносителей, определяют расчетную поверхность теплопере-

дачи и обеспечивают равенство заданной и расчетной поверхности теплопередачи.

II. 1. Второй блок формул связан с уменьшением на каждой итерации расчетов, например, на 1 градус входной температуры газовой фазы и повторением расчетов по первому блоку формул (скачок концентрации газовой фазы на входе уменьшает среднюю движущую силу и влияет на все другие параметры, в том числе на число трубок (которое возрастает), их сечение, скорость газа и, соответственно, значение определяющих и определяемых критериев, коэффициенты теплоотдачи и тепловую мощность);

2. По формулам (7), (10) и (11) определяют для заданного Pe и t_{ex} параметры q , $r_{l,2}$, C_1 и C_2 и по формуле (9) для $h = 0$ находят $t_{g0} = C_1 + C_2 + t_x$ и $g_0 = C_1 r_1 + C_2 r_2$.

3. Сравнивают t_{gn} и $t_{g0} - \frac{1}{Pe} g_0$. Если граничное условие (3) скачка температур на входе выполняется с заданной точностью расчеты заканчивают, то есть заданное при итерации $t_{bx} \approx t_{g0}$.

В табл. 1 приведены исходные и справочные данные и общие расчетные параметры для кожухотрубного теплообменника, в котором уксусная кислота кипит в межтрубном пространстве, а в трубах – дымовой газ.

Таблица 1

Исходные, справочные данные и основные расчетные параметры при расчете теплообменника типа «Холодильник–кипятильник»

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина параметра		
Исходные данные						
1	Расход кипящей жидкости	кг/ч	G_X	100		
2	Температура кипящего хладагента	°С	t_X	111,8		
3	Температура охлаждаемой жидкости (газа) – начальная	°С	$t_{ГН}$	190		
4	Температура охлаждаемой жидкости (газа) – конечная	°С	$t_{ГК}$	125		
Справочные данные						
1	Давление охлаждаемой жидкости (газа)	ата	p_z	1,033		
2	Теплота конденсации хладагента	кДж/кг	r_X	406		
3	Теплоемкость охлаждаемой жидкости (газа)	кДж/(кг·К)	C_g	1,03		
4	Молекулярный вес газа	кг/кмоль	M_z	31,6		
5	Теплопроводность дымовых газов	Вт/(м·К)	λ_g	0,017		
6	Коэффициент кипения	–	φ	0,68		
7	Давление кипящей жидкости	ата	p_X	1,033		
8	Коэффициент вязкости охлаждаемой жидкости (газов)	К ⁻¹	a	0,00183		
9	Теплопроводность стенки	Вт/(м·К)	$\lambda_{\text{с0}}$	46,2		
10	Термическое сопротивление накипи, солевого камня и ржавчины	м ² ·К/Вт	r_s	0,0004		
11	Высота (длина) труб	м	L	6		
12	Число ходов труб	–	Z	1		
13	Внутренний диаметр труб	м	d_b	0,024		
14	Толщина стенки труб	м	δ_s	0,002		
Варьируемые параметры						
1	Число труб	–	N	129	945	175
Расчетные параметры				И.В.	И.С.	Pe = 10
1	Вязкость охлаждаемой жидкости (газа)	Па·с	μ_z	2,28·10 ⁻⁵	2,19·10 ⁻⁵	2,19·10 ⁻⁵
2	Расход охлаждаемой жидкости (газа)	кг/ч	G_z	624,6	624,6	624,6

Окончание табл. 1

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина параметра		
3	Средняя движущая сила	°C	Δt_c	36,5	13,2	31,3
4	Средняя температура охлаждаемой жидкости (газа)	°C	t_r	148,3	125	143,1
5	Площадь теплопередачи труб стандартного теплообменника	м ²	f_c	63,2	462,9	462,9
6	Плотность газа при средней температуре и среднем давлении	кг/м ³	ρ_g	0,839	0,888	0,849
7	Число Рейнольдса для охлаждаемой жидкости (газа)	–	Re_c	500,7	71,33	379,2
8	Число Прандтля для охлаждаемой жидкости (газа)	–	Pr_c	1,38	1,37	1,32
9	Число Нуссельта для охлаждаемой жидкости (газа)	–	Nu	7,6	3	6,65
10	Число Грасгоффа для охлаждаемой жидкости (газа)	–	Gr	22739,1	9647	20270
11	Коэффициент теплопередачи для охлаждаемой жидкости (газа)	Вт/(м ² ·К)	α_r	5,33	2,12	4,71
12	Температура стенки со стороны охлаждаемой жидкости	°C	x	114,44	113,22	114,18
13	Удельная тепловая мощность охлаждаемой жидкости (газа)	Вт/м ²	q_c	182,45	24,97	136,2
14	Температура стенки со стороны кипящей жидкости	°C	t_w	114,36	113,21	114,12
15	Коэффициент теплоотдачи кипящей жидкости	Вт/(м ² ·К)	α_x	72,3	17,93	57,7
16	Удельная тепловая мощность охлаждаемой жидкости (газа)	Вт/м ²	q_x	185,03	25,22	134
17	Средняя удельная тепловая мощность	Вт/м ²	q_c	183,74	25,1	135,1
18	Разница удельных тепловых мощностей охлаждаемой и кипящей жидкости	Вт/м ²	y	-2,58	-0,25	2,21
19	Расчетная поверхность теплопередачи	м ²	f	63,2	462,8	86
20	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	K_t	5	1,9	4,3
21	Скорость газа	м/с	V_g	3,54	0,457	2,63
22	Расчетные параметры уравнения (9):	–	q	–	–	6,6
		–	r_1	–	–	8,02
		–	r_2	–	–	-8,23
		°C	c_1	–	–	$1,89 \cdot 10^{-3}$
		°C	c_2	–	–	127,81

Как видно из табл. 1, уже при числе Пекле продольной теплопроводности $Pe = 10$, число трубок в трубном пучке должно быть увеличено со 129 до 175, то есть на 35 %, соответственно и увеличится поверхность теплопередачи, при этом возрастет площадь сечения, через которое движется газ, что приводит к снижению скорости, числа Рейнольдса и Нуссельта, а значит коэффициента теплоотдачи от лимитирующей газовой фазы и в целом коэффициента теплопередачи. Кроме того, на входе газовой фазы в трубки возникает скачок температу-

ры, которая снижается со 190 °C до 179 °C, то есть на 11 градусов (см. рис. 2).

На рис. 3 представлены графики зависимостей числа трубок (1) в трубном пучке и входных температур газа t_{ex} в трубки от числа Пекле продольной теплопроводности. Как видно из этого графика, уже при $Pe_t < 12$ известный алгоритм, предполагающий идеальное вытеснение газа в трубах, занижает необходимую поверхность теплопередачи и число трубок в пучке более чем на 10 %.

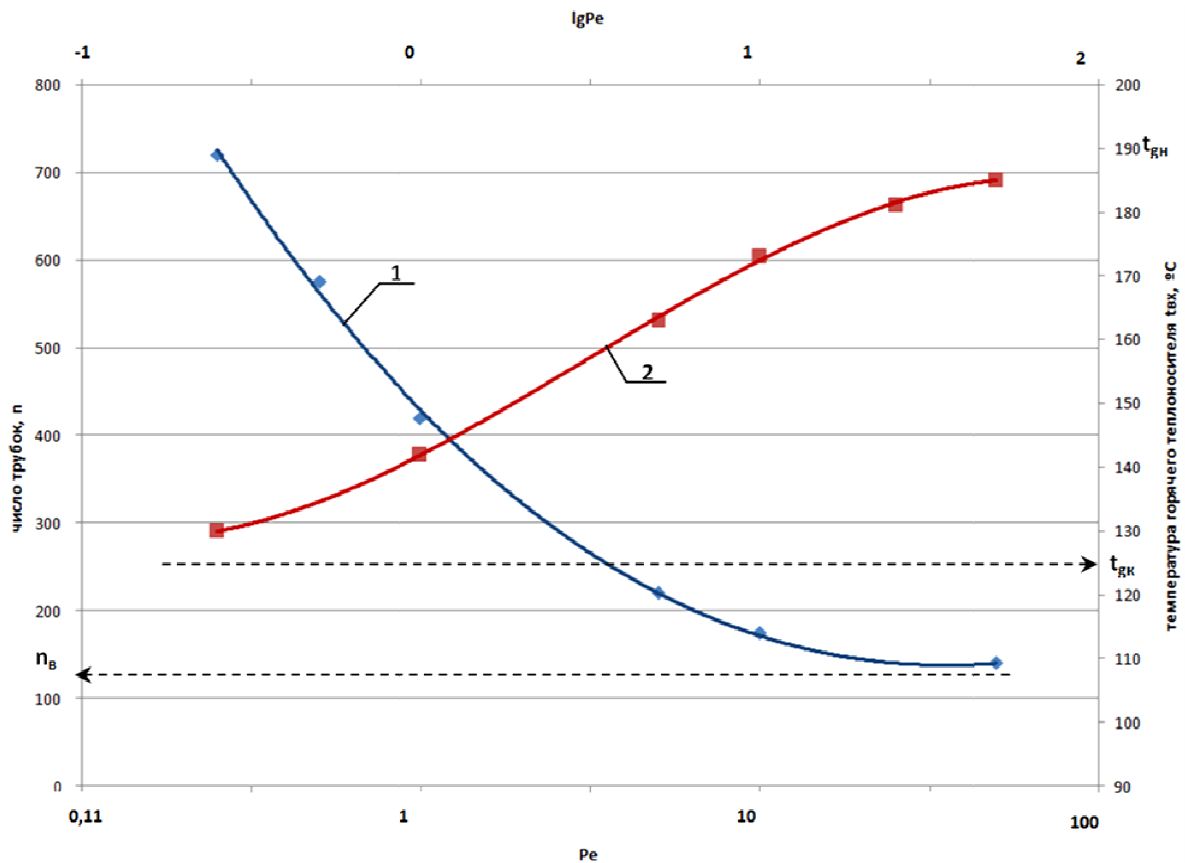


Рис. 2. Графики зависимостей числа трубок (1) в трубном пучке кожухотрубного теплообменника и температуры горячего теплоносителя – газа на входе (2) от числа Пекле продольной теплопроводности

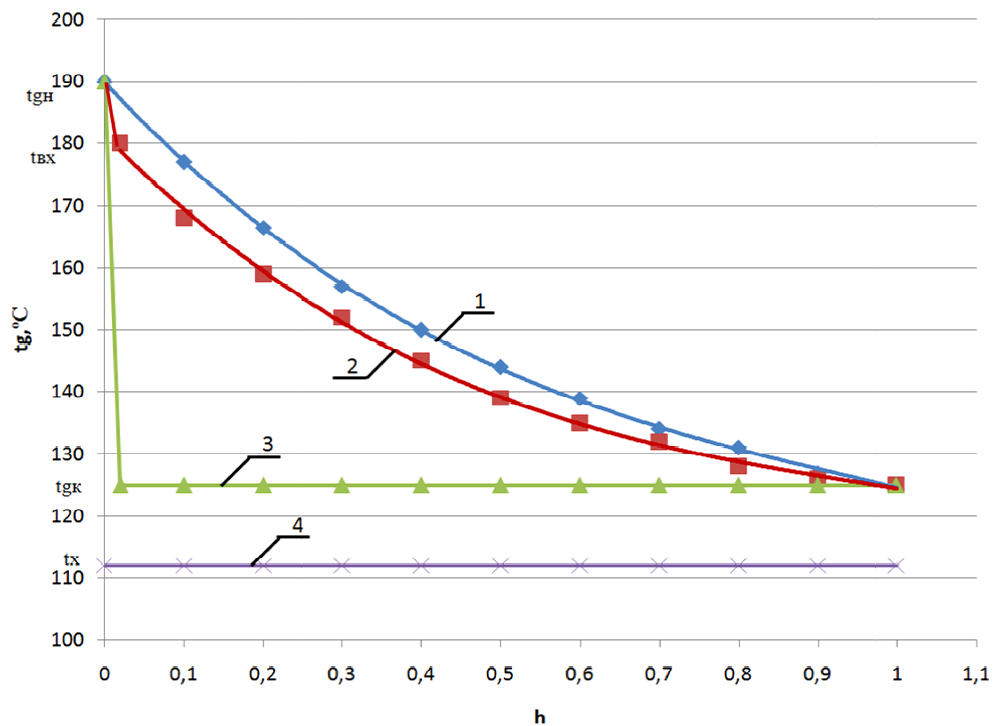


Рис. 3. Профили температуры по длине трубок кожухотрубного теплообменника: 1 – типовой алгоритм, структура потока идеального вытеснения по газу, $Pe \rightarrow \infty$, $\alpha_i \rightarrow 0$, $n = 129$; 2 – с учетом продольной теплопроводности, $Pe = 10$, $n = 175$; 3 – идеальное смешение по газу, $Pe \rightarrow 0$, $\alpha_i \rightarrow \infty$, $n = 945$; 4 – кипящая в межтрубном пространстве жидкость (уксусная кислота)

Поэтому при $Pe < 12$ необходимо вести расчеты технологических и геометрических параметров проектируемых кожухотрубных теплообменников с учетом продольной теплопроводности по алгоритму, предложенному в настоящей работе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Борисов, Г. С. Основные процессы и аппараты химической технологии / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дыгнерский. – М. : Альянс, 2008. – 496 с.
2. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – М. : Альянс, 2005. – 576 с.
3. Тимонин, А. С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник. – Т. 2 / А. С. Тимонин. 2-е изд., перераб. и доп. – Калуга : Издательство Н. Бочкаревой, 2002. – 1030 с.
4. Голованчиков, А. Б. Применение ЭВМ в химической технологии и экологии / А. Б. Голованчиков, Б. В. Симонов. Ч. 1. Волгоград: ВолгГТУ. 1994. – 114 с.
5. Левеншпиль, О. Инженерное оформление химических процессов / О. Левеншпиль. – М. : Химия, 1969. – 621 с.
6. Кафаров, В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В. В. Кафаров. – М. : Химия, 1985. – 448 с.
7. Закгейм, А. Ю. Введение в моделирование химико-технологических процессов / А. Ю. Закгейм. 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1982. – (Серия «Химическая кибернетика»). – 288 с.
8. Голованчиков, А. Б. Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева // Химия, химическая технология. – 2015. – Т. 58, вып. 9. – С. 58–62.
9. Выгодский, М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – М. : Наука, 2006. – 991 с.

УДК 621.86.067:620.22-492

А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, А. А. Мацько

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ БУНКЕРНЫХ УСТРОЙСТВ С УЧЕТОМ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА

Волгоградский государственный технический университет

Разработана экспериментальная установка для исследования движения сыпучего материала с различными физико-механическими свойствами в загрузочных устройствах. Были определены коэффициенты трения скольжения, угол естественного откоса и обрушения.

Ключевые слова: бункерные устройства, сыпучие материалы, физико-механические характеристики сыпучих материалов, угол естественного откоса, угол обрушения, коэффициент трения.

A. B. Golovanchikov, N. A. Prohorenko, A. A. Matsko

THE CHOICE OF THE GEOMETRIC DIMENSIONS OF THE HOPPER DEVICE WITH THE PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES OF THE MATERIAL

Volgograd State Technical University

An experimental setup for studying the movement of the bulk material with different physical and mechanical properties of boot devices. coefficients of friction were determined, the angle of repose and collapse.

Keywords: bunker devices, bulk materials, the physical and mechanical characteristics of the bulk material, the angle of repose, the collapse angle, coefficient of friction.

К физико-механическим свойствам сыпучих материалов относятся размерные показатели, плотность, влажность, форма и кривизна, однородность, распределение по крупности. К технологическим – сыпучесть, рассеиваемость, слеживаемость, фрикционные свойства, свободообразование, сопротивление деформациям различных видов. Свойства и особенности всех сыпучих материалов следует учитывать при проектировании машин для их внесения.

Основные показатели физико-механических и технологических свойств сыпучих материа-

лов, заимствованные из источника [1, с. 16], сведены в табл. 1.

Из совокупности вышеназванных сыпучих материалов можно выделить группы, по критериям некоторых физико-механических свойств, таких как форма и размерные показатели, относительная влажность и др. В качестве исследуемого материала возьмем сухие и влажные древесные опилки.

Длина частиц древесной стружки согласно классификации [1, с. 16], зависит от типа технологических параметров, режущего инструмента,

Таблица 1

Основные показатели физико-механических свойств некоторых сыпучих материалов

Материал		Насыпная плотность, кг/м ³	Влажность, %	Характерные размеры, мм
Опилки (стружка) древесные	сухие	220 – 420	8 – 15	до 50
	влажные	350 – 580	более 15	
Гипс строительный		800 – 1100	18 – 20	0,02
Глина порошковая		1500 – 1600	20 – 30	0,1
Известь порошковая		850	20 – 25	0,1
Известняк молотый		1400	не более 15	0,49
Зола сухая		570 – 650	30 – 40	0,0,4
Кремний порошковый		640	7 – 10	0,25
Минеральный порошок		430	не более 1	0,05
Мел порошкообразный		1120	не более 5	0,3
Цемент		1510	5	0,09
Сода кальцинированная		800	12 – 15	0,04
Керамзит		800	8 – 10	01 – 2,0
Песок		1500 – 1600	8 – 12	0,1 – 1
Сухая цементно- песчаная смесь		1700 – 1900	8	0,02 – 2,5

в результате которого она образована и не превышает 50 мм.

Из табл. 1 видно, что насыпная плотность у влажных опилок больше, чем у сухих опилок. Для влажного материала характерно явление налипания частиц на стенки аппаратов, загрузочных емкостей и др. В дальнейшем это может приводить к зависанию материала в загрузочном устройстве, что будет способствовать снижению производительности аппарата и всей технологической линии.

Существует огромное число различных взаимосвязанных факторов, которые оказывают влияние на сводообразование: геометрический размер и выпускное отверстие бункера, физико-механические свойства исследуемого материала, условия загрузки и хранения и др. В связи со слеживаемостью процесса сводообразования до

настоящего времени не удалось создать универсальное сводообрушающее устройство, которое эффективно работало с любыми сыпучими материалами в бункерах различной формы. Поэтому для каждого исследуемого материала нужно подобрать геометрические размеры бункерного устройства, важным фактором является коэффициент трения исследуемого материала [2].

Для определения коэффициентов трения скольжения опилок использовалась наклонная плоскость, угол наклона которой можно было изменять и измерять. Коэффициент трения скольжения определяется как тангенс угла наклона плоскости к горизонту. На наклонную (деревянную) плоскость укреплялись листы стали и полосы резины. Результаты определенных коэффициентов, для различных фракций частиц опилок представлены на графике (рис. 1).

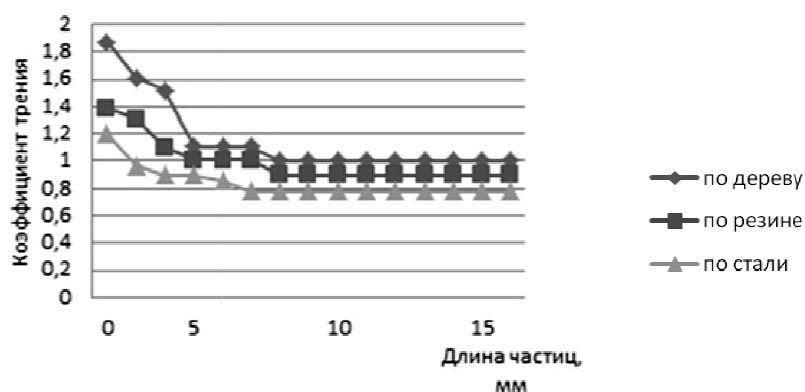


Рис. 1. Зависимость коэффициентов трения скольжения опилок от размерных показателей частиц при влажности материала 8 %

Из графика, приведенного на рис. 1, видно, что с увеличением размерных показателей частиц происходит резкое уменьшение коэффициента трения опилок, которое стабилизируется для крупных частиц, размером не более 5 мм. Данное явление объясняется тем, что мелкие фракции частиц имеют большую площадь контакта на единицу поверхности, а масса их невелика.

Угол естественного откоса опилок зависит от внутреннего трения, сцепления между частицами, влажности, удельного веса и характеризует степень подвижности частиц.

Среднее значение угла естественного откоса опилок, как показали многократные измерения, составило $\varphi = 58^\circ$.

Угол естественного откоса связан с аутогезией, внутренним трением и плотностью уравновешенных частиц [3–5].

Угол естественного откоса зависит от угла между горизонтальной поверхностью и образующей конуса, насыпаемого на нее зернистого материала. Образование поверхности откоса отвечает состоянию динамического равновесия, поэтому этот угол называют динамическим углом естественного откоса:

$$\alpha_D = \arctg \frac{2H}{D} = 58^\circ,$$

где D – диаметр диска; H – высота конуса.

Угол обрушения зависит от угла, образующего при обрушении слоя в результате удаления подпорной стенки:

$$\alpha_{см} = \arctg \frac{h}{a}.$$

Для опилок угол обрушения составляет 45° .

Коэффициенты внутреннего и внешнего трения. Любая деформация сыпучего материала сопровождается сдвигом, т. е. скольжением частиц одного слоя по частицам другого слоя. Связь между напряжением сдвига и нормальным давлением на плоскость скольжения слоя выражается законом Кулона:

$$\tau_a = \tau_0 + f\delta_a,$$

где τ_a – напряжение сдвига; τ_0 – начальное сопротивление сдвига; f – коэффициент внутреннего трения; δ_a – нормальное давление.

Для связных сыпучих материалов: $\tau_0 \neq 0$, $\delta_a = 0$.

В результате проведенных исследований для древесных опилок, была сконструирована экспериментальная установка. Разработанная экспериментальная установка загрузочного бункера имеет вид, представленный на рис. 2. Она состоит из опоры 4, на которой стойки 3 крепятся к загрузочному бункеру 1.

Методика проведения эксперимента:

1. В загрузочный бункер 1 засыпаются сухие опилки.
2. Открывается заслонка 2.
3. Одновременно с открыванием выпускного отверстия бункера включается секундомер.
4. Фиксируется время ссыпания материала через каждые 50 г.
5. По окончании эксперимента, выключается секундомер.
6. Закрывается заслонка 2.
7. В загрузочный бункер 1 засыпаются влажные опилки.
8. Повторяются пункты 2, 3, 4, 5 и 6.

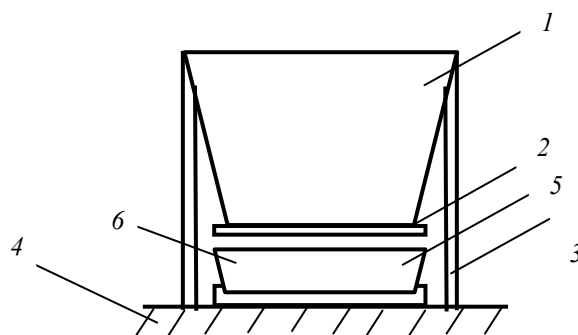


Рис. 2. Экспериментальная установка загрузочного бункера:

1 – загрузочный бункер; 2 – заслонка; 3 – стойки; 4 – опора; 5 – емкость; 6 – аналитические весы

В результате проведенных исследований была установлена зависимость массы просыпанного материала от времени $m = f(t)$ (рис. 3).

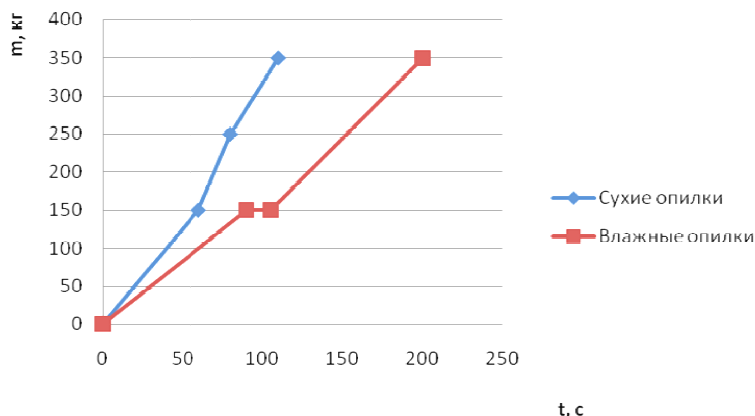


Рис. 3. График зависимости массы просыпанного материала от времени

В результате проведенных исследований был сделан вывод: на геометрические размеры бункерного устройства оказывают влияние масса и форма части. Сухие опилки легче скользят по стенкам бункера, чем влажные. Это объясняется капиллярной компонентой сил адгезии, при смачивании материалов водой, возникает дополнительная сила адгезии частиц – капиллярная компонента. Эта сила возникает при наличии пленочной влажности материала. Капиллярные силы адгезии можно уменьшать гидрофобизацией подложки, т. е. превращение ее поверхности в несмачиваемую предшествующей в сыпучем материале.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Купчинов, Б. И. Технология конструкционных материалов и изделий на основе измельченных отходов древе-

сины / Б. И. Купчинов, Н. В. Немогай, С. Ф. Мельников ; под ред. В. А. Белого. – Минск : Наука и техника, 1992. – 199 с.

2. Влияние физико-механических характеристик сыпучего материала на геометрические размеры бункерных устройств / А. А. Шагарова, В. А. Балашов, А. П. Шапошников, Н. А. Прохоренко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 1 (104) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии»; вып. 6). – С. 88–90.

3. Зенков, Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков, Г. П. Гриневич, В. С. Исаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 222 с.

4. Андрианов, Е. И. Методы определения структурно-механических характеристик порошкообразных материалов / Е. И. Андрианов. – М. : Химия, 1982. – 256 с.

5. Суфиянов, Р. Ш. Влияние уплотняемости сыпучего материала на критический размер выпускного отверстия бункерного устройства / Р. Ш. Суфиянов, А. В. Каталимов // Химия и химическая технология. – 2011. – Т. 54, вып. 1. – С. 100–103.

УДК 66.048.3.069.833

А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, В. Н. Карев

РАСЧЕТ НАСАДОЧНОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ ПО ЖИДКОЙ ФАЗЕ

Волгоградский государственный технический университет

На основании дифференциальных уравнений материального баланса и массопередачи, учитывающих продольное перемешивание кипящего раствора, выводятся формулы рабочих линий укрепляющей и исчерпывающей частей насадочной ректификационной колонны, профилей концентраций по высоте насадки и предлагается алгоритм расчета высоты насадки.

Ключевые слова: продольное перемешивание, диффузионная модель, число Пекле, продольной диффузии, ректификация, насадочная колонна.

A. B. Golovanchikov, N. A. Prokhorenko, V. N. Karev

THE CALCULATION OF THE PACKED DISTILLATION COLUMN WITH REGARD TO LONGITUDINAL MIXING IN THE LIQUID PHASE

Volgograd State Technical University

On the basis of differential equations of material balance and mass transfer that takes into account the longitudinal stirring of the boiling solution formulas are derived in working lines, and the strengthening and exhaustive parts of a Packed distillation column, the concentration profiles along the height of the nozzle and the algorithm for calculating the height of the nozzle.

Keywords: longitudinal mixing, diffusion model, Peclet number, longitudinal diffusion, distillation, Packed column.

Был проведен сравнительный расчет насадочной ректификационной колонны по предлагаемому алгоритму [1], учитывающему продольную диффузию в жидкой фазе, и типовому, предполагающему, что обе фазы движутся в режиме идеального вытеснения.

Предварительно известная табличная зависимость для равновесной концентрации бинарной смеси «этиловый спирт–вода» обработана методом наименьших квадратов, в виде уравнения для азеотропного раствора [2]:

$$y^* = \frac{x_0}{1 + k\left(\frac{x_0}{x} - 1\right)^n}, \quad (1)$$

которая линеаризуется в координатах:

$$\ln\left(\frac{x_0}{y^*} - 1\right) = \ln k + n \ln\left(\frac{x_0}{x} - 1\right),$$

где $x_0 = 0,894$ – азеотропная концентрация, кмоль А / кмоль (А+В).

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Как видно из материалов табл. 1, уравнение (1) довольно точно описывает табличную зависимость равновесия для азеотропной бинарной смеси «этиловый спирт–вода». Средняя относительная ошибка не превышает $\pm 3 \%$, а наибольшая – $6,5 \%$, при этом коэффициенты принимают численные значения: $k = 0,353$; $n = 0,5735$.

В табл. 2 приведены исходные и справочные данные, а также результаты расчетов технологических параметров и основных размеров насадочной ректификационной колонны по типовому алгоритму (верхняя часть расчетных параметров) и по предлагаемому алгоритму, учитывающему продольную диффузию в кипящем жидком растворе (нижняя часть расчетных параметров).

Таблица 1

Результаты аппроксимации равновесной зависимости для азеотропной бинарной смеси «этиловый спирт–вода» по уравнению (1)

Концентрация легколетучего в жидкости, x ; моль А/моль (А+В)	0,019	0,05	0,097	0,166	0,2	0,261	0,3	0,396	0,51	0,6	0,676	0,7	0,747
Концентрация легколетучего паре, y ; моль А /моль (А+В)	0,332	0,438	0,507	0,531	0,558	0,576	0,612	0,656	0,684	0,7	0,738	0,7536	0,782
Расчетная концентрация легколетучего в паре, y_r ; моль А /моль (А+В)	0,321	0,409	0,490	0,520	0,564	0,587	0,638	0,687	0,714	0,724	0,755	0,765	0,785
Относительная ошибка δ , %	-3,42	-6,4	-3,24	-2,1	1	2	42	4,68	4,33	3,64	2,25	1,58	0,48

Равновесная и рабочие линии обеих частей колонны представлены на рис. 1. Здесь наглядно видно влияние продольной диффузии на рабочие линии. Во-первых, это скачок концентраций жидкой фазы на входе на насадку: в укрепляющей части с $x_d = 0,74$ до $x_{\Phi} = 0,696$; в исчерпывающей части с $x_f = 0,115$ до $x_n = 0,107$; во-вторых, рабочие линии уже не прямые, а имеют выпуклый вид, то есть они, как и скачки концентраций легколетучего на входе, уменьшают локальную движущую силу массопередачи. Это вызывает увеличение поверхности массопередачи и высоту обеих частей колонны. Что еще необходимо отметить, так это

неодинаковое влияние продольной диффузии на увеличении поверхности и высоты насадки при одинаковых числах Пекле ($Pe = 10$) в обеих частях колонны. В верхней части они возрастают на 61% , в нижней – на 16% . На наш взгляд, это объясняется приближением равновесной линии к диагонали в верхней части колонны (рис. 1).

Уже при $Pe = 6$ скачок концентрации на входе приводит к пересечению рабочей линией 3, а равновесной линии 1, то есть x_{Φ} становится меньше $x^* = x^*(y_d)$, что потребует увеличение флегмового числа, чтобы рабочие линии 2, а и 3, а приблизились к диагонали.

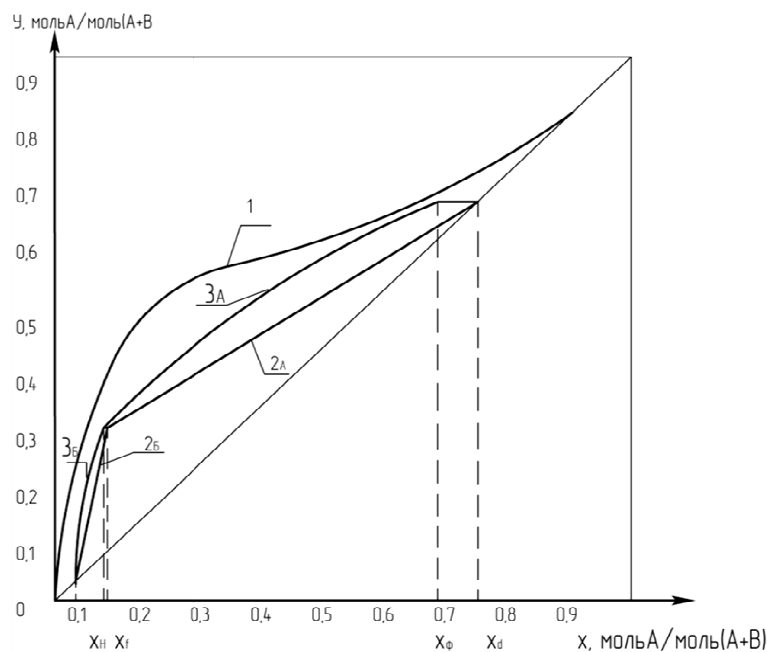


Рис. 1. Равновесная (1) и рабочие линии (а – укрепляющая часть; б – исчерпывающая часть), (2) при типовом расчете, (3) с учетом продольной диффузии при $Pe_D = 10$

Таблица 2

Исходные и справочные данные и основные расчетные параметры насадочной ректификационной колонны для бинарной смеси «этиловый спирт-вода»

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4	5
Исходные и справочные данные				
1	Производительность по исходной смеси	кг/час	G_F	1500
2	Абсолютная мольная концентрация легколетучего в исходной смеси	масс	x_F^I	0,25
3	Абсолютная мольная концентрация легколетучего в дистилляте	масс	x_d^I	0,88
4	Абсолютная мольная концентрация легколетучего в кубе	масс	x_k^I	0,12
5	Молекулярная масса легколетучего	кг А/кмоль А	M_a	46
6	Молекулярная масса для труднолетучего	кг А/кмоль А	M_b	18
7	Начальная температура подаваемой исходной смеси	°С	t_n	20
8	Температура кипения исходной смеси	°С	t_F	82
9	Температура кипения дистиллята	°С	t_d	79
10	Температура кипения кубовой жидкости	°С	t_w	90
11	Теплоемкость исходной смеси	кДж/кг К	c_F	3,84
12	Теплоемкость дистиллята	кДж/кг К	c_d	3,43
13	Теплоемкость кубовой жидкости	кДж/кг К	c_w	4,09
14	Удельная теплота парообразования	кДж/кг	r_d	1170
15	Давление в колонне	ат	p_a	1,033
16	Порозность насадки	м ³ /м ³	ε	0,64

Продолжение табл. 2

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4	5
17	Удельная поверхность насадки	$\text{м}^2/\text{м}^3$	σ	87,5
18	Средняя динамическая вязкость газа в укрепляющей части колонны	Пас	μ_y	$1,03 \cdot 10^{-5}$
19	Средняя динамическая вязкость газа в исчерпывающей части колонны	пас	μ_u	$1,2 \cdot 10^{-5}$
20	Средняя плотность жидкой фазы	$\text{кг}/\text{м}^3$	ρ_e	856
21	Коэффициент диффузии паров при 20 °С	$\text{м}^2/\text{с}$	D_{00}	$1,02 \cdot 10^{-6}$
Расчетные параметры				
1	Эквивалентный диаметр насадки	м	d_e	0,0293
2	Средняя температура в укрепляющей части колонны	°С	t_y	80,5
3	Средняя температура в исчерпывающей части колонны	°С	t_u	86
4	Расход дистиллята	$\text{кг}/\text{час}$	G_d	256,6
5	Расход кубовой жидкости	$\text{кг}/\text{час}$	G_k	1243,4
6	Мольная концентрация легколетучего в дистилляте	$\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль}(A+B)}$	x_d	0,741
7	Мольная концентрация легколетучего в кубовой жидкости	$\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль}(A+B)}$	x_w	0,0506
8	Мольная концентрация легколетучего в исходной смеси	$\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль}(A+B)}$	x_F	0,115
9	Число питания	$\frac{\text{кмоль}(A+B)}{\text{кмоль}(A+B)}$	F	10,67
10	Средняя молекулярная масса в укрепляющей части колонны	$\frac{\text{кг}(A+B)}{\text{кмоль}(A+B)}$	M_{cy}	30
11	Средняя молекулярная масса в исчерпывающей части колонны	$\frac{\text{кг}(A+B)}{\text{кмоль}(A+B)}$	M_{cu}	20,3
12	Средняя плотность паровой фазы в укрепляющей части колонны	$\text{кг}/\text{м}^3$	ρ_y	1,03
13	Средняя плотность паровой фазы в исчерпывающей части колонны	$\text{кг}/\text{м}^3$	ρ_u	0,69
14	Минимальное флегмовое число	—	R_m	0,958
15	Средний тангенс угла наклона равновесной линии в укрепляющей части	—	m_y	0,555
16	Средний тангенс угла наклона равновесной линии в исчерпывающей части	—	m_u	1,736
17	Равновесная концентрация в паровой фазе, соответствующая концентрации легколетучего на входе в жидкой фазе	$\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль}(A+B)}$	y_F^*	0,435
18	Оптимальное флегмовое число	—	R_0	1,935
19	Рабочая концентрация в паровой фазе, соответствующая концентрации легколетучего на входе в жидкой фазе	$\frac{\text{кмоль } A}{\text{кмоль}(A+B)}$	y_F	0,329
20	Тепловая мощность колонны	кВт	Q_t	359,2
21	Коэффициенты уравнения равновесной линии	—	K	0,3528
		—	n	0,5735
22	Число теоретических тарелок в укрепляющей части	—	y_n	4,0
23	Число теоретических тарелок в исчерпывающей части	—	u_n	1,05
24	Расход паровой фазы в исчерпывающей части колонны	$\text{кг}/\text{час}$	G	753,1

Продолжение табл. 2

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4	5
25	Расход жидкой фазы в истерпывающей части колонны	кг/час	L_u	1996,5
26	Число Рейнольдса по пару для истерпывающей части колонны	—	Re_u	4009
27	Рабочая фиктивная скорость пара в истерпывающей части колонны	м/с	ϑ_{pu}	1,52
28	Расчетный диаметр истерпывающей части колонны	м	D_{ku}	0,503
29	Высота насадки, эквивалентная теоретической тарелке в истерпывающей части колонны	м	h_u	1,25
30	Высота насадки в истерпывающей части колонны	м	H_u	1,32
31	Расход жидкой фазы в укрепляющей части колонны	кг/час	L_y	496,2
32	Число Рейнольдса по пару для укрепляющей части	—	Re_y	9185,1
33	Высота насадки, эквивалентная теоретической тарелке в укрепляющей части колонны	м	h_y	1,98
34	Общая высота насадки в укрепляющей части колонны	м	H_y	7,88
35	Рабочая фиктивная скорость пара в укрепляющей части колонны	м/с	ϑ_{py}	2,33
36	Расчетный диаметр укрепляющей части колонны	м	D_{ky}	0,332
37	Число единиц переноса по жидкой фазе в укрепляющей части колонны	—	S_{py}	5,09
38	Число единиц переноса по жидкой фазе в истерпывающей части колонны	—	S_{pu}	11,47
39	Площадь сечения укрепляющей части колонны	м ²	S_y	0,158
40	Площадь сечения истерпывающей части колонны	м ²	S_u	0,217
41	Среднее время пребывания жидкой фазы в укрепляющей части колонны	с	τ_y	5,26
42	Среднее время пребывания жидкой фазы в истерпывающей части колонны	с	τ_u	11,05
43	Число Архимеда истерпывающей части колонны	—	Ar_u	10^9
44	Число Архимеда для укрепляющей части колонны	—	Ar_y	$1,51 \cdot 10^9$
45	Число Прандтля диффузионного для истерпывающей части	—	Pr_u	12,57
46	Число Прандтля диффузионного для укрепляющей части	—	Pr_y	7,37
47	Число Нуссельта диффузионного для истерпывающей части	—	Nu_u	214
48	Число Нуссельта диффузионного для укрепляющей части	—	Nu_y	310
49	Коэффициент массопередачи истерпывающей части	м/с	β_u	$1,01 \cdot 10^{-2}$
50	Коэффициент массопередачи укрепляющей части	м/с	β_y	$1,43 \cdot 10^{-2}$
51	Число единиц переноса в укрепляющей части колонны	—	S_{py}	4,18
52	Число единиц переноса в истерпывающей части колонны	—	S_{pu}	1,014
53	Коэффициент массопередачи для укрепляющей части колонны	кмольА / с · м ³	k_y	$1,83 \cdot 10^{-2}$
54	Коэффициент массопередачи для истерпывающей части колонны	кмольА / с · м ³	k_u	$1,92 \cdot 10^{-1}$
55	Среднее время пребывания пара в укрепляющей части колонны	с	τ_y	3,38
56	Среднее время пребывания пара в истерпывающей части колонны	с	τ_u	0,868
Расчетные параметры для истерпывающей части по диффузионной модели				
1	Число Пекле диффузионное	—	Pe	10
2	Концентрация легколетучего	кмольА / кмоль(А+В)	x_n	0,107

Окончание табл. 2

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4	5
3	Число единиц переноса в исчерпывающей части	—	$ЧЕП_{ud}$	1,18
4	Среднее время пребывания жидкой фазы (флегма + исходная смесь) в насадке	c	τ_{ud}	2,4
5	Высота насадки в исчерпывающей части колонны	m	H_{ud}	1,54
6	Градиент концентрации легколетучего по безразмерной координате высоты на входе исходной смеси в колонну	$\frac{\text{кмоль}A}{\text{кмоль}(A+B)}$	g_F	-0,066
7	Увеличение высоты насадки по сравнению с типовой насадочной колонной в исчерпывающей части	—	y_u	1,16
Расчетные параметры для укрепляющей части по диффузионной модели				
1	Число Пекле диффузионное	—	Pe	10
2	Концентрация легколетучего во флегме перед орошением насадки в верхней части колонны	$\frac{\text{кмоль}A}{\text{кмоль}(A+B)}$	x_u	0,696
3	Число единиц переноса	—	$ЧЕП_{yd}$	6,73
4	Среднее время пребывания жидкой фазы (флегма) в насадке	c	τ_{yd}	5,45
5	Высота насадки в укрепляющей части колонны	m	H_{nd}	12,7
6	Градиент концентрации легколетучего по безразмерной координате высоты на входе флегмы на насадку	$\frac{\text{кмоль}A}{\text{кмоль}(A+B)}$	g_ϕ	-0,46
7	Увеличение высоты насадки по сравнению с типовой насадочной колонной в укрепляющей части	—	y_y	1,61

На рис. 2 представлены графики зависимости высоты насадки и входных концентраций легколетучего от числа Пекле продольной диффузии. Как видно из этих графиков (2, а и 2, б), для укрепляющей части уже при $Pe \leq 40$ разница в расчетах высоты насадки по предла-

гаемому алгоритму с учетом продольной диффузии в жидкой фазе по сравнению с типовым алгоритмом расчетов становится больше 10 % и расчет надо вести, учитывая продольную диффузию. Для исчерпывающей части эта граница отодвигается до $Pe \leq 50$.

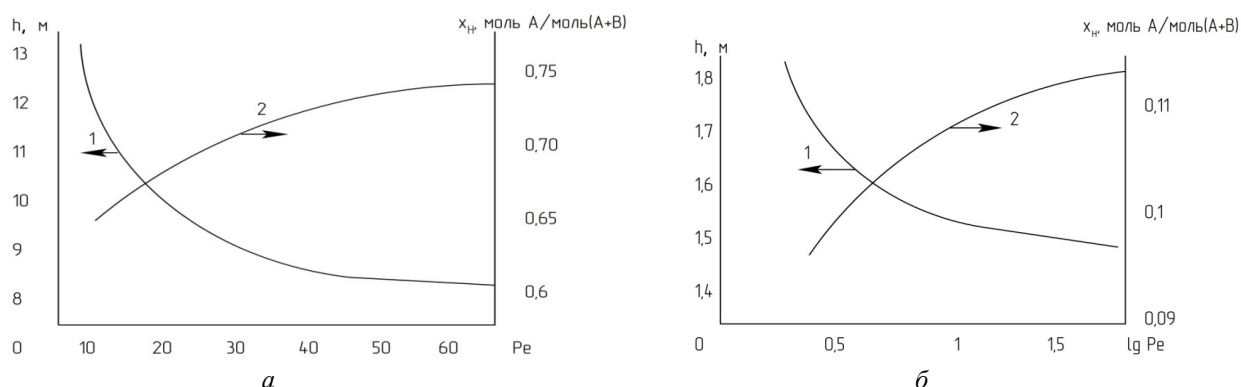


Рис. 2. Графики зависимостей высоты насадки (1) и входной концентрации (2) от числа Пекле продольной диффузии: а – для укрепляющей части; б – для исчерпывающей части

Таким образом, учет продольного перемешивания в жидкой фазе насадочной ректификационной колонне необходимо проводить при числе Пекле продольной диффузии $Pe < 50$ и расчет вести по предлагаемому алгоритму

расчетов. При $Pe > 50$ можно считать, что обе фазы движутся в режиме идеального вытеснения и расчеты ректификационной насадочной колонны можно проводить по типовому алгоритму расчетов [3–7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Голованчиков, А. Б. Моделирование процесса ректификации в насадочной колонне с диффузионной структурой потока по жидкой фазе / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 14 (178) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах»). – С. 12–16.
2. Голованчиков, А. Б. Аппроксимация табличных зависимостей по равновесию бинарных смесей степенным уравнением / А. Б. Голованчиков, А. А. Решетников, А. С. Остроухова, Е. Г. Фетисова // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 1 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии»; вып. 4). – С. 37–40.
3. Багатуров, С. А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации ; под ред. С. А. Багатурова. – Изд. 3-е, перераб. – М. : Химия, 1974. – 440 с.
4. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учеб. пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.
5. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учеб. для вузов. – 10-е изд., стереотипное, доработанное. Перепечатано с изд. 1973 г. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2004. – 753 с.
6. Рамм, В. М. Адсорбция газов / В. М. Рамм. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М., Химия, 1976. – 656 с.
7. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник. Т. 2 / А. С. Тимонин. – Издательство Н. Бочкаревой. – Калуга, 2003. – 884 с.

УДК 621.86.067:620.22–492

А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова, Л. Е. Тарасенко, М. К. Доан**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ
ЗАГРУЗОЧНОГО БУНКЕРА С ВОРОШИТЕЛЕМ****Волгоградский государственный технический университет**

Рассмотрены вопросы, связанные с истечением сыпучего материала с низкой насыпной плотностью из загрузочного бункера с ворошителем. Разработана методика экспериментальных исследований и конструкция экспериментальной установки для исследования работы устройства для разрушения сводов сыпучих материалов. Отличительной особенностью устройства является то, что ворошитель выполнен в виде штанги с возможностью колебательного и вращательного движения.

Получены обобщенные зависимости массы просыпанного материала от времени истечения материала из загрузочного бункера при различной частоте вращения вала ворошителя. Показано увеличение интенсивности работы загрузочного бункера при вращении вала ворошителя с наложением осевых колебаний вала. Проведен корреляционный анализ результатов экспериментального исследования.

Ключевые слова: загрузочный бункер, ворошитель, сыпучий материал, колебательное и вращательное движение.

A. B. Golovanchikov, A. A. Shagarova, L. E. Tarasenko, M. K. Doan**EXPERIMENTAL STUDY OF FEEDING HOPPER WORK WITH HAYMAKER****Volgograd State Technical University**

Address issues related to the expiration of the bulk material with low bulk density of feeding hopper with haymaker. Methodology of experimental research and design of an experimental installation for research of a device to destroy sets of bulk materials are carried out. The distinctive feature of the device is that, haymaker is executed in the form of rods, with the possibility of vibrational and rotational motion. Received generalized dependence mass e.g. material from the time of expiration of the material from the hopper with varying rotation frequency of the stirring device. Shows an increase in the intensity of the hopper rotation shaft stirring device with axial vibrations of a shaft. Correlation analysis was carried out of the results of the pilot study.

Keywords: hopper, haymaker, bulk material, vibrational and rotational motion.

Загрузочный бункер – это та часть шнековой машины, из которой материал поступает непосредственно в экструдер. В большинстве случаев материал просто проваливается в экструдер под действием собственной тяжести, но существуют материалы, для которых такой способ подачи, к сожалению, оказывается невозможным [1].

При работе со многими плохо сыпучими материалами (влажными, липкими, слеживающимися), которые обладают широким гранулометрическим составом и низкой насыпной плотностью, весьма часты случаи нарушения работы бункеров, заключающиеся в образовании сводов над выпускным отверстием бункера, образование пассивных зон и др. в результа-

те чего истечение материала частично или полностью прекращается.

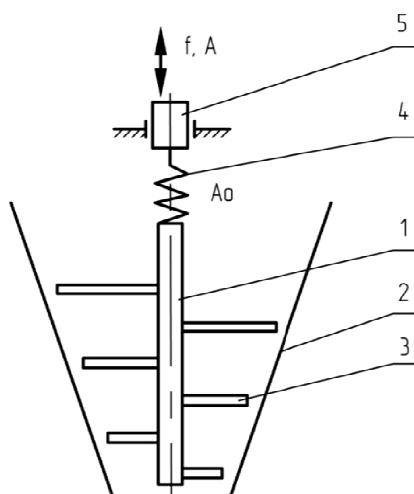


Рис. 1. Устройство для обрушения сводов сыпучего материала в бункерах:
1 – штанга, 2 – бункер, 3 – упругие тяги, 4 – пружина, 5 – вибратор

Для борьбы со сводообразованием и зависанием на стенках бункера с успехом применяют мешалки-ворошители различной формы, а также устройства, являющиеся комбинацией сводообрушителя с питателем [2].

Разработана конструкция устройства для разрушения сводов сыпучих материалов, отличающаяся тем, что возбудитель выполнен в виде штанги с возможностью колебательного и вращательного движения, при этом амплитуда колебаний вертикальной штанги и жестко закрепленных на ней элементов обрушения увеличена за счет резонирующего эффекта (рис. 1) [3].

Для исследования процесса истечения из бункера сыпучих материалов с низкой насыпной плотностью была изготовлена экспериментальная установка, в основу которой легла разработанная конструкция устройства для обрушения сводов сыпучего материала в бункерах (рис. 2).

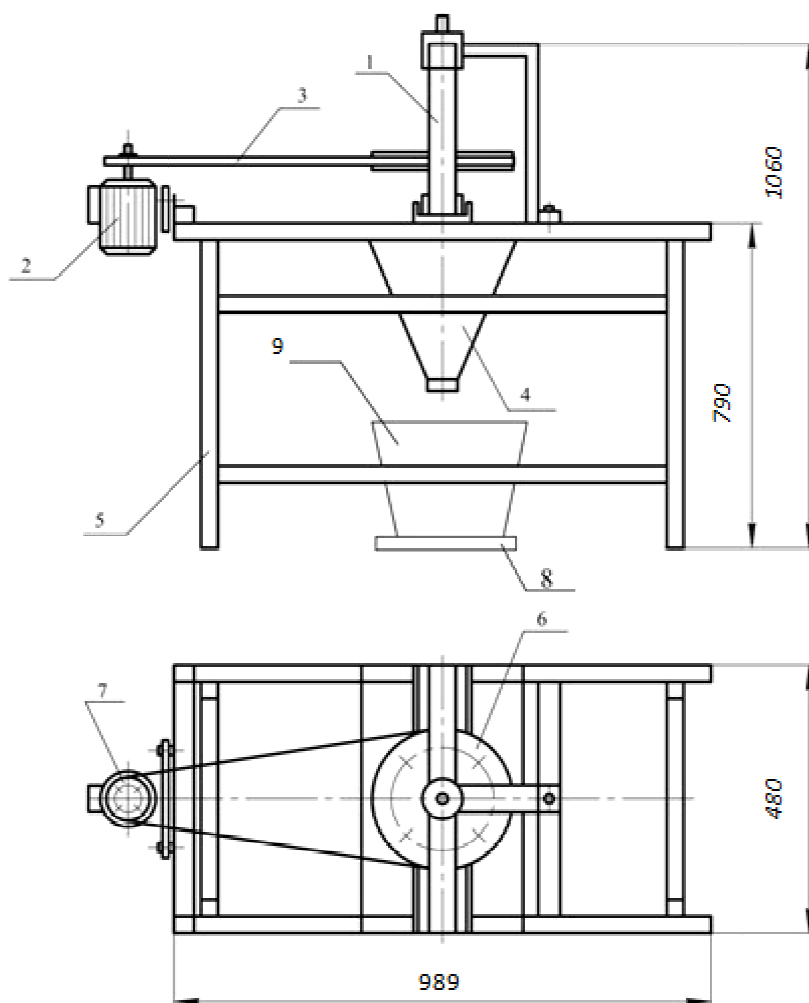


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:
1 – ворошитель, 2 – электродвигатель, 3 – ременная передача, 4 – бункер,
5 – металлические стойки, 6 – диск, 7 – шкив, 8 – электронные весы, 9 – емкость для материала

Экспериментальная установка представляет собой загрузочный бункер 4 закрепленный на металлических стойках 5. Внутри бункера 4 установлен ворошитель 1, который приводится в движение посредством ременной передачи 3 от шкива 7, насаженного на вал электродвигателя 2. Ворошитель 1 состоит из вала и восьми закрепленных на нем лопастей.

Для создания осевых колебаний ворошителя к поверхности вращающегося диска 6 приварены специальные устройства (выступы), имеющие выпуклую форму в виде полусфер. Осевые колебания ворошителя возникают в результате соприкосновения специальных устройств с поверхностью подшипника, закрепленного на металлических стойках 5.

Амплитуда осевых колебаний составляет 3 мм, что равно высоте выступов. Частота осевых колебаний пропорциональна частоте вращения диска. На поверхности диска расположено пять выступов, поэтому, например, при числе оборотов вала 30 об/мин частота осевых колебаний составит 150 колебаний в минуту.

Эксперимент проводился при различных значениях числа оборотов вала (8 об/мин, 30 об/мин, 60 об/мин) и для двух случаев: вращение вала ворошителя без наложения осевых колебаний и вращение вала ворошителя совместно с осевыми колебаниями.

В качестве исследуемой модельной среды с низкой насыпной плотностью использовались древесные опилки. Предварительно взвешен-

ный материал засыпался в бункер при закрытой задвижке. Одновременно открывалась задвижка, включался секундомер, и через равные промежутки времени фиксировалась масса просыпанного материала с помощью электронных весов. Полученные данные усреднялись по результатам трех параллельных опытов.

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде графических зависимостей массы просыпанного материала от времени для двух случаев работы ворошителя: при вращении вала без наложения осевых колебаний (рис. 3) и при совместном вращательном и колебательном движении вала ворошителя (рис. 4).

Анализ графических зависимостей показывает возрастание массы просыпанного материала с увеличением числа оборотов вращения вала, причем при осуществлении только вращательного движения ворошителя при $n = 8$ об/мин просыпание массы материала из бункера не происходит, а при $n = 30$ об/мин и $n = 60$ об/мин результаты имеют сопоставимые значения.

Наиболее интенсивно процесс протекает при вращательном движении вала с наложением осевых колебаний.

Представляет интерес рассмотреть работу устройства с ворошителем при значении числа оборотов $n = 30$ об/мин, так как в этом случае эффект увеличения производительности максимален, а энергозатраты значительно меньше, чем при значении числа оборотов $n = 60$ об/мин.

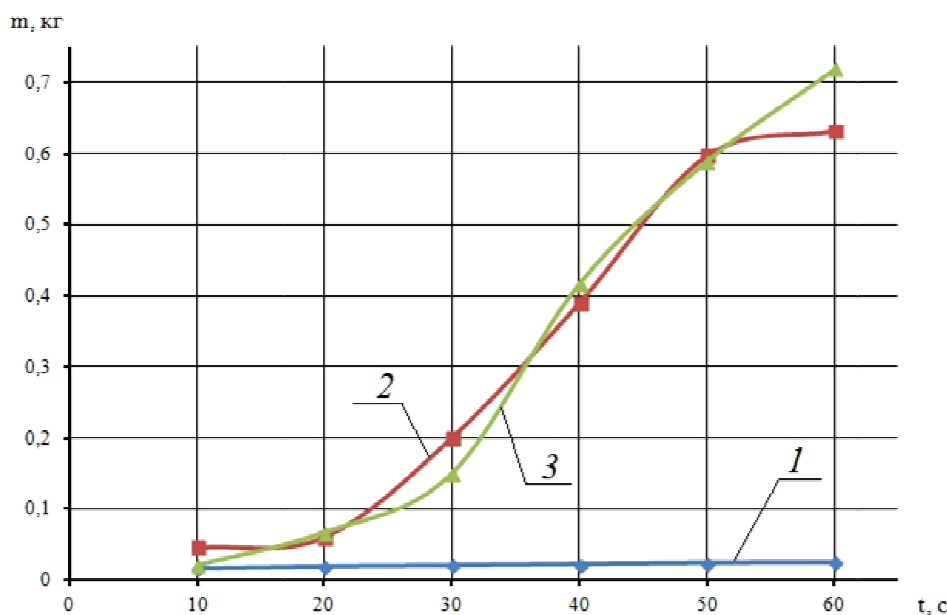


Рис. 3. График зависимости $m=f(t)$ при вращении вала ворошителя без осевых колебаний: вращение вала со скоростью 1 – 8 об/мин; 2 – 30 об/мин; 3 – 60 об/мин.

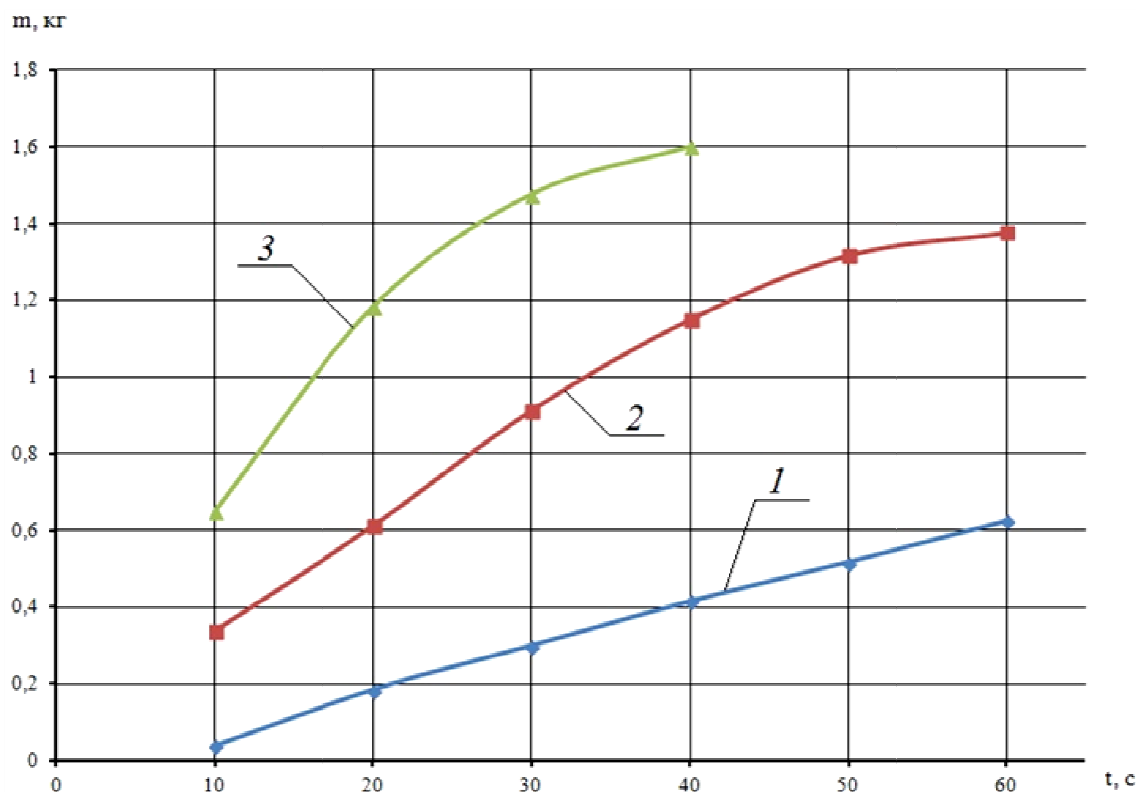


Рис. 4. График зависимости $m=f(t)$ при вращении вала ворошителя совместно с осевыми колебаниями: вращение вала со скоростью 1 – 8 об/мин; 2 – 30 об/мин; 3 – 60 об/мин

Зависимость массы высыпанного материала от времени при частоте оборотов вала 30 об/мин представлена на рис. 5.

Сравнительный анализ процесса истечения материала из бункера при вращательном дви-

жении вала ворошителя и дополнительно накладываемых осевых колебаний показали явные преимущества последнего варианта работы устройства, что позволяет увеличить интенсивность работы загрузочного бункера в два раза.

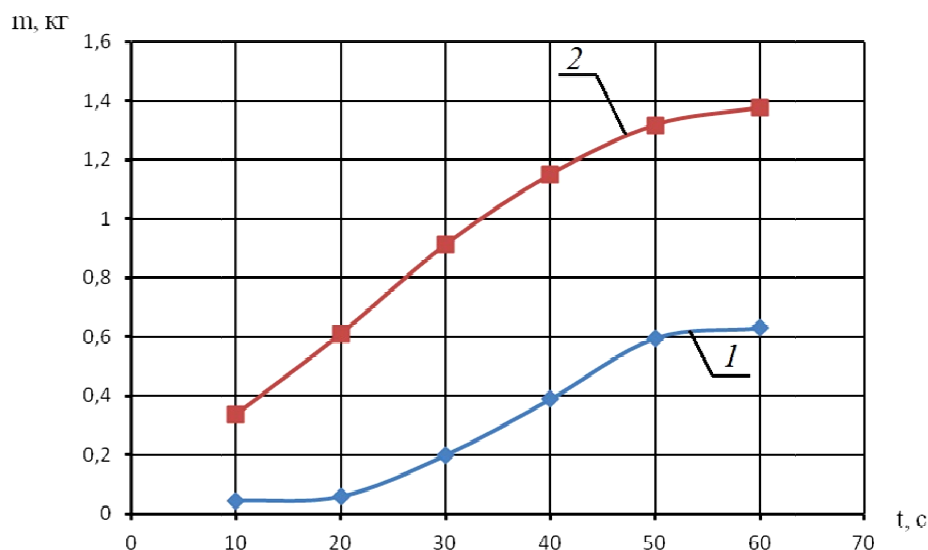


Рис. 5. График зависимости $m=f(t)$: 1 – вращение вала без осевых колебаний; 2 – вращение вала совместно с осевыми колебаниями

Аппроксимация экспериментальных данных зависимости $m = f(t)$ проводилась степен-

ным уравнением вида: $Y = k \cdot x^n$.

Для определения значений коэффициентов

k и n использовались методы абсолютных и относительных наименьших квадратов.

Сравнительный анализ экспериментальных

и теоретических значений параметров и значения относительной ошибки представлены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительный анализ экспериментальных и расчетных значений параметров

№	t , с	$m_{\text{эксп}}$, кг	$m_{\text{теор}}$, кг	$m_{0 \text{ теор}}$, кг	Ошибка Δ , %	Ошибка Δ_0 , %
1	10	0,336	0,3312	0,383	-1,428571429	14,203
2	20	0,610333	0,59557	0,653	-2,418843484	7,123
3	30	0,912	0,83948	0,893	-7,951754386	-2,088
4	40	1,15	1,071628	1,114	-6,814956522	-3,131
5	50	1,317333	1,29366	1,322	-1,797039928	0,3902
6	60	1,376	1,509577	1,521	9,707630814	10,571
Средняя относительная ошибка, %					5,019799427	6,251033

В результате расчетов получены значения критериев Кохрена, Стьюдента и Фишера и проведено сравнение с их табличными значениями (табл. 2).

Сравнительный анализ экспериментальных и теоретических значений параметров представлен на графике (рис. 6).

Таблица 2

Теоретические и расчетные значения критериев

Наименование критерия	Табличное значение	Расчетное значение
Критерий Стьюдента (St)	2,18	$t_a = 30,78$
		$t_b = 8,53$
Критерий Кохрена (Gr)	0,616	0,407
Критерий Фишера (F)	3,88	2,37

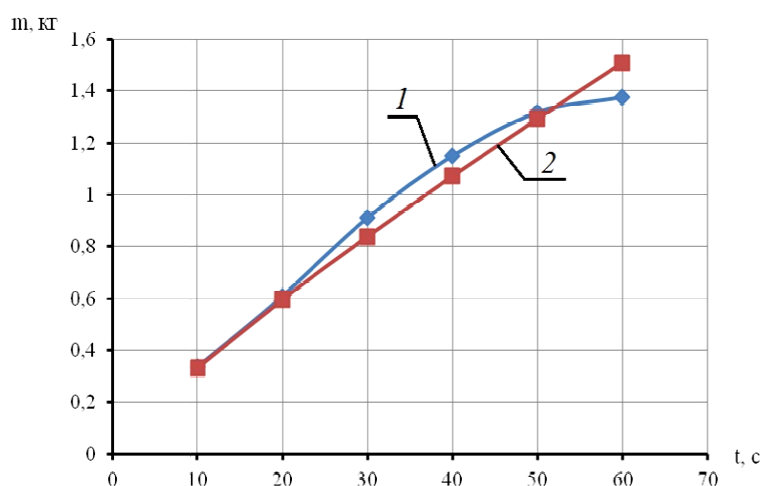


Рис. 6. График зависимости экспериментальных и теоретических значений параметров:

1 – экспериментальные значения; 2 – расчетные значения

Так как ошибка аппроксимации не превышает 10 %, исходные экспериментальные данные можно аппроксимировать теоретической зависимостью вида: $y = 0,04715 \cdot x^{0,84657}$.

Анализируя уравнение на адекватность и на воспроизводимость, можно сделать вывод, что данное уравнение адекватно по показаниям значения критерия Фишера $F_p < F_{\text{табл}}$, воспроиз-

водимо, так как значения критерия Кохрена удовлетворяют условию: $Gr_p < Gr_{\text{табл}}$. Значимость коэффициентов уравнения регрессии a и b подтверждают расчетные значения критерия Стьюдента, которые превосходят его табличное значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Голованчиков, А. Б. Интенсификация работы шнековых машин / А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова : учеб. пособие. – Волгоград, 2015. – 69 с.

2. Зенков, Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков, Г. П. Гриневич, В. С. Исаев. – М. : Машиностроение, 1977. – 223 с.

3. Пат. на п. м. 149025 РФ, МПК В65D29 / 66. Устройство для разрушения сводов сыпучего материала в бункерах / А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова, Л. Е. Тарасенко, Н. А. Прохоренко, А. А. Бабин, Т. А. Дулькин ; ВолгГТУ. – №2014125095/12 ; заявл. 19.06.14 ; опубл. 20.12.14.

УДК 532.135

В. М. Шаповалов

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ МОДЕЛИ ОСТВАЛЬДА–ДЕ ВИЛЯ В ПРОГНОЗЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧЕНИЯ НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТИ В ПЛОСКОЙ ЩЕЛИ

Волжский политехнический институт (филиал)
Волгоградского государственного технического университета

Путем сопоставления результатов расчета течения в щели степенной жидкости с течением жидкости Эллиса, показана несостоятельность степенной модели, как в описании профиля скорости, так и расхода неньютоновской жидкости.

Ключевые слова: расход, касательное напряжение, модель Оствальда–де Вилля, модель Эллиса.

V. M. Shapovalov

EVALUATION OF ERRORS MODELS OSTWALD–DE VILLE IN FUN INTEGRAL CHARACTERISTICS OF FLOW OF NON–NEWTONIAN FLUID IN A NARROW GAP

Volzhsy Polytechnic Institute (branch) of Federal State Budget
Educational Institution of Higher Education Volgograd State Technical University

By comparing the current calculation results in the gap fluid power over Ellis fluid model shows the failure of power, as in the description of the velocity profile and flow nenyutonoskoy liquid.

Keywords: flow, shear stress, model Ostwald – de Waele, model Ellis.

Для описания участка переменной вязкости неньютоновских жидкостей Де–Вилем и Оствальдом было предложено эмпирическое уравнение, известное под названием степенного закона. Модель Оствальда–де Вилля широко используется для описания течений реологически сложных жидкостей (расплавов и растворов полимеров) в технологическом оборудовании их переработки. Это обусловлено относительной простотой двухпараметрической модели и удобством определения реологических характеристик по кривой течения [1].

Основным недостатком степенной модели является погрешность описания поведения жидкости в окрестности малых скоростей деформации (наибольшей ньютоновской вязкости) [2].

Обычно исследователь, например, строя модель течения в канале, отдает предпочтение степенной модели, руководствуясь следующими

соображениями. Наибольшая скорость сдвига (или касательное напряжение) имеет место у стенки канала. Именно эта область определяет картину течения, в том числе и интегральные параметры. В окрестности максимума скорости скорость сдвига близка к нулю. В этих условиях для псевдопластиков степенная модель показывает завышенную эффективную вязкость. Но размеры зоны высокой вязкости незначительны, и оно не должно оказывать существенное влияние на течение. Однако, как будет показано ниже, распределение эффективной вязкости в «ядре» существенно влияет на профиль скорости, и в «зоне градиентного течения», в частности.

В настоящей работе предпринята попытка оценить погрешность степенной модели при течении жидкости в плоском канале. Оценка выполнена путем сопоставления расчетных результатов для степенной модели с результатами

для жидкости Эллиса. Модель Эллиса взята в качестве «эталона», поскольку хорошо описывает поведение реологически сложных жидкостей при малых и средних скоростях деформации. Трехпараметрическая модель Эллиса при

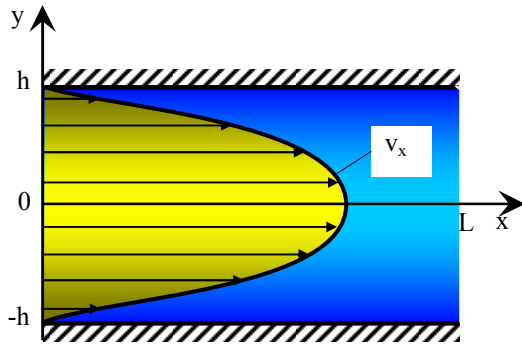


Рис. 1. Схема течения

Схема течения и система декартовых координат представлена на рис. 1. Имеем две бесконечные параллельные пластины, расстояние между которыми $2h$ постоянно. Напорное течение совершается только в направлении x . Течение изотермическое, ламинарное. Трение жидкости о боковые стенки не учитываем, считая $B \gg h$, где B – ширина щели.

Для получения расчетных формул воспользуемся методикой Рабиновича–Муни [1]. Связь между напряжением τ и скоростью сдвига $\dot{\gamma}$ запишем в виде (уравнение состояния)

$$\dot{\gamma} = f(\tau). \quad (1)$$

Расход жидкости и профиль скорости при допущении справедливости условия прилипания жидкости на стенке (отсутствие скольжения), определяются интегралами:

$$\frac{Q}{2Bh^2} = \frac{1}{\tau_w^2} \int_0^{\tau_w} \tau f(\tau) d\tau, \quad V(\xi) = \frac{2Bh^2}{Q} \int_{\xi}^1 f(\tau_w \xi) d\xi, \quad (2)$$

где Δp – падение давления; $\tau_w = h\Delta p/L$ – напряжение на стенке; $\tau = \tau_w y/h$ – распределение касательного напряжения в канале; B, L – ширина и длина канала; x, y – декартовы координаты; $\xi = y/h$ – безразмерная координата; v_x – скорость; $V = 2Bh v_x / Q$ – безразмерная скорость.

низких скоростях сдвига предсказывает ньютоновское поведение жидкости и существование конечного значения вязкости. При высоких скоростях сдвига модель Эллиса полагает поведение, описываемое степенным законом.

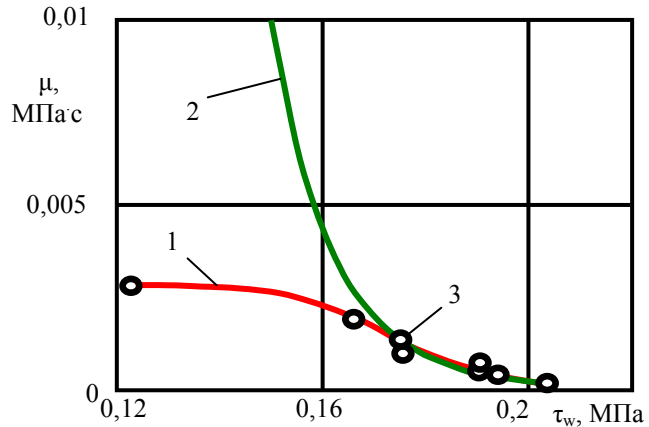


Рис. 2. Зависимость эффективной вязкости жидкости Эллиса (линия 1) и Оствальда–де Вилля (2) от касательного напряжения на стенке; 3 – экспериментальные точки

Рассмотрим течение жидкости Оствальда–де Вилля

$$\tau = \mu_0 \dot{\gamma}^n, \quad f(\tau) = (\tau/\mu_0)^{\frac{1}{n}}, \quad (3)$$

где n, μ_0 – параметры реологической модели.

Подставив выражение (3) в формулы (2) и выполнив интегрирование, получим

$$\frac{Q}{2Bh^2} = \frac{n}{1+2n} \left(\frac{\tau_w}{\mu_0} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad V(\xi) = \frac{1+2n}{1+n} \left(1 - \xi^{1+\frac{1}{n}} \right) \bar{Y}. \quad (4)$$

Согласно выражению (4) профиль безразмерной скорости при любом напряжении на стенке определяется только индексом течения. В ньютоновском случае ($n = 1$) имеем параболическое распределение $V(\xi) = 1,5 (1 - \xi^2)$.

Течение жидкости Эллиса

Уравнение состояния (1) имеет вид:

$$\dot{\gamma} = f(\tau) = a\tau + b\tau^\alpha. \quad (5)$$

Подставив выражение (5) в формулы (2), получим

$$\frac{Q}{2Bh^2} = \frac{a\tau_w}{3} + \frac{b\tau_w^\alpha}{2+\alpha}, \quad V(\xi) = \frac{\frac{a\tau_w}{2}(1-\xi^2) + \frac{b\tau_w^\alpha}{1+\alpha}(1-\xi^{1+\alpha})}{\frac{a\tau_w}{3} + \frac{b\tau_w^\alpha}{2+\alpha}}. \quad (6)$$

Согласно выражению (6) профиль безразмерной скорости зависит не только от всех реологических констант модели Эллиса (a, b, α), но и от касательного напряжения на стенке.

Для численного анализа воспользуемся данными реологических исследований из работы [3]. Измерения выполнены на капиллярном вискозиметре плунжерного типа. Резиновая смесь следующего состава [в ч. (масс)]: СКН-40 – 100, мел – 40, сера – 1,5, оксид цинка – 5, каптакс – 0,8, стеарин – 1,5. Диаметр плунжера и цилиндрической камеры термостатирования 9,52 мм, диаметр капилляра 2 мм, температура смеси при испытании 120 °С. Исследован интервал касательных напряжений от 0,123 МПа до 0,203 МПа.

В результате обработки кривой течения (методом выбранных точек) получены следующие значения реологических констант для модели Эллиса: $\alpha = 17,893$, $a = 350,217 \text{ МПа}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$, $b = 2,373 \cdot 10^{15} \text{ МПа}^{-\alpha} \cdot \text{с}^{-1}$. Соответственно для модели Оствальда де Виля: $n = 0,071$, $\mu_0 = 0,124 \text{ МПа} \cdot \text{с}^{0,071}$. Материал является ярко выраженным псевдопластиком. Обработка реологических данных выполнена без учета поправки Муни–Рабиновича, поскольку она качественно не влияет на результат.

Сопоставление аппроксимаций с экспериментальными точками иллюстрируется с помощью зависимости эффективной вязкости ($\mu = \tau_w / \dot{\gamma}$) от касательных напряжений. Поскольку касательное напряжение измеряется в мегапаскалях, то размерность вязкости будет МПа·с. Выражения для расчета вязкости моделей Эллиса (5) и Оствальда–де Виля (3) имеют вид:

$$\mu = (a + b\tau_w^{\alpha-1})^{-1}, \quad \mu = \mu_0 (\tau_w / \mu_0)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Расчетные результаты зависимости вязкости от касательного напряжения представлены на рис. 2. Видно, что при больших значениях касательных напряжений обе модели дают близкий результат. Однако при напряжениях меньше 0,16 МПа наблюдается сильное расхождение прогнозируемых вязкостей. Модель Эллиса показывает монотонно изменяющуюся вязкость и хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Модель Оствальда–де Виля показывает завышенную вязкость с уменьшением напряжений, это, в частности, следует из расчетной формулы (при $n < 1$, $\tau_w \rightarrow 0$, $\mu \rightarrow \infty$).

На рис. 3 представлены результаты численного анализа формул (4) и (6). Эпюра для ньютоновской жидкости (Оствальда–де Виля, $n = 1$) построена для сравнения. Кривая 2 отвечает жидкости Оствальда–де Виля для всего интервала касательных напряжений.

При течении жидкости Эллиса профиль скорости зависит от напряжения на стенке. В интервале малых касательных напряжений $\tau_w < 0,123 \text{ МПа}$ (малых градиентов давления) профиль скорости близок к ньютоновскому (линия 3); линии 1 и 3 практически сливаются. С увеличением касательного напряжения усиливается эффект неньютоновости (линия 4).

Необходимо отметить, что профиль скорости существенно влияет на тепло- и массообменные процессы, следовательно, модель Оствальда–де Виля мало пригодна для их адекватного описания.

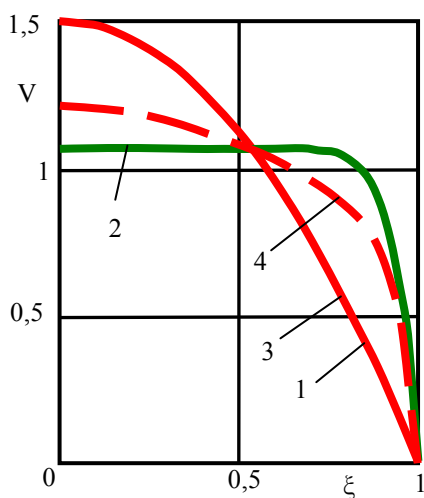


Рис. 3. Эпюры безразмерной скорости при течении жидкости Оствальда–де Виля:
1 – $n=1$; 2 – 0,071 и жидкости Эллиса:
3 – $\tau_w = 0,123 \text{ МПа}$; 4 – $\tau_w = 0,202 \text{ МПа}$

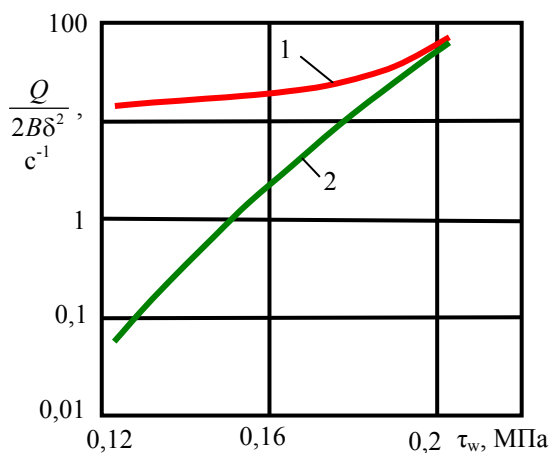


Рис. 4. Расходные характеристики при течении Эллиса (1) и Оствальда–де Виля (2)

На рис. 4 в полулогарифмических координатах представлены расчетные расходные характеристики при течении жидкостей Оствальда–де Вилия, формула (4) и Эллиса – (6). Из рисунка видно, что степенная модель показывает существенно заниженные значения расхода, особенно с уменьшением касательного напряжения. При больших касательных напряжениях расхождение уменьшается. Полученные результаты вполне коррелируют с данными по реологическим исследованиям, представленным на рис. 2, согласно которым, с уменьшением касательного напряжения существенно возрастает вязкость, предсказываемая моделью Оствальда–де Вилия.

Подобные расчеты были выполнены для течения в круглом канале расплава полиэтилена. Были получены подобные результаты.

Выводы

1. Если в рассматриваемой области течения имеются точки (зоны, линии), в которых профиль скорости имеет экстремум, то прогноз модели Оствальда–де Вилия показывает большую погрешность. Это имеет место, в частности, при симметричных течениях в каналах. В плоских каналах погрешность больше, чем в осесимметричных (круглых) каналах. Влияет также относительный объем (сечение) низкоградиентного ядра (область в окрестности максимума скорости). Например, в круглом канале относительный размер области низких скоростей деформации меньше, чем в плоском, следовательно, погрешность расчета расхода в круглом канале будет меньше, чем в плоском.

2. Если в рассматриваемой области течения отсутствуют точки (зоны), в которых скорость деформации (касательного напряжения) находится вне зоны аппроксимации кривой течения, то модель обеспечивает прогноз приемлемой точности. Например, течение типа простого сдвига.

3. Величина погрешности возрастает с увеличением отклонения индекса течения от единицы.

4. Полученные результаты следует учитывать при использовании модели Оствальда–де Вилия в задачах тепло- и массообмена (стационарных и нестационарных), для которых точ-

ность описания поля скоростей имеет решающее значение.

Примеры применения степенной модели

1. Течение пленки жидкости по наклонной поверхности. Касательное напряжение на свободной поверхности отсутствует, следовательно, вязкость поверхностного слоя равна бесконечности. При этом становится проблематичным исследовать волнообразование на поверхности.

2. Перемешивание псевдопластика. В начальный пусковой момент вязкость неподвижной жидкости бесконечна, следовательно, теоретически перемешивающий орган не сможет быть приведен в движение. В процессе перемешивания (даже в турбулентном режиме) имеются зоны с нулевой скоростью деформации, вязкость которых бесконечна.

3. Сомнительно применение степенной модели для описания симметричного вальцевания псевдопластика, поскольку в срединной плоскости касательные напряжения равны нулю. Это приведет к ошибке определения как поля скоростей, так и интегральных параметров течения.

Если же валки работают при большой фрикции, то можно выделить в качестве доминирующей и отвечающей за эффекты аномалии вязкости простую сдвиговую компоненту течения, и применять степенную модель [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мак–Келви, Д. М. Переработка полимеров / Д. М. Мак–Келви. – М. : Химия, 1965.
2. Шульман, З. П. Конвективный тепломассоперенос реологически сложных жидкостей / З. П. Шульман. – М. : Энергия, 1975.
3. Красовский, В. Н. Примеры и задачи по технологии переработки эластомеров / В. Н. Красовский, А. М. Воскресенский, В. М. Харчевников. – Л. : Химия, 1984. – 240 с.
4. Шаповалов, В. М. Процессы тепло- и массопереноса в технологическом оборудовании: монография / В. М. Шаповалов; ВПИ (филиал) ВолгГТУ. – Волгоград : ИУНЛ ВолгГТУ, 2015. – 305 с.
5. Шаповалов, В. М. Течение аномально вязкой жидкости в клинообразном зазоре с упругой стенкой / В. М. Шаповалов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. научн. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии»). – С. 74–77.

УДК 536.24

*В. М. Шаповалов***ВЛИЯНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НА РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ
ДИССИПАТИВНОГО РАЗОГРЕВА НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТИ****Волжский политехнический институт (филиал)
Волгоградского государственного технического университета**

Путем сопоставления результатов расчета течения в щели степенной жидкости с течением жидкости Эллиса, показана несостоятельность степенной модели в описании распределения температуры при диссипативном разогреве неньютоновской жидкости. Использовалось граничное условие первого рода.

Ключевые слова: реологическая модель, жидкость Эллиса, модель Оствальда–де Вилля, температура, касательное напряжение, скорость.

*V. M. Shapovalov***INFLUENCE OF RHEOLOGICAL MODEL ON THE SOLUTION OF THE PROBLEM
OF DISSIPATIVE WARMING-UP TO NON-NEWTONIAN LIQUID****Volzhsy Polytechnic Institute (branch) of Federal State Budget
Educational Institution of Higher Education Volgograd State Technical University**

By the path of the comparison of the results of calculating the flow in the slot of exponential liquid with the flow of liquid of Ellis, the insolvency of exponential model in the description of the temperature distribution with the dissipative warming-up to non-Newtonian liquid is shown. The boundary condition of the first kind was used.

Keywords: rheological model, Ellis's liquid, the model of Ostwald-de Vilya, temperature, shearing stress, the speed.

При течении в трубах расплавов полимеров, обладающих высокой вязкостью, происходит интенсивное тепловыделение, обусловленное внутренним трением. Интенсивность тепловыделения меняется от нуля в центре трубы до максимального значения у стенки трубы.

Реологическая модель Оствальда–де Вилля широко используется для описания течений реологически сложных жидкостей (расплавов и растворов полимеров) в технологическом оборудовании их переработки. Это обусловлено относительной простотой двухпараметрической модели и удобством определения реологических характеристик по кривой течения [1]. Основным недостатком степенной модели является погрешность описания поведения жидкости в окрестно-

сти малых скоростей деформации, соответствующих наибольшей ньютоновской вязкости [1].

В настоящей работе предпринята попытка оценить погрешность степенной модели при решении сравнительно простой задачи теплообмена. Особенность задачи состоит в том, что область течения содержит зону малых скоростей сдвига, в которой степенная модель предсказывает завышенную вязкость [1]. Оценка выполнена путем сопоставления расчетных результатов для степенной модели с результатами для жидкости Эллиса. Модель Эллиса взята в качестве «эталона», поскольку хорошо описывает поведение реологически сложных жидкостей как при малых, так и средних скоростях деформации.

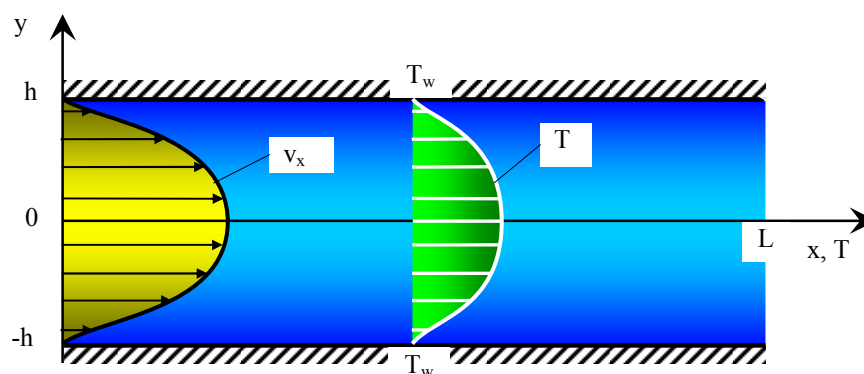


Рис. 1. Расчетная схема

Схема течения и теплового нагружения неньютоновской жидкости в плоской щели представлена на рис. 1. Имеем две бесконечные параллельные пластины, расстояние между которыми $2h$ постоянно. Напорное течение совершается только в направлении x (y – поперечная координата). Реологические и теплофизические константы не зависят от температуры. Течение установившееся, ламинарное. Трение жидкости о боковые стенки не учитываем, считая $B \gg h$, где B – ширина щели. Температура стенок поддерживается постоянной (граничное условие первого рода). Полагаем $\partial/\partial x = \partial/\partial z = \partial/\partial t = 0$. Задача состоит в отыскании распределения температуры в поперечном сечении, настолько удаленного от входа, что температура не зависит от продольной координаты.

Задача описывается следующей системой уравнений [2]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}, \quad (1)$$

$$\lambda \frac{d^2 T}{dy^2} + \tau_{xy} \left(\frac{dv_x}{dy} \right) = 0, \quad (2)$$

$$y=0, \quad \tau_{xy}=0, \quad \frac{dv_x}{dy}=0, \quad \frac{dT}{dy}=0, \quad (3)$$

$$y=\pm h, \quad |\tau_{xy}| = \tau_w, \quad v_x=0, \quad T=T_w. \quad (4)$$

Для замыкания задачи (1)–(4) используется одна из реологических моделей – Эллиса или Оствальда–де Вилия

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dy} &= \tau_{xy} \left(a + b |\tau_{xy}|^{\alpha-1} \right), \\ \tau_{xy} &= \mu_o \left| \frac{dv_x}{dy} \right|^{n-1} \frac{dv_x}{dy}. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь p – давление; x, y, z – декартовы координаты; t – время; $\tau_{xy}(y)$ – касательное напряжение; $v_x(y)$ – осевая компонента скорости; T, T_w – температура жидкости и стенки канала; λ – коэффициент теплопроводности жидкости; a, b, α, n, μ_o – реологические константы.

Из уравнения движения (1) с учетом условий (3), (4) находим распределение касательного напряжения в поперечном сечении канала

$$\tau_{xy} = -\tau_w \frac{y}{h}, \quad (6)$$

где $\tau_w = -\frac{dp}{dx} h$ – касательное напряжение на стенке (аналог градиента давления), $\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{L}$, Δp – падение давления по длине канала, длиной L .

В результате интегрирования уравнения Фурье–Киргофа (2) с учетом условий (3), (4), для модели Эллиса (5) имеем следующее распределение температуры

$$\theta_E = \frac{a\tau_w^2}{12} (1 - \xi^4) + \frac{b\tau_w^{\alpha+1}}{(\alpha+2)(\alpha+3)} (1 - |\xi|^{\alpha+3}). \quad (7)$$

Соответственно, для модели Оствальда–де Вилия (5) получим

$$\theta_{OV} = \frac{n^2 \tau_w^{1+\frac{1}{n}}}{(1+2n)(1+3n)\mu_o^{\frac{1}{n}}} \left(1 - |\xi|^{3+\frac{1}{n}} \right). \quad (8)$$

В выражениях (7), (8) приняты обозначения

$$\begin{aligned} \theta_E &= \frac{(T_E - T_w)\lambda}{h^2}, \quad \theta_{OV} = \frac{(T_O - T_w)\lambda}{h^2}, \\ \xi &= \frac{y}{h}, \end{aligned} \quad (9)$$

где θ_E, θ_{OV} – температура при течении жидкости Эллиса и Оствальда–де Вилия, соответственно, ξ – безразмерная переменная.

Принятая форма для температуры (9) не содержит реологических параметров и дает возможность сопоставлять эпюры температур обеих моделей в идентичных условиях течения.

Согласно выражениям (7), (8) эпюра температуры имеет максимум в точке $\xi = 0$. При этом максимальные температуры составляют, соответственно, для модели Эллиса (7) и модели Оствальда–де Вилия (8):

$$\begin{aligned} \theta_{E,m} &= \frac{a\tau_w^2}{12} + \frac{b\tau_w^{\alpha+1}}{(\alpha+2)(\alpha+3)}, \\ \theta_{OV,m} &= \frac{n^2 \tau_w^{1+\frac{1}{n}}}{(1+2n)(1+3n)\mu_o^{\frac{1}{n}}}. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь принято:

$$\theta_{E,m} = \theta_E(\xi=0), \quad \theta_{OV,m} = \theta_{OV}(\xi=0).$$

Для практических расчетов воспользуемся данными реологических исследований, представленными в работе [2]. В результате обработки кривой течения получены следующие значения реологических констант для модели Эллиса: $\alpha = 17,893$, $a = 350,217 \text{ МПа} \cdot \text{с}^{-1}$, $b = 2,373 \cdot 10^{15} \text{ МПа} \cdot \text{с}^{-1}$. Соответственно при аппроксимации кривой течения моделью Оствальда–де Вилия: $n = 0,071$, $\mu_o = 0,124 \text{ МПа} \cdot \text{с}^{0,071}$. Рассматриваемый материал – ярко выраженный псевдопластик. Модель Эллиса хорошо описывает все экспериментальные точки. Модель Оствальда–де Вилия хорошо коррелирует с экспериментальными данными только на участке

больших касательных напряжений. Кроме того, в области малых напряжений степенная модель показывает завышенные значения вязкости, по-

скольку имеет свойство: при $n < 1$, $\tau_w \rightarrow 0$, $\mu \rightarrow \infty$, где μ – эффективная вязкость (отношение касательного напряжения к скорости сдвига).

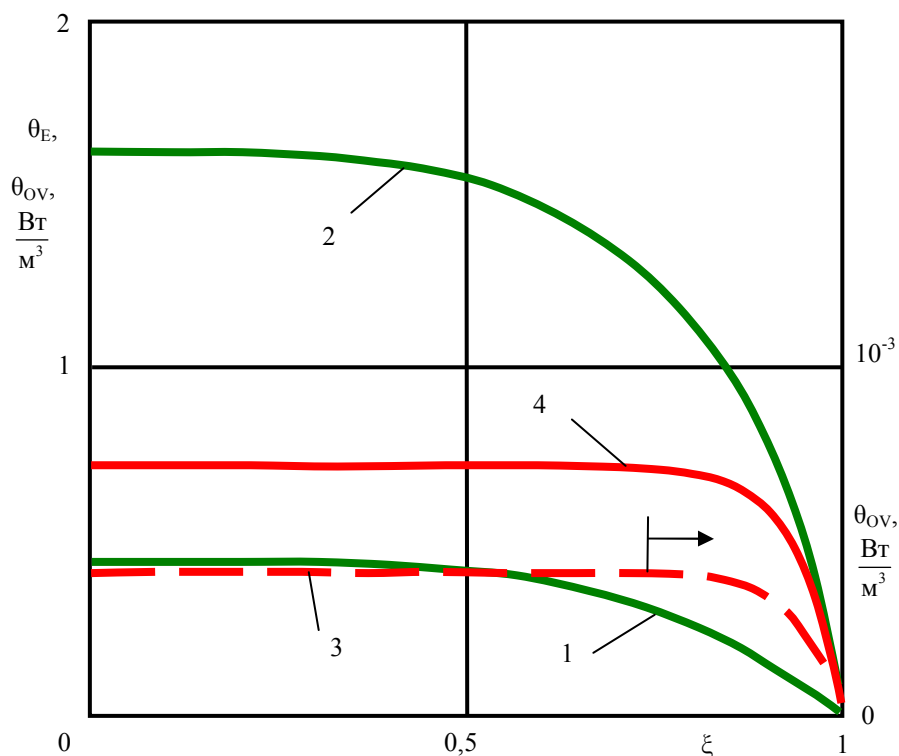


Рис. 2. Распределение температуры в поперечном сечении канала при течении жидкости Эллиса (линии 1 и 2) и Оствальда–де Вилля (3, 4). Линии 1 и 3 отвечают $\tau_w = 0,123$ МПа; 2, 4 – $\tau_w = 0,203$ МПа

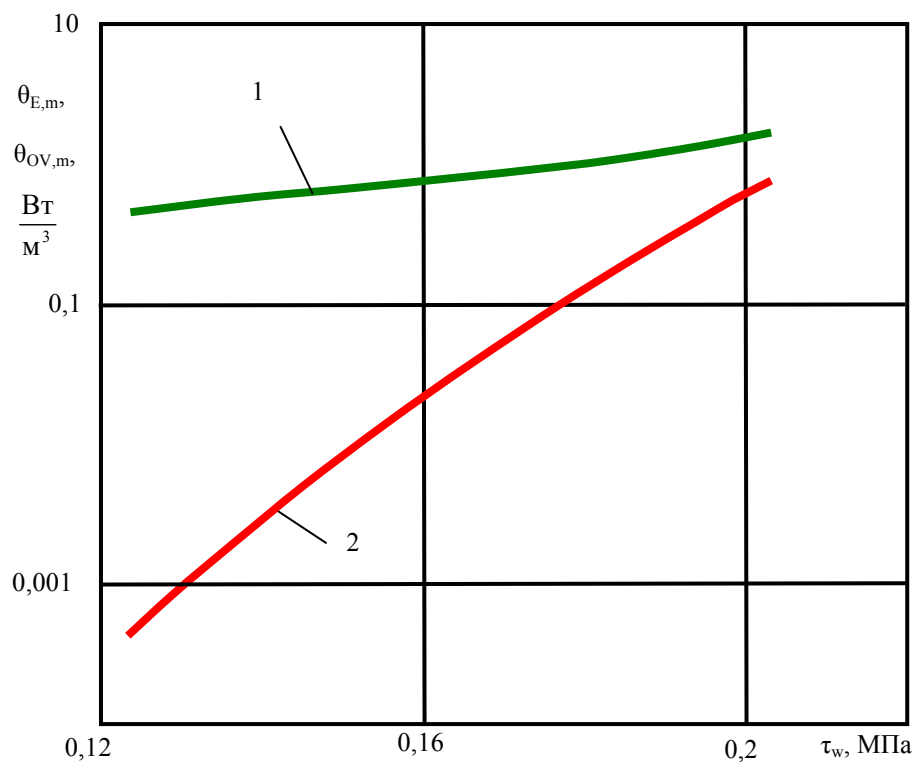


Рис. 3. Зависимость максимальной температуры от касательного напряжения на стенке для жидкости Эллиса (линия 1) и жидкости Оствальда–де Вилля (2)

На рис. 2 представлены расчетные профили температур, построенные с использованием выражений (7), (8) для наименьшего ($\tau_w = 0,123$ МПа) и наибольшего ($\tau_w = 0,203$ МПа) напряжения на стенке. Видно, что в случае жидкости Эллиса (линии 1, 2) имеет место плавное изменение температуры по всему сечению. Для жидкости Отствальда–де Виля (линии 3, 4) распределение температуры в ядре потока практически однородное и сильно изменяется у стенки, на участке $0,8 < \xi < 1$. Кроме того, по абсолютной величине модель Отствальда–де Виля при малых напряжениях на стенке показывает существенно заниженные значения температур (кривая 3).

На рис. 3 представлен график изменения максимальной температуры с изменением касательного напряжения на стенке. Использовались расчетные формулы (10). Из рисунка видно, что модель Отствальда–де Виля дает сильно заниженные значения температур даже в области больших касательных напряжений. С уменьшением касательных напряжений расхождение усиливается и достигает 3 десятичных порядков.

Также изучено влияние касательного напряжения на стенке на плотность теплового потока на стенке. График зависимости плотности

теплового потока от касательного напряжения подобен представленному на рис. 3.

Сильное расхождение обусловлено неточностью описания моделью Отствальда–де Виля течения неньютоновской жидкости. В частности, в окрестности максимума скорости степенная модель показывает значительно завышенную эффективную вязкость, о чем подробно показано в работе [1].

Таким образом, степенная модель дает большую ошибку в прогнозе, как поля температур, так и в описании изменения максимальной температуры с касательным напряжением на стенке. Расхождение уменьшается при приближении индекса течения к единице.

Очевидно, что и при других видах теплового нагружения, в том числе и для нестационарных задач, ошибка, заложенная в прогнозе профиля скорости, ведет к ошибкам расчета поля температур и тепловых потоков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мак-Келви, Д. М. Переработка полимеров / Д. М. Мак-Келви. – М.: Химия, 1965.
2. Красовский, В. Н. Примеры и задачи по технологии переработки эластомеров / В. Н. Красовский, А. М. Воскресенский, В. М. Харчевников. – Л.: Химия, 1984. – 240 с.

УДК 66.061.35

А. Б. Голованчиков, К. В. Черикова

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭКСТРАКЦИИ В НАСАДОЧНОЙ КОЛОННЕ С УЧЕТОМ ПРОДОЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ СПЛОШНОЙ ФАЗЫ

Волгоградский государственный технический университет

Выводятся аналитические формулы рабочей линии и массопередачи диффузионной модели структуры потоков для сплошной фазы при описании равновесия линейной зависимостью. Проводится сравнение полученных формул, учитывающих диффузию, с типовыми формулами, полагающими, что обе фазы движутся в режиме идеального вытеснения. Предлагается алгоритм расчета противоточной насадочной экстракционной колонны, в которой структура потока сплошной фазы соответствует диффузионной модели.

Ключевые слова: экстракция, сплошная и дисперсная фаза, продольное перемешивание, диффузионная структура потока, идеальное вытеснение, число Пекле продольной диффузии.

A. B. Golovanchikov, K. V. Chyrikova

SIMULATION OF THE EXTRACTION PROCESS IN A PACKED COLUMN WITH A LONGITUDINAL VIEW OF THE CONTINUOUS PHASE MIXING

Volgograd State Technical University

The analytical formula of working line and mass transfer diffusion model flow patterns for the solid phase when describing the linear relationship balance. A comparison of the results of calculations on the proposed formulas and types of algorithms of calculation, it is believed that the continuous and dispersed phases have a plug flow structure. It is shown that the inclusion of longitudinal mixing in the solid phase leads to an increase in the extracting flow and nozzle height.

Keywords: extraction, continuous and discontinuous phase, longitudinal mixing, diffusion flow pattern, a plug, a longitudinal diffusion Peclet number.

Известные алгоритмы расчетов насадочных экстракционных колонн полагают, что обе фазы, сплошная и дисперсная, движутся в насадке в режиме идеального вытеснения [1–6].

С середины прошлого века при расчете химических реакторов реальная структура потоков начинает учитываться в ячеечных и комбинированных моделях по наиболее точно описываться (хотя и достаточно математически сложной) диффузионной моделью или моделью с продольным перемешиванием [7–11].

В то же время диффузионной моделью начинают описывать структуры потоков в колонных аппаратах и массообменные процессы, а также тепловые процессы в теплообменниках [12–18].

В экстракционных процессах учет продольного перемешивания проводится через кажущуюся высоту единицы переноса и коэффициенты продольного перемешивания или кинетическую кривую, определяемые по эмпирическим формулам [3, 4], но примеры расчетов приведены для аппаратов с мешалкой, распылительной экстракционной колонны и насадочной абсорбционной колонны.

Целью настоящей работы является, во-первых, физическое и математическое моделирование процесса экстракции в насадочной колонне с учетом продольного перемешивания сплошной фазы и структурой потока идеального вытеснения по дисперсной фазе на основании дифференциальных уравнений материального баланса и теплопередачи и их интегрирования, и, во-вторых, создание алгоритма расчета геометрических и технологических параметров с использованием полученных аналитических уравнений зависимостей концентраций обеих фаз от высоты насадки.

Схема рассматриваемой насадочной экстракционной колонны с противоточным движением сплошной и дисперсных фаз приведена на рис. 1.

Отличие от типовых схем [1–6] связано со скачком концентраций извлекаемого компонента $x_n < x_f$ на входе сплошной фазы за счет продольной диффузии.

Выделим на произвольной высоте насадки z ее элемент dz между входом сплошной фазы и произвольным сечением I (рис. 2) и составим элементарный материальный баланс материальных потоков в выделенном элементарном объеме.

$$G_x x_n + v_{дн} S + G_y y = G_x x + v_d S + G_y y_E$$

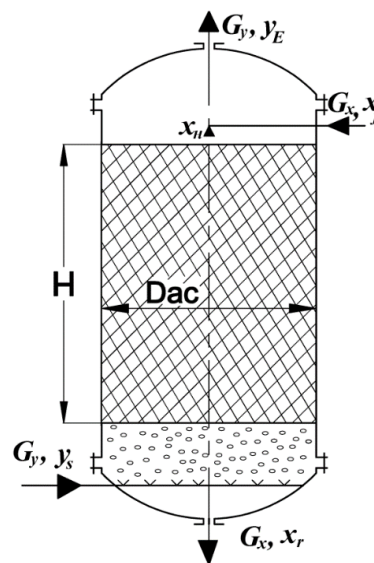


Рис. 1. Схема экстракционной насадочной колонны с материальными потоками и концентрациями извлекаемого компонента на входе и выходе

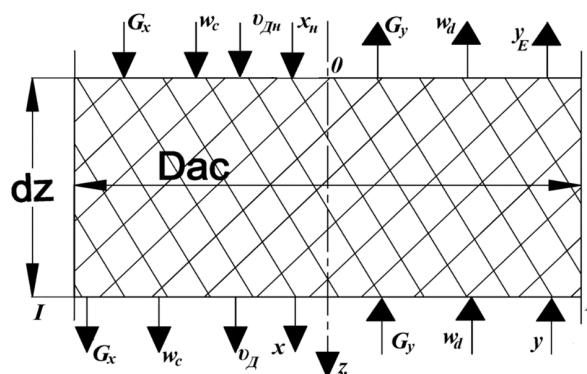


Рис. 2. Схема материальных потоков и их концентраций в насадочной экстракционной колонне на входе сплошной фазы – воды

На рис. 2 (слева) – приход извлекаемого компонента A в выделенный объем высотой dz , справа – расход извлекаемого компонента A из выделенного элементарного объема насадки.

После алгебраических преобразований с учетом модифицированного первого закона Фика для продольной диффузии D_l [7, 8].

$$v_d = -D_l \cdot \frac{dx}{dz}, \quad (1)$$

получаем

$$G_x (x_n - x) = G_y (y_E - y) - S \cdot D_l \left[\left(\frac{dx}{dz} \right) - \left(\frac{dx}{dz} \right)_n \right].$$

Введем безразмерную высоту $h = z/H$ и, преобразуя последнюю формулу с учетом уравнения неразрывности по сплошной фазе:

$$S = G_x / w_c$$

и числа Пекле диффузионного

$$Pe = w_c \cdot H / D_l,$$

получаем

$$y = y_E - \left(\frac{G_x}{G_y} \right) \cdot (x_n - x) - \left(\frac{G_x}{G_y} \right) \cdot (g - g_n) / Pe. \quad (2)$$

Как известно, для диффузионной модели структуры потоков граничное условие может быть записано в виде [7–9]:

$$h = 0, \quad x_f = x_n - \frac{1}{Pe} g_n. \quad (3)$$

В этом случае формула (2) с учетом граничного условия (3) принимает вид уравнения рабочей линии при противоточной экстракции с диффузионной структурой потока по сплошной фазе и идеальным вытеснением по дисперсной фазе:

$$y = y_E - \frac{G_x}{G_y} (x_f - x) - \left(\frac{G_x}{G_y} \right) \cdot g / Pe \quad (4)$$

При $h = 1$ уравнение (4) принимает вид:

$$y_s = y_E - \frac{G_x}{G_y} (x_f - x_r) - \left(\frac{G_x}{G_y} \right) \cdot g_K / Pe,$$

а так как без последнего члена это выражение является интегральным условием материального баланса всей колонны, то получаем дополнительное граничное условие:

$$h = 1, \quad g_K = 0. \quad (5)$$

При $Pe \rightarrow \infty$ ($D_l \rightarrow 0$) уравнение (4) переходит в уравнение рабочей линии типовой экстракционной колонны с идеальным вытеснением по обеим фазам.

Для составления элементарного материального баланса по извлекаемому компоненту А по сплошной фазе с учетом продольной диффузии и массопередачи выделим на произвольной высоте колонны z элемент dz между сечениями I–I и II–II (рис. 3).

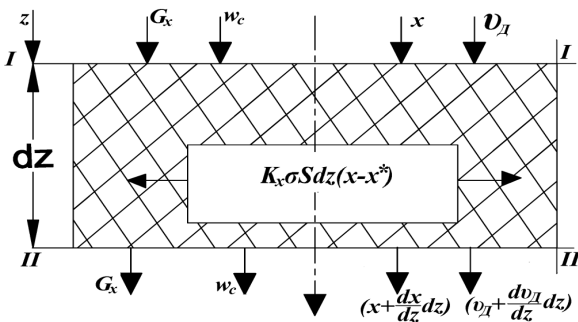


Рис. 3. Схема материальных потоков сплошной фазы и концентраций в них извлекаемого компонента А с учетом продольной диффузии

Элементарный материальный баланс по извлекаемому из сплошной фазы компоненту А запишется в виде (слева – приход, справа – уход):

$$G_x x + v_D S = G_x \left(x + \frac{dx}{dz} dz \right) + \left(v_D + \frac{dv_D}{dz} dz \right) \cdot S + K_x \sigma S dz \cdot (x - x^*),$$

которое с учетом выражения (1) и алгебраических преобразований принимает вид:

$$G_x \frac{dx}{dz} - S D_l \frac{d^2 x}{dz^2} + K_x \sigma S \cdot (x - x^*) = 0.$$

Последнее выражение после алгебраических преобразований с учетом выше сделанных обозначений запишется в виде:

$$\frac{1}{Pe} \cdot \frac{d^2 x}{dh^2} = \frac{dx}{dh} + K_x \tau \sigma \cdot (x - x^*). \quad (6)$$

Дифференциальное уравнение (6) при $Pe \rightarrow \infty$ ($D_l \rightarrow 0$) переходит в известное дифференциальное уравнение зависимости концентрации x извлекаемого компонента А из сплошной фазы от безразмерной высоты насадки h при структуре потока идеального вытеснения.

В общем виде дифференциальное уравнение II порядка (6) совместно с уравнением рабочей линии (4) не имеет аналитического решения.

Однако если равновесное уравнение описывается пропорциональной зависимостью:

$$y^* = m \cdot x, \quad (7)$$

то дифференциальное уравнение (6) с учетом уравнения рабочей линии (4) и формулы (7) преобразуется к виду:

$$\frac{d^2 x}{dh^2} - P \frac{dx}{dh} - qx = R, \quad (8)$$

где

$$P = Pe + \frac{K_x \tau \sigma}{m} \left(\frac{G_x}{G_y} \right);$$

$$q = K_x \tau \sigma Pe \left[1 - \left(\frac{G_x}{G_y} \right) / m \right];$$

$$R = - \frac{K_x \tau \sigma Pe}{m} \left[\left(\frac{G_x}{G_y} \right) \cdot x_f - y_E \right].$$

Дифференциальное уравнение II порядка с постоянными коэффициентами имеет аналитическое решение [19]:

$$x = C_1 \exp(r_1 h) + C_2 \exp(r_2 h) + Q, \quad (9)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, а $Q = -R/q$ – частное решение неоднородного дифференциального уравнения (8);

$r_{1,2} = P/2 \pm \sqrt{(P/2)^2 + q}$ – корни однородного характеристического уравнения (8), когда $R = 0$.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находятся из граничных условий на выходе из колонны:

$$h = 1, \quad x = x_p; \quad \left(\frac{dx}{dh} \right)_{h=1} = 0.$$

В этом случае постоянные интегрирования запишутся в виде:

$$C_1 = \frac{(x_p - Q) \exp(-r_1)}{1 - r_1/r_2};$$

$$C_2 = -C_1 \left(r_1/r_2 \right) \exp(r_1 - r_2).$$

Алгоритм расчета противоточной насадочной экстракционной колонны может быть следующим:

I. Блок формул для типового расчета, когда сплошная и дисперсная фаза имеют структуру потока идеального вытеснения [3–6], включает определение минимального и рабочего расхода экстрагента эквивалентного диаметра капель, удерживающей способности по дисперсной фазе и скорости стесненного осаждения (всплывания) капель в неподвижной сплошной среде, фиктивной расчетной скорости сплошной фазы в колонне стандартного диаметра, числа единиц переноса и средней движущей силы, чисел Рейнольдса, Прандтля и Нуссельта сплошной фазы и ее коэффициента массоотдачи, чисел Фурье и Нуссельта дисперсной фазы и ее коэффициента массопередачи, коэффициента массопередачи, высоты насадки H_B и среднего времени пребывания сплошной фазы в насадке τ_B .

II. Блок формул для расчета, когда сплошная фаза имеет диффузионную структуру потока, а дисперсная – структуру потока идеального вытеснения и равновесная линия описывается пропорциональной зависимостью (7) включает последовательность следующих расчетов:

1. Для выбранного числа Pe задаются средним временем пребывания сплошной фазы в насадке $\tau > \tau_B$;

2. Рассчитываются постоянные коэффициенты дифференциального уравнения (8) P , q , R корни характеристического уравнения $r_{1,2}$, а также частное решение Q и постоянные интегрирования C_1 и C_2 для уравнения (9).

III. 1. Для заданного среднего времени τ определяются по формуле (9) для $h = 0$ начальная концентрация x_n извлекаемого компонента A

и ее безразмерный градиент $\left(\frac{dx}{dh} \right)_n$ этой концентрации, и рассчитывается концентрация начальная:

$$x_{fp} = x_n - \frac{1}{Pe} g_n \quad (10)$$

2. Сравнивается x_{fp} и x_f . Если они равны с заданной точностью (например $\delta_f = \frac{x_{fp} - x_f}{x_f} \leq 0,01$)

расчеты заканчиваются и переходят к пункту 3, если условие точности (10) не выполняется, то изменяют τ ;

3. Определяется высота насадки в экстракционной колонне с диффузионной структурой потока по сплошной фазе:

$$H = H_B \tau / \tau_B.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жидкостная экстракция / Р. Трейбал ; под ред. С. З. Когана. – М : Химия, 1966. – 724 с.
2. Основы жидкостной экстракции ; под ред. Г. Я. Ягодина. – М : Химия, 1981. – 400 с.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / под ред. Ю. И. Дытнерского. – 4-е изд., стереотипное. – М. : Альянс, 2008. – 494 с.
4. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов / А. Г. Касаткин. – М. : ООО ИД «Альянс», 2008. – 750 с.
5. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд. Н. Бочкаревой, 2003. – Т. 2. – 884 с.
6. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – М. : Альянс, 2013. – 576 с.
7. Левеншпиль, О. Инженерное оформление химических процессов / О. Левеншпиль. – М. : Химия, 1969. – 621 с.
8. Кафаров, В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В. В. Кафаров. – М. : Химия, 1986. – 464 с.
9. Тябин, Н. В. Методы кибернетики в реологии и химической технологии: учеб. пособие / Н. В. Тябин, А. Б. Голованчиков. – Волгоград: Волгоградский политехнический институт, 1983. – 103 с.
10. Голованчиков, А. Б. Моделирование структуры потоков в химических реакторах : монография / А. Б. Голованчиков, Н. А. Дулькина. – Волгоград: ВолГТУ, 2009. – 204 с.
11. Голованчиков, А. Б. Расчет химического реактора с диффузионной моделью структуры потоков и разными числами Пекле по реагирующим компонентам / А. Б. Голованчиков, Н. А. Дулькина, Ю. В. Аристова // Известия вузов : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ИГХТУ. – Иваново, 2012. – (Серия «Химия и химическая технология»). – Т. 55. – С. 111–114.

12. Рамм, В. А. Абсорбция газов : учебник / В. А. Рамм. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1976. – 656 с.
13. Кафаров, В. В. Основы массопередачи : учеб. пособие / В. В. Кафаров. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1979. – 439 с.
14. Голованчиков, А. Б. Моделирование гидромеханических и теплообменных процессов в аппаратах и реакторах : монография / А. Б. Голованчиков, Н. А. Дулькина, Ю. В. Аристова. – Волгоград : ВолГТУ, 2013. – 140 с.
15. Голованчиков, А. Б. Моделирование ионнообмена в аппарате непрерывного действия с диффузионной структурой потока по жидкости / А. Б. Голованчиков, О. А. Залипаева, Н. А. Меренцов, А. А. Коберник. – «Экологические системы и приборы», 2015. – № 10. – С. 15–21.
16. Серафимов, Л. А. Некоторые вопросы массопереноса в бинарных смесях в терминах и диффузионной модели / Л. А. Серафимов, А. В. Акисимов, К. Ю. Тархов // Вестник МиТХТ им. М. В. Ломоносова, 2009. – Т. 4. – № 4. – С. 40 – 48.
17. Голованчиков, А. Б. Ионнообмен в аппарате непрерывного действия с диффузионной структурой потока по жидкости / А. Б. Голованчиков, А. А. Коберник, О. А. Залипаева, Н. А. Меренцов // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 1 (154) / ВолГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии» ; вып. 8). – С. 39–43.
18. Голованчиков, А. Б. Моделирование процесса ректификации в насадочной колонне с диффузионной структурой потока по жидкой фазе / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 14 (178) / ВолГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах»). – С. 12–17.
19. Голованчиков, А. Б. Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воронцова // Известия вузов. Химия и химическая технология, 2015. – Т. 58. Вып. 9. – С. 58–62.
20. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. – М. : Наука, 2006. – 991 с.
21. Проскуряков В. А. Очистка сточных вод в химической промышленности / В. А. Проскуряков, Л. И. Шмидт. – Л. : Химия, 1977. – 464 с.
22. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей : справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд ; под ред. Б. И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
23. Соколов, В. З. Производство и использование ароматических углеводородов / В. З. Соколов, Г. Д. Харлампович. – М. : Химия, 1980. – 336 с.

УДК 628.35

А. Б. Голованчиков, М. И. Ламскова, М. И. Филимонов, А. Е. Новиков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ВОДЫ ОТ КАПЕЛЬ УГЛЕВОДОРОДОВ В ГИДРОЦИКЛОНЕ

Волгоградский государственный технический университет

Разработан алгоритм расчета пофракционной степени очистки воды от капель углеводородов в гидроциклоне для заданной плотности распределения фракций дисперсной фазы. Рассмотрен пример расчета для случая, когда плотность капель углеводородов меньше плотности сплошной фазы – очищаемой воды и уловленные капли движутся от периферии к центру, накапливаясь вблизи поверхности сливного патрубка.

Ключевые слова: гидроциклон, фракционный состав капель, степень очистки капель по фракциям, относительная доля уловленных капель.

A. B. Golovanchikov, M. I. Lamskova, M. I. Filimonov, A. E. Novikov

MODELING OF PROCESS WATER PURIFICATION FROM DROPS OF HYDROCARBONS IN THE HYDROCYCLONE

Volgograd State Technical University

Presents the algorithm of calculating degree on fractions of cleaning water from hydrocarbon drops in hydrocyclone for a given density distribution fractions of the dispersed phase. Analyzed the calculation for the case when the density of the drops of hydrocarbons less than the density of the solid phase - purified water, and trapped drops move from the periphery to the center, accumulating near the surface of the discharge pipe.

Keywords: hydrocyclone, fractional composition of the drops, the degree of purification of the drops on, the relative degree of trapped drops.

Обычно гидроциклоны используют для очистки от частиц или капель дисперсной фазы, плотность которых больше плотности сплошной фазы. В этом случае центробежная сила отбрасывает дисперсную фазу на боковую стенку гидроциклона. Известны алгоритмы расчета таких гидроциклонов, которые приве-

дены в учебной и справочной литературе, монографиях и научных статьях [1–3].

Однако в ряде случаев необходимо отделять в гидроциклонах капли и частицы дисперсной фазы, плотность которых меньше плотности сплошной фазы. Например, ливневые стоки, особенно вблизи АЗС, так называемые подсла-

невые воды судов, промывные воды железнодорожных цистерн и нефтетанкеров, сточные воды, образующиеся при ремонте и промывке оборудования нефтеперерабатывающих заводов и их промстоки, содержащие жидкие углеводородные фракции в виде капель с микрочастицами песка, глины, смолы и другими включениями. В этом случае при очистке такой воды от капель углеводородов в гидроциклоне,

дисперсная фаза под действием центробежной силы движется от периферии к центру и накапливается внутри гидроциклона вблизи наружной поверхности сливного патрубка.

Рассмотрим процесс разделения водной эмульсии в центробежном поле гидроциклона ГНС-100 [2].

Исходные и справочные данные приведены в табл. 1, а схема гидроциклона – на рис. 1.

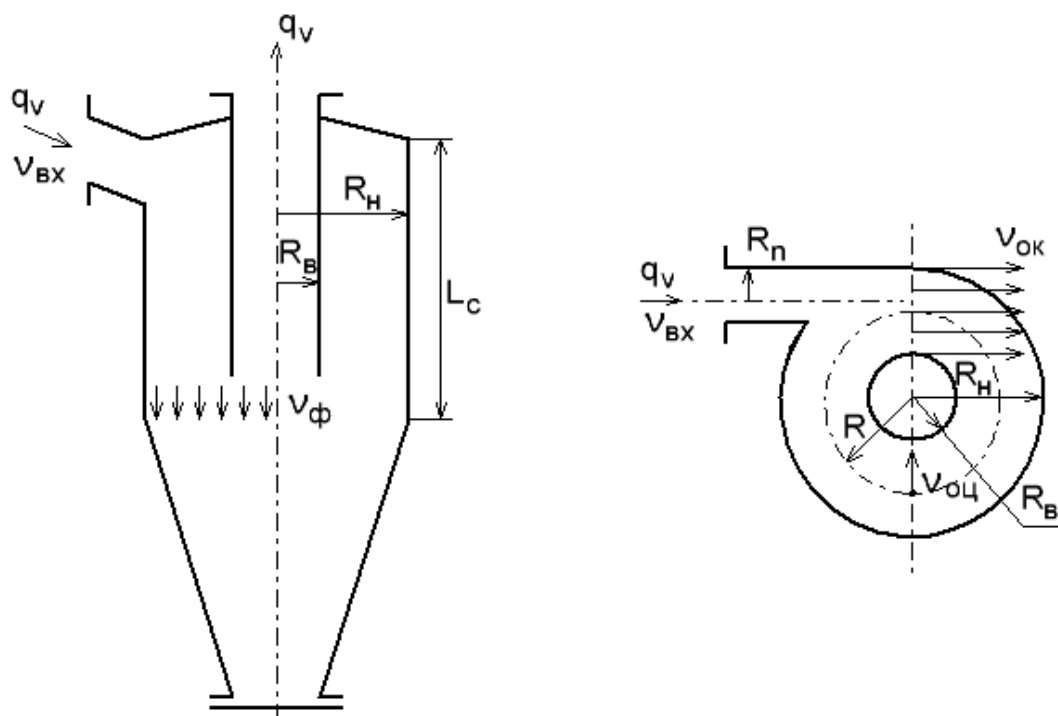


Рис. 1. Схема гидроциклона с геометрическими параметрами и профилями скоростей для очистки воды от капель углеводородов ($\rho_k < \rho$)

Методика инженерного расчета схожа с представленной в статьях [4, 5], но учитывает, что плотность дисперсной фазы меньше плотности очищаемой воды и капли дисперсной фазы движутся от периферии к центру.

Алгоритм расчета локальных степеней очистки по фракциям частиц (капель), плотность которых меньше плотности сплошной фазы (воды), и интегральной степени очистки в гидроциклоне (обозначения параметров представлены в табл. 1 и 2), приведен ниже.

Первая часть расчета связана с определением диаметра частиц (капель) номинального диаметра.

1.1. Скорость движения очищаемой воды во входном патрубке:

$$v_{вх} = \frac{q_v / 3600}{\pi R_n^2}.$$

1.2. Тангенциальная средняя окружная скорость суспензии [1]:

$$v_{ок} = \frac{31,5 \cdot v_{ок} \cdot \left(\frac{R_n}{R_H} \right)}{\left(\frac{2L_c}{R_n} \right)^{0,32}}.$$

1.3. Фактор разделения:

$$\Phi = \frac{v_{ок}^2}{gR_H}.$$

1.4. Из условия равенства времени пребывания

$$\tau = \frac{\pi \cdot (R_H^2 - R_B^2) \cdot L_c}{q_v / 3600}$$

и времени осаждения частиц (капель) номинального диаметра, когда путь осаждения наибольший и равен $(R_H - R_B)$:

$$\tau_{oc} = \frac{R_H - R_B}{v_{oc}} \quad (1)$$

получаем уравнение для скорости центробежного осаждения частиц (капель) номинального диаметра:

$$v_{oc} = \frac{q_v / 3600}{\pi \cdot (R_H + R_B) \cdot L_c}.$$

1.5. Число Лященко для частиц (капель) номинального диаметра:

$$La_0 = \frac{v_{oc}^3 \cdot \rho^2}{q \Phi \mu \cdot (\rho - \rho_\kappa)}.$$

1.6. Число Архимеда для частиц (капель) номинального диаметра определяется из transcendентного уравнения Тодеса [2] методом половинного деления:

$$La_0 = \frac{Ar_0^2}{(18 + 0,61 \cdot \sqrt{Ar_0})^3}.$$

1.7. Номинальный диаметр частиц (капель), улавливаемых на 100 %:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{Ar_0 \cdot \mu^2}{g \Phi \rho \cdot (\rho - \rho_\kappa)}}.$$

1.8. Число Рейнольдса для частиц (капель) номинального диаметра:

$$Re_0 = \frac{v_{oc} \cdot \rho \cdot d_0}{\mu}.$$

Далее приводится расчет степени улавливания частиц (капель) диаметром меньше номинального.

2.1. Число Архимеда для частиц диаметром $d_{(i)}$ меньше номинального d_0

$$Ar_{(i)} = Ar_0 \cdot \left(\frac{d_{(i)}}{d_0} \right)^3.$$

2.2. Число Рейнольдса для частиц диаметром $d_{(i)}$ меньше номинального d_0

$$Re_{(i)} = \frac{Ar_{(i)}}{18 + 0,61 \cdot \sqrt{Ar_{(i)}}}.$$

2.3. Скорость осаждения частиц (капель) диаметром меньше номинального в центробежном поле:

$$v_{(i)} = \frac{Re_{(i)} \cdot \mu}{\rho \cdot d_{(i)}}.$$

2.4. Из условия равенства времени пребывания частиц каждой фракции их времени осаждения с траектории $R_H < R_{(i)} < R_B$ (рис. 1):

$$\tau_i = \frac{R_{(i)} - R_B}{v_{(i)}}.$$

то приравнявая правые части последнего уравнения и уравнение (1), получаем пропорцию

$$\frac{R_{(i)} - R_B}{R_H - R_B} = \frac{v_{(i)}}{v_{oc}}. \quad (2)$$

2.5. При условии равномерного распределения частиц (капель) каждой фракции по объему очищаемой жидкости (идеальное смешение) получаем, что левая часть последней пропорции численно равна локальной степени очистки для частиц (капель) данной фракции.

Тогда локальная степень улавливания частиц (капель) диаметром $d_{(i)}$ будет определяться в виде:

$$\chi_{(i)} = \frac{v_{(i)}}{v_{oc}} \quad d_{(i)} \leq d_0$$

$$\chi_{(i)} = 1 \quad d_{(i)} \geq d_0$$

2.6. Относительная концентрация уловленных частиц может быть рассчитана по формуле:

$$C_{\kappa(i)} = \chi_{(i)} \cdot C_{(i)},$$

а общая степень улавливания:

$$\chi_0 = \sum_{i=1}^m C_{\kappa(i)},$$

где m – число фракций.

В табл. 1, 2 приведены исходные данные по фракционному составу капель и их плотности распределения, а также результаты фракционных расчетов критериев подобия, скорости центробежного осаждения, степени улавливания и доли уловленных капель.

Как видно из материалов табл. 1 и 2, капли номинального диаметра $d_0 = 40$ мк и выше улавливаются не 100 %, то есть успевают центробежной силой переместиться с самой неблагоприятной траектории радиуса $R = R_H$ до наружной поверхности сливного патрубка $R = R_B$. Это фракции № 6 ÷ № 12. Фракции № 1 ÷ № 5, имеющие размер меньше номинального диаметра $d_0 = 40$ мк, улавливаются частично: самые мелкие $d_\kappa = 15$ мк на 14,8 %, а самые крупные из них $d_\kappa = 35$ мк на 76,9 %, при этом общая степень улавливания составляет $\chi_0 = 76,6$ %. Для наглядности оценка эффективности локальной степени улавливания каждой фракции капель продемонстрирована на рис. 2.

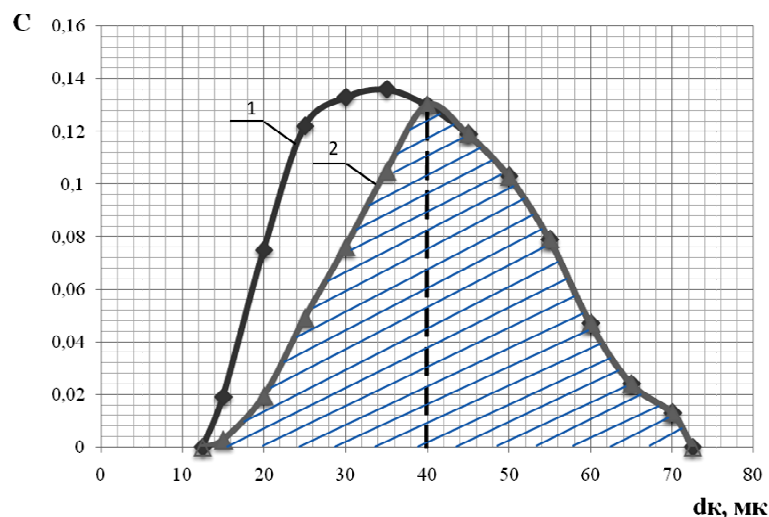


Рис. 2. Плотность распределения капель углеводородов в очищаемой воде (1) и доля уловленных капель каждой фракции (2) (заштрихована область уловленных капель)

Здесь исходная плотность распределения представлена линией 1, а для уловленных капель – линией 2, при этом заштрихована область уловленных капель: правые границы обеих линий совпадают до размера капель номинального диаметра $d_0 = 40$ мк, то есть капель, улавливаемых на 100 %. Между линиями 1 и 2 слева на рис. 2 находится область неуловлен-

ных капель, причем, как и в обычном гидроциклоне, когда плотность дисперсной фазы больше плотности сплошной фазы. Особенно плохо улавливаются капельки самых тонких фракций.

Для улавливания частиц и капель дисперсной фазы, плотность которых меньше плотности сплошной фазы, разработаны специальные конструкции гидроциклонов [6, 7].

Таблица 1

Исходные и справочные данные, расчетные параметры гидроциклона для очистки воды от капель углеводородов

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Обозначение		Величина
1	2	3	4		5
Исходные данные					
1	Производительность по очищаемой воде	м³/час	q_v	qv	5
2	Плотность воды	кг/м³	ρ	ρo	1000
3	Плотность капель	кг/м³	ρ_k	ρок	980
4	Вязкость воды	Па·с	μ	νi	0,001
5	Фракционный состав капель	мк	d_k	$d_k(i)$	см. табл. 2
6	Масса каждой фракции	г	C_i	$C1(i)$	см. табл. 2
7	Число фракций	—	m	m	12
Справочные данные					
1	Внутренний радиус корпуса гидроциклона	м	R_H	R_H	0,05
2	Наружный радиус сливного патрубка	м	R_B	R_B	0,02
3	Эквивалентный диаметр питающего патрубка	м	R_n	R_n	0,006
4	Высота сепарационной зоны	м	L_c	L_c	0,9

Окончание табл. 1

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Обозначение		Величина
1	2	3	4		5
Расчетные параметры					
1	Плотность распределения частиц по фракциям	—	c	c(i)	см. табл. 2
2	Скорость воды во входном патрубке	м/с	$v_{вх}$	$v_{вх}$	12,29
3	Тангенциальная окружная скорость воды	м/с	$v_{ок}$	$v_{ок}$	14,75
4	Фактор разделения	—	Φ	Fp	443,8
5	Скорость центробежного осаждения капель номинального диаметра	м/с	$v_{оц}$	$v_{ос}$	$7,02 \cdot 10^{-3}$
6	Число Лященко для капель номинального диаметра	—	La_o	$La\phi$	$3,97 \cdot 10^{-3}$
7	Число Архимеда для капель номинального диаметра	—	Ar_o	$Ar\phi$	5,39
8	Номинальный диаметр капель (капель, улавливаемых на 100 %)	м	d_o	$d\phi$	$4 \cdot 10^{-5}$
9	Число Рейнольдса для капель номинального диаметра	—	Re_o	$Re\phi$	0,281
10	Число Архимеда для капель каждой фракции	—	Ar_{κ}	$Ark(i)$	см. табл. 2
11	Число Рейнольдса для капель каждой фракции	—	Re_{κ}	$Re\kappa(i)$	см. табл. 2
12	Скорость центробежного осаждения для капель каждой фракции	м/с	v_{κ}	$v\kappa(i)$	см. табл. 2
13	Степень улавливания капель каждой фракции	—	χ	$x(i)$	см. табл. 2
14	Доля уловленных капель каждой фракции	—	C_y	$Cy(i)$	см. табл. 2
15	Общая степень уловленных капель	—	χ_0	$S\kappa$	0,767

Таблица 2

**Фракционный состав капель, исходная массовая доля каждой фракции
и основные расчетные параметры по фракциям**

№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Фракции											
1	Номер фракции	—	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	Средний размер капель	мк	d_k	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
3	Масса каждой фракции	г	C_i	28,5	112,3	183	200	204,6	195	178	154,5	118,5	70,5	36	13,5
4	Плотность распределения капель по фракциям	—	$C \cdot 10^3$	19	75	122	133	136	130	119	103	79	47	24	13
5	Число Архимеда для капель каждой фракции	—	Ar_k	0,285	0,676	1,32	2,28	3,62	5,4	7,7	10,6	14	18,2	23,2	29
6	Число Рейнольдса для капель каждой фракции	—	$Re_k \cdot 10^2$	1,56	3,65	7,06	12	18,9	27,8	39,1	5,28	6,93	8,86	11,1	13,6
7	Скорость центробежного осаждения для капель каждой фракции	м/с	$v_k \cdot 10^3$	1,04	1,83	2,82	4,02	5,4	6,96	8,68	10,6	12,6	14,8	17	19,4
8	Локальная степень улавливания капель каждой фракции	—	χ	0,148	0,26	0,402	0,572	0,769	1	1	1	1	1	1	1
9	Доля уловленных капель каждой фракции	—	$C_y \cdot 10^3$	2,8	19,4	49	76,2	105	130	119	103	79	47	24	13

Примечание. Вертикальной чертой между 5 и 6 фракцией разделены параметры для фракций, размер которых меньше капель номинального диаметра, равного $d_o < 40 \text{ мк}$ и локальная степень улавливания $\chi < 1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л.: Химия, 1976. – 367 с.
2. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник. Т. 2 / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 2003. – 884 с.
3. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дытнерский и др. ; под ред. Ю. И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
4. Оценка вероятности улавливания частиц в гидроциклоне, батарее и каскаде гидроциклонов с учетом экспериментальных исследований / А. Б. Голованчиков, А. В. Ильин, Л. А. Ильина, Г. И. Первакова // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 1 (128) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии» ; вып. 7). – С. 27–31.
5. Голованчиков, А. Б. Вероятность улавливания частиц в напорном гидроциклоне / А. Б. Голованчиков, Г. И. Первакова, И. С. Бацокин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах» ; вып. 10). – С. 5–9.
6. П. м. 158008 РФ, МПК В04С5/12. Гидроциклон / М. И. Ламскова, А.Е. Новиков, М.И. Филимонов; ВолгГТУ. – 2015.
7. П. м. 159313 РФ, МПК В04С5 / 12. Гидроциклон / В. В. Мелихов, А. Е. Новиков, М. И. Филимонов, М. И. Ламскова, А. А. Новиков, Т. В. Каренгина; ФГБНУ «Всероссийский НИИ орошаемого земледелия». – 2016.

УДК 621.86.067-868

*А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, И. В. Гермашев***ПРИМЕНЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ
В ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ****Волгоградский государственный технический университет**

Рассмотрены вопросы, связанные с поведением сыпучего материала в загрузочных бункерах под воздействием резонансных колебаний. Рассмотрены осевые колебания, амплитуда и частота в резонансном режиме колебаний. Показано, что наличие резонансных колебаний повышает эффективность работы загрузочных бункеров, особенно при загрузке связных и слеживающихся материалов

Ключевые слова: резонансные колебания, загрузочный бункер, вибрация, сыпучие материалы.

*A. B. Golovanchikov, N. A. Prohorenko, I. V. Germashev***THE USE OF RESONANT OSCILLATIONS IN THE LOADING
APPARATUSES OF CHEMICAL TECHNOLOGY****Volgograd State Technical University**

The issues associated with the behavior of the bulk material in the loading hoppers under the influence of resonant oscillations. Considered the axial oscillations, the amplitude and frequency in a resonant mode of oscillation. It is shown that the presence of resonant oscillations increases the efficiency of the boot bins, especially when loading cohesive and caking materials

Keywords: resonant vibrations, the hopper, vibration, bulk materials.

Как известно, в результате резонанса при некоторой частоте вынуждающей силы колебательная система оказывается особенно отзывчивой на действие этой силы. Степень отзывчивости в теории колебаний описывается величиной, называемой добротностью. При помощи резонанса можно выделить и усилить даже весьма слабые периодические колебания [1–3].

Применение резонансных колебаний позволяет существенно интенсифицировать различные процессы в химической технологии и строительной индустрии, в том числе в загрузочных устройствах (рис. 1).

Целью данной работы является разработка перспективных конструкций резонансных, вибрационных загрузочных бункерных устройств,

для переработки связных, липких и слеживающихся материалов.

Разработана конструкция устройства для разрушения сводов сыпучего материала [4], относится к области хранения сыпучих, слеживающихся и липких материалов в бункерах.

Задачей разработанного и запатентованного устройства для разрушения сводов сыпучего материала в бункерах является увеличение амплитуды колебаний вертикальной штанги и жестко закрепленных на ней элементов обрушения за счет резонирующего эффекта, увеличение эффективности обрушения сводов сыпучих веществ, образующихся на стенках бункера, особенно липких и слеживающихся материалов.

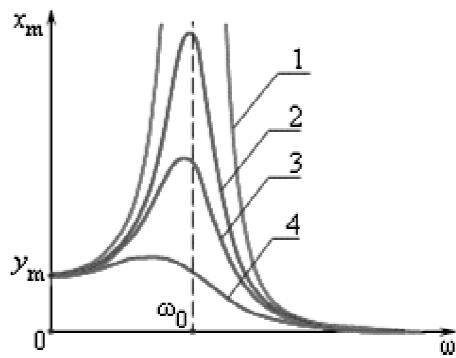


Рис. 1. Резонансные кривые при различных уровнях затухания:

1 – колебательная система без трения; при резонансе амплитуда x_m вынужденных колебаний неограниченно возрастает; 2, 3, 4 – реальные резонансные кривые для колебательных систем с различной добротностью: $Q_2 > Q_3 > Q_4$. На низких частотах ($\omega \ll \omega_0$) $x_m \approx y_m$. На высоких частотах ($\omega \gg \omega_0$) $x_m \rightarrow 0$

Разработанное устройство для разрушения сводов сыпучего материала (рис. 2) в бункерах состоит из сводаобрушителя в виде вертикальной штанги 1, подвешенной в центре бункера 2, с элементами обрушения, выполненными в виде радиальных упругих тяг 3 (например, упругих пластин), которые жестко закреплены на вертикальной штанге 1. Вертикальная штанга 1 свободно подвешена на пружине 4, а другой конец пружины 4 жестко соединен с вибратором 5 осевых колебаний, обеспечивающим осевые колебания с частотой f и амплитудой A .

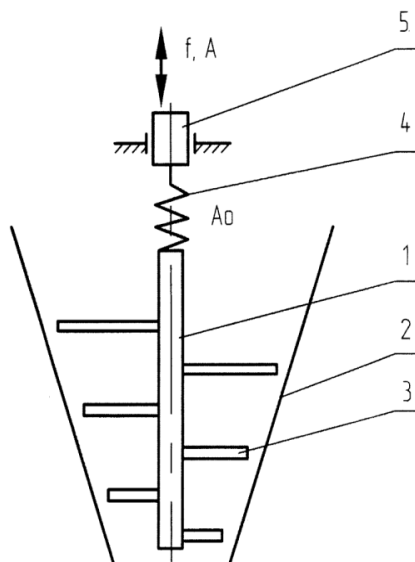


Рис. 2. Устройство для разрушения сводов сыпучего материала в бункерах [4]

Масса вертикальной штанги 1 с радиальными упругими тягами 3 соответствует выражению:

$$m = \frac{a}{(2\pi f)^2}; \quad (1)$$

где m – масса вертикальной штанги с элементами обрушения, кг; a – упругость цилиндрической пружины, Н/м; f – частота колебаний вибратора 5, Гц.

В этом случае вертикальная штанга 1 с радиальными упругими тягами 3 начинает работать в режиме резонанса с частотой f равной частоте осевых колебаний вибратора 5, но с амплитудой A_0 большей амплитуды A колебаний вибратора.

Пример. Частота колебаний вибратора 5 осевых колебаний (электродвигателя с неуравновешенной массой) $f = 40$ Гц, амплитуда колебаний $A = 0,6$ мм. Жесткость пружины 4 – $a = 26500$ Н/м 2,7 т/м.

Согласно уравнению (1), масса вертикальной штанги 1 с элементами обрушения в виде радиальных упругих тяг 3 должна составлять:

$$m = \frac{26500}{(6,28 \cdot 40)^2} = 0,42 \text{ кг.}$$

Лабораторные исследования показали, что амплитуда колебаний возросла до $A_0 = 1,4$ мм, то есть в 2,33 раза. Время опорожнения бункера с 1 кг влажного песка с резонансной вибрацией по сравнению со временем опорожнения той же массы песка из бункера без вибрации (при выключенном вибраторе 5 осевых колебаний, то есть в режиме опорожнения бункера 2 по прототипу, уменьшилось с 272 сек до 161 сек, то есть в 1,69 раза [4].

Ранее были разработаны конструкции загрузочных вибрационных устройств, в которых резонансный режим работы не использовался.

В патенте [5] загрузочный участок снабжен в нижней части элементами с положительной плавучестью, что предотвращает механическое разрушение узла уплотнения загрузочного участка с патрубком для подачи материалов к шнеку при вибрации и увеличивает срок его работы без ремонта, упрощает сам ремонт и уменьшает время ремонта, а значит, увеличивает в целом производительность (рис. 6).

Отсутствие узла уплотнения между загрузочным участком и корпусом предотвращает его механический износ и разрушение, а его замена на гидрозатвор увеличивает срок службы между остановками на ремонт. Сам ремонт также несложен и заключается в замене жидкости и ее заливке в зазор между стенками патрубка и кожуха. Все выше сказанное способствует увеличению производительности, а также упрощает обслуживание и эксплуатацию устройства.

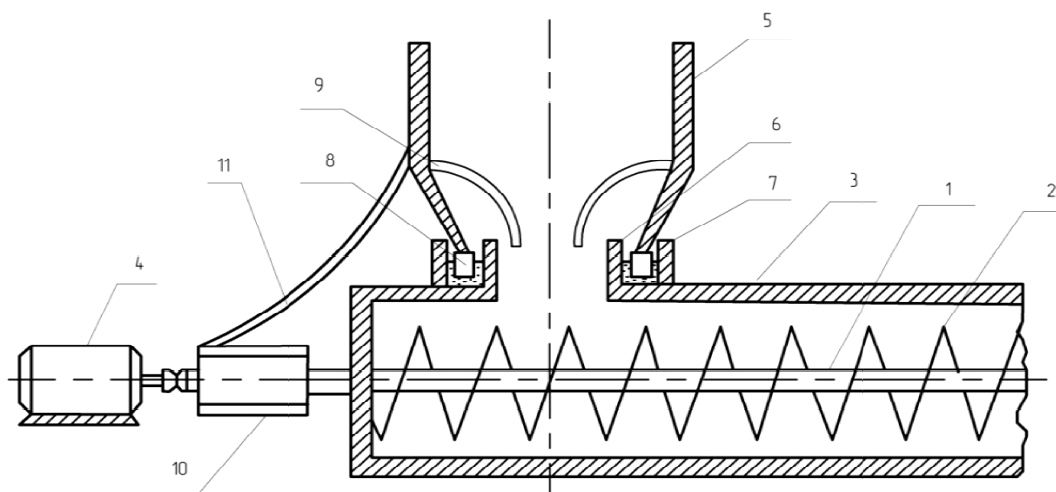


Рис. 6. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов [5]

В разработанной конструкции [6] вибродвигатель состоит из гребней шнека, на которых радиально установлены и консольно закреплены упругие пластины в зоне загрузочного участка (рис. 7). При работающем приводе, упругие пластины 6, вращаясь, попадают между боковыми стенками нижней части корпуса 1.

Эти пластины накапливают упругую энергию при изгибании, а в верхней части загрузочного участка 5 резко выпрямляются и вибрируют, воздействуя на находящийся в бункере материал. Эти вибрации разрушают структуру материала, уменьшают его эффективную вязкость и заставляют опускаться к гребням шнека.

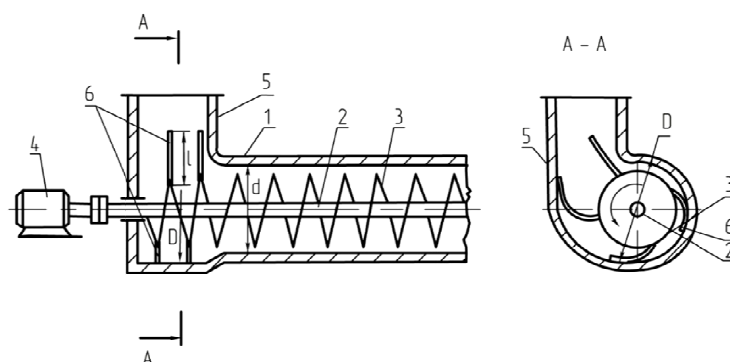


Рис. 7. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов [6]

В устройстве [7] вибродвигатель состоит из упругого рабочего органа переменной кривизны, взаимодействующего с основанием и виброприводом, при этом упругий рабочий орган выполнен в виде герметичной камеры из эластичного материала (например, резины), с цилиндром для подачи воздуха (рис. 8).

Выполнение упругого рабочего органа в виде герметичной камеры из эластичного материала, например резины с цилиндром для подачи воздуха, позволяет наполнять эту камеру воздухом с изменением формы поверхности эластичного материала, что уменьшает возможность зависания материала на этой поверхности и повышает производительность.

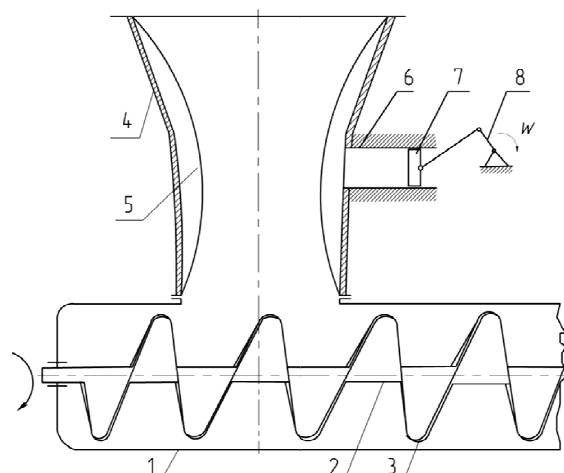


Рис. 8. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов [7]

Разработана конструкция вибрационного устройства для выпуска вязких, липких и слеживающихся материалов состоит из корпуса 1, вала 2 со шнеком 3, присоединенных к приводу (рис. 9) и загрузочного участка 4, герметично присоединенного на входе к корпусу 1. К стенкам загрузочного участка 4, выполняющем роль основания, присоединен упругий рабочий орган, выполненный в виде камеры 5 из эла-

стичного материала, например, резины, на боковой поверхности которой равномерно в шахматном порядке расположены отверстия 6, снабженные клапанами, представляющими собой пружины 7 с запорными дисками 8. На стенке загрузочного участка 4 установлен герметичный патрубок 9 для подачи сжатого воздуха от пневматора, состоящего из центробежного компрессора 10 и золотника 11.

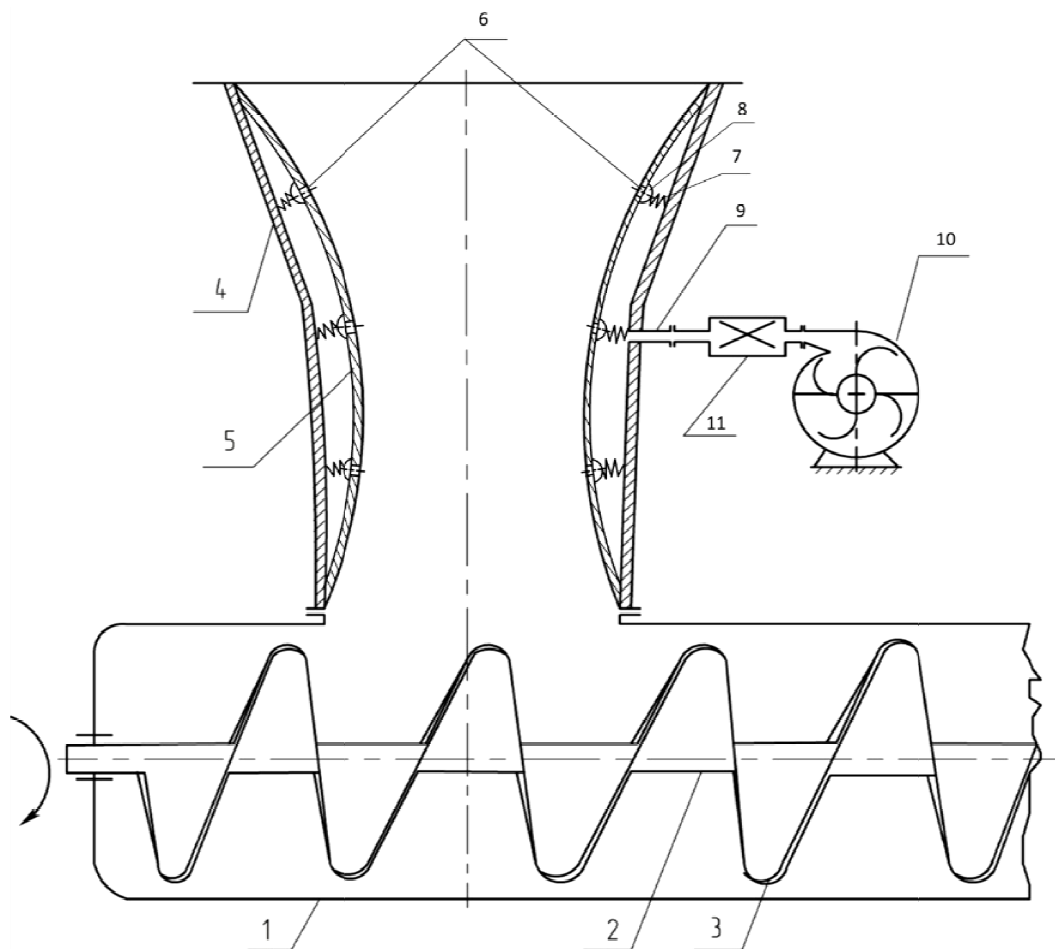


Рис. 9. Вибрационное устройство для вязких материалов [8]

Такой вибрационный режим приводит к уменьшению адгезии вязких, липких и слеживающихся материалов к поверхности эластичного материала, тиксотропному разжижению особенно высоковязких и неньютоновских жидкостей, снижению их эффективной вязкости, ускорению течения по поверхности эластичного материала герметичной камеры 5. Размещение на боковой поверхности камеры 5 равномерно расположенных в шахматном порядке клапанов, представляющих собой пружины 7 с запорными дисками 8, приводит к стимулированию движения частиц материала вбли-

зи поверхности камеры 5, уменьшая возможность каналообразования и пробкообразования, и повышению производительности предлагаемой конструкции вибрационного устройства [8].

Разработана конструкция вибрационного устройства для слеживающихся материалов. Задачей разработанного и запатентованного вибрационного устройства является увеличение производительности за счет возрастания рабочего времени и снижения времени ремонта.

Разработанное вибрационное устройство для выпуска вязких, липких и слеживающихся материалов (рис. 10) состоит из корпуса 1, вала 2

со шнеком 3, работающим от привода 4, и загрузочного участка 5. В корпусе 1 в зоне установки загрузочного участка 5 установлены патрубок 6 для подачи материалов к шнеку 3 и конические пружины 7, опоясывающий патрубок 6 по периметру в нижней части загрузочного участка 5. Внутри загрузочного участка по его периметру в нижней части закреплены отражательные козырьки 8, свободные концы которых установлены внутри патрубка 6. На валу 2 установлена втулка 9 с зубцами, а на загрузочном участке 5 упругий рабочий орган переменной кривизны, выполненный в виде набора пластин 10, причем втулка 9 и пластины 10 установлены снаружи загрузочного участка 5, а свободные концы пластин 10 взаимодействуют с зубцами втулки 9.

Наименьшее значение упругости каждой пружины определяется выражением

$$a = (2\pi k\omega)^2 \left(\frac{m}{n} \right), \quad (2)$$

а наибольшее

$$A = (2\pi k\omega)^2 \left(\frac{m+M}{n} \right), \quad (3)$$

где a и A – соответственно наименьшее и наибольшее значение упругости каждой пружины, Н/м; k – число зубцов на втулке; ω – угловая скорость вращения втулки (вала), об/с; m – масса загрузочного участка, кг; M – масса материала в загрузочном участке; n – число пружин.

Снабжение загрузочного участка в нижней части коническими пружинами, расположенными по периметру патрубка для подачи материалов к шнеку, при этом упругость каждой пружины определяется по выражению:

$$v = k \cdot \omega \quad (4)$$

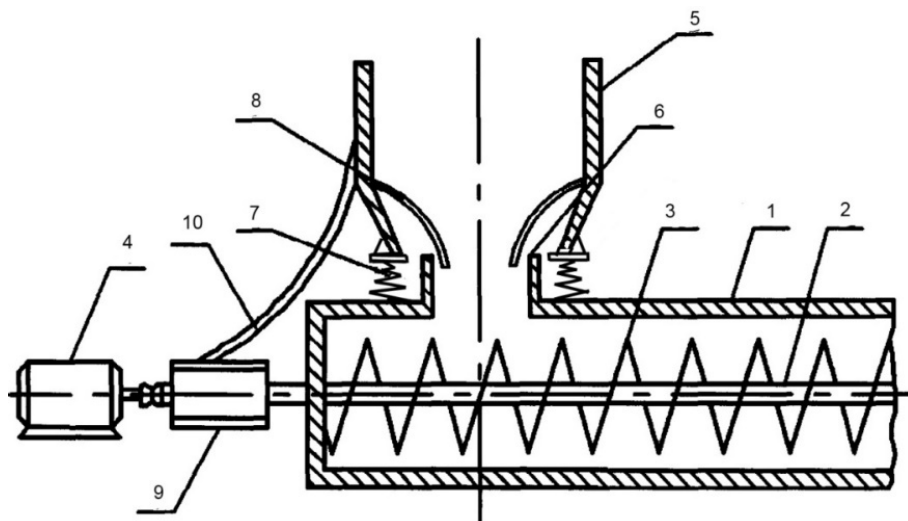


Рис. 10. Вибрационное устройство для выпуска вязких липких и слеживающихся материалов [9]

Частота колебаний пружинного маятника с учетом числа пружин и массы загрузочного участка

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a \cdot n}{m}} \quad (5)$$

Частота колебаний пружинного маятника с учетом числа пружин, массы загрузочного участка и массы материала находящегося в загрузочном участке:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a \cdot n}{m+M}} \quad (6)$$

Пример. В загрузочном устройстве идет процесс непрерывной подачи слеживающегося материала, необходимо установить пружины, витки которых выполнены в виде конической спирали с постоянным шагом для обеспечения

резонансных колебаний загрузочного участка с подаваемым материалом.

Скорость вращения вала (втулки) $\omega = 5$ об/с; число зубцов на втулке $K = 10$; число пружин $n = 4$; масса загрузочного участка $m = 8$ кг; наибольшая масса материала в загрузочном участке $M = 20$ кг.

Тогда наименьшее значение упругости каждой пружины переменной жесткости согласно выражению (2):

$$a = (2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 5)^2 \left(\frac{8}{4} \right) = 197192 \text{ Н/м},$$

а наименьшее значение жесткости пружины согласно выражению (3):

$$A = (2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 5)^2 \left(\frac{8+20}{4} \right) = 690172 \text{ Н/м}.$$

В этом случае согласно уравнению (4) частота ударов упругого рабочего органа по зубцам втулки составит:

$$\nu = 10 \cdot 5 = 50 \text{ Гц},$$

а собственная частота колебаний пружинного маятника, каким является загрузочный участок на пружинах, согласно уравнению (5) составит:

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{197192 \cdot 4}{8}} = 50 \text{ Гц},$$

что будет совпадать с частотой по аналогии по выражению (6) для загрузочного участка с перерабатываемым материалом:

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{690172 \cdot 4}{8 + 20}} = 50 \text{ Гц}.$$

То есть вынужденная частота ударов упругого рабочего органа совпадает с частотой колебаний загрузочного участка во всем диапазоне изменения массы материала в загрузочном участке от $M = 0$ кг, до большей массы $M = 20$ кг [9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Арнольд, В. И. Потеря устойчивости автоколебаний вблизи резонансов, Нелинейные волны / В. И. Арнольд ; ред. А. В. Гапонов-Грехов. – М.: Наука, 1979. – С. 116–131.
2. Журавлев, В. Ф. Прикладные методы в теории колебаний / В. Ф. Журавлев, Д. М. Климов. – М.: Наука, 1988.
3. Сухоруков, А. П. Нелинейные волновые взаимодействия в оптике и радиофизике / А. П. Сухоруков. – Москва: Наука, 1988. – 230 с.
4. П. М. 149025 РФ, МПК B65D88/66. Устройство для разрушения сводов сыпучего материала в бункерах / А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова, Л. Е. Тарасенко, Н. А. Прохоренко, А. А. Бабин, Т. А. Дулькин; ВолгГТУ. – 2014.
5. П. М. 125981 Российская Федерация, МПК B65G27/10. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов / А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова, Н. А. Дулькина, А. П. Шапошников, Н. А. Прохоренко ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2012145836/11 ; заяв. 26.10.12; опубл. 20.03.13, Бюл. № 21 (IV ч.).
6. П. М. 149025 Российская Федерация, МПК B65D88/64. Устройство для разрушения сводов сыпучего материала в бункерах / Голованчиков А. Б., Шагарова А. А., Тарасенко Л. Е., Прохоренко Н. А., Бабин А. А., Дулькин Т. А.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2014122722/11 ; заяв. 03.06.14 ; опубл. 27.12.14, Бюл. № 21 (IV ч.).
7. П. М. 149025 МПК B65 G27/10. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов / Голованчиков А. Б., Шагарова А. А., Дулькина Н. А., Залипаева О. А., Прохоренко Н. А., Алимджан Э. С.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет». – № 2014125095/12 ; заяв. 19.06.14 ; опубл. 20.12.14, Бюл. № 21 (IV ч.).
8. П. М. 162702 Российская Федерация, МПК B65G27/10, B65G65/34. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, Е. А. Мишта, А. А. Мацько, Е. А. Карасев, Д. В. Уткин; ВолгГТУ. – 2016.
9. Заявка П. М. РФ, МПК B65G27/10. Вибрационное устройство для выпуска связных, липких и слеживающихся материалов / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, С. А. Фоменков, Д. М. Коробкин, А. А. Тарасов, С. В. Сумбулян; ВолгГТУ. – 2016.

УДК 621.86.067:620.22-492

А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, В. А. Панов **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСТЕЧЕНИЯ МАТЕРИАЛА** **ИЗ ЗАГРУЗОЧНОГО БУНКЕРА ПРИ ВИБРАЦИИ** **Волгоградский государственный технический университет**

Проведены экспериментальные исследования сыпучего материала в загрузочных бункерах под воздействием вибрации. Получены обобщенные зависимости времени истечения материала из загрузочного бункера. По полученным результатам исследований были выявлены ошибки с помощью метода абсолютных и относительных наименьших квадратов. Полученные уравнение анализировались на адекватность, воспроизводимость и значимость коэффициентов.

Ключевые слова: загрузочный бункер, вибрация, сыпучие материалы, степенное уравнение, метод наименьших абсолютных квадратов, метод наименьших относительных квадратов, адекватность, воспроизводимость, значимость коэффициентов.

A. B. Golovanchikov, N. A. Prokhorenko, V. A. Panov

MODELING THE FLOW OF MATERIAL **FROM THE HOPPER DURING VIBRATION**

Volgograd State Technical University

Experimental studies of the granular material in the loading hoppers under the influence of vibration. Obtained generalized dependences of time of outflow of the material from the hopper. According to the obtained results of the research have been identified errors using the method of absolute and relative least squares. The resulting equation was analyzed for the adequacy and reproducibility.

Keywords: feed hopper, vibration, loose material, power-law equation, the method of absolute squares method relative squares, adequacy, and reproducibility.

Объектом исследования является алюминиевая порошковая продукция, которая широко применяется в различных отраслях народного хозяйства. Многообразие областей применения алюминиевых порошков объясняется их физико-химическими свойствами: высокой реакционной способностью (активностью), большой энергией сгорания, высокой скоростью горения, коррозионной стойкостью в атмосфере и др.

Основные области применения алюминиевых порошков – ракетное топливо, взрывчатые вещества, пиротехника, химия, металлургия, нефтехимия. Основные области применения пудр – пиротехника, лакокрасочная промышленность, строительная промышленность.

Пульверизат алюминия имеет очень малую массу (насыпная масса $0,8\text{--}1,2\text{ г/см}^3$), из-за чего он способен зависать над выпускным отверстием бункера. Исследуемый материал, полученный путем плавления в печи и распылением в форсунке, может иметь каплевидную, дендритную и сферическую форму. Между частицами будут возникать адгезионные силы, поэтому материал будет образовывать своды вблизи внутренних поверхностей бункера [1–5].

К одному из факторов, снижающих производительность бункера, относится неполная очистка поверхности бункера от сыпучих и связных материалов, особенно если они обладают хорошей адгезией к материалу стенки бункера.

Целью данной работы было увеличение производительности при движения пульверизата алюминия в загрузочном бункере. Для того чтобы добиться данной цели, необходимо выбрать подходящий механический способ для увеличения производительности и избежание возможных проблем в загрузочной части.

Для исследования влияния колебательного режима на поверхности герметичной камеры из эластичного материала за счет периодического изменения объема воздуха внутри герметичной

камеры на бесперебойную работу бункера загрузки была создана в масштабе экспериментальная установка (рис. 1).

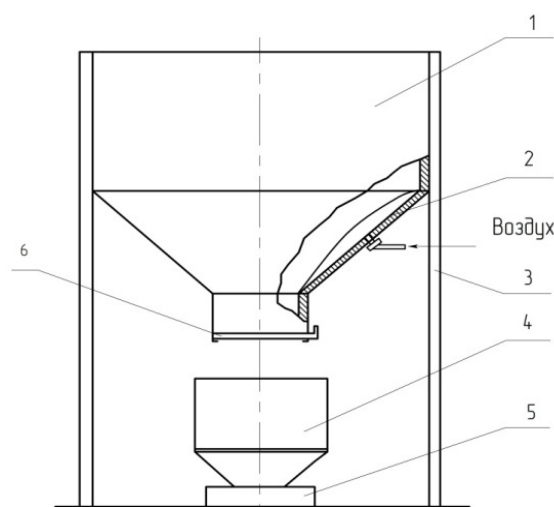


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
1 – бункер; 2 – герметичная камера; 3 – стойки; 4 – емкость;
5 – аналитические весы; 6 – планка

В качестве исследуемого материала использовался пульверизат алюминия дендритной формы. В ходе экспериментальных исследований наблюдалось образование сводов над выпускным отверстием бункера в застойных зонах, находящихся ближе к стенкам бункера. Своды обрушались в виде «лавины». В случае без подачи сжатого воздуха, обрушение происходило под собственным весом смещения частиц друг относительно друга, в виде одной большой порции материала. С подачей сжатого воздуха в пространство между бункером и герметичной камерой, обрушение материала происходило чаще в виде отдельных маленьких порций [2].

Данные экспериментальных исследований усреднялись по результатам трех опытов (табл. 1). По полученным результатам исследований построен график зависимости массы просыпанного материала от времени $m = f(\tau)$ (рис. 2).

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований

Масса, m (г)	Время ссыпания материала без воздействия сжатого воздуха, τ (с)				Время ссыпания материала с воздействием сжатого воздуха, τ (с)			
	I	II	III	среднее	I	II	III	среднее
100	18	17	14	16,3	7	11	9	9
200	34	35	29	32,7	20	27	24	23,7
300	48	53	42	47,7	35	43	38	38,7
400	62	74	53	63	47	60	53	53,3
500	78	92	69	79,7	62	81	72	71,7

Окончание табл. 1

Масса, m (г)	Время ссыпания материала без воздействия сжатого воздуха, τ (с)				Время ссыпания материала с воздействием сжатого воздуха, τ (с)			
	I	II	III	среднее	I	II	III	среднее
600	94	114	87	98,3	75	98	83	85,3
700	113	134	102	116,3	91	114	101	102
800	135	157	129	140,3	106	129	114	116,3
900	160	174	158	164	123	140	134	132,3
1000	173	182	165	173,3	135	151	143	143

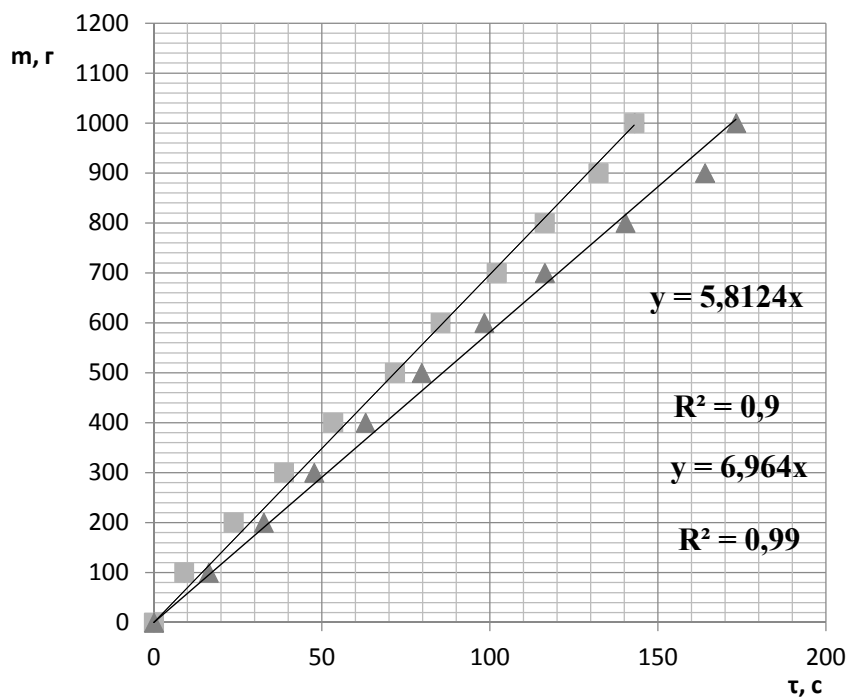


Рис. 2. Экспериментальная зависимость $m = f(\tau)$:
 ■ – с подачей сжатого воздуха; ▲ – без подачи сжатого воздуха

По результатам эксперимента определены оптимальные значения амплитуды вибрации $A = 0,012$ м и частоты вибрации $f = 25,64$ Гц, при которых обеспечивается постоянная подача pulverizata алюминия.

Параллельные опыты проводились три раза, после чего по данным записанным в таблицу, была построена графическая зависимость (рис. 3). Были вычислены усредненные значения между тремя параллельными опытами.

Полученная зависимость, может быть описана степенным уравнением вида (рис. 4):

$$\tau = k \cdot m^n, \quad (1)$$

где τ – время просыпания материала, с; m – просыпанная масса pulverizata алюминия, г; k – коэффициент, зависящий от свойств материала; n – показатель степени уравнения.

По типовой компьютерной программе были определены теоретические значения массы просыпаемого материала и разницу между теоретическими и экспериментальными данными. Полученные данные были записаны в таблицу и построены графики зависимости $m_{\text{экс}} = f(\tau)$, $\tau_T = f(m)$ и $\tau_{To} = f(m)$ (рис. 5).

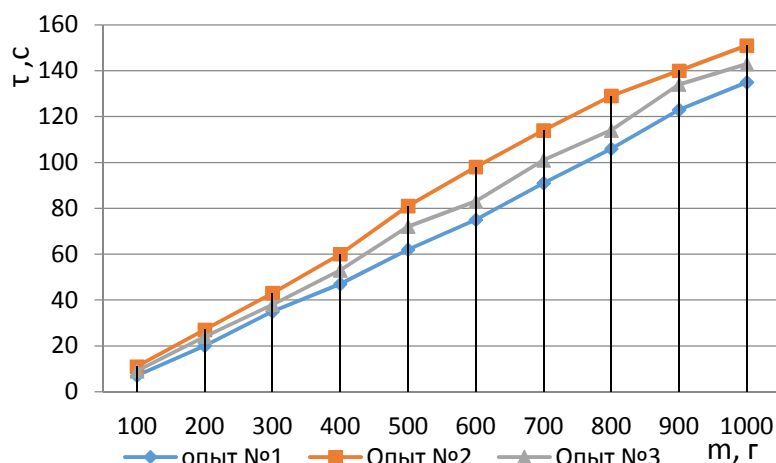


Рис. 3. Графики зависимостей трех опытов массы просыпанного материала от времени

Таблица 2

Полученные значения времени и ошибок эксперимента по методу наименьших абсолютных квадратов и относительных наименьших квадратов [6]

№	τ , с	m , г	τ_t , с	Δ , %	τ_{t0} , с	Δ_0 , %
1	9	100	9,7	-7,2	9,26	2,87
2	24	200	22,3	7,6	21,78	-7,95
3	39	300	36,22	7,67	35,93	-7,07
4	53	400	51,13	3,66	51,25	-3,903
5	72	500	66,82	7,75	67,504	-5,807
6	85	600	83,14	2,24	84,54	0,927
7	102	700	100,02	1,98	102,26	0,255
8	116	800	117,39	-1,18	120,58	3,65
9	132	900	135,19	-2,36	139,45	5,38
10	143	1000	153,4	-6,78	158,82	10,065

Таблица 3

Исходные данные и расчетные параметры

Наименование параметра	Размерность	Обозначение		Величина
		в литературе	в программе	
Исходные данные				
1. Усредненные экспериментальные значения трех опытов	с	τ	t	см. таб. №8
2. Экспериментальные значения	г	m	M	см. таб. №8
Расчетные значения				
3. Теоретические значения	с	τ_t	tt	см. таб. №8
4. Разность между теоретическими и экспериментальными значениями	%	Δ	d	см. таб. №8
5. Меньшее среднее квадратичное отклонение	—	Sd	sd	0,002629
6. Линеаризованные значения коэффициента X	—	X_1	x1	см. таб. №10
7. Линеаризованные значения коэффициента Y	—	Y_1	y1	см. таб. №10
8. Коэффициент уравнения для теоретических значений	—	a_0	ao	— 3,4589
9. Коэффициент уравнения для теоретических значений	—	b_0	bo	1,2343

Окончание табл. 3

Наименование параметра	Размер- ность	Обозначение		Величина
		в лите- ратуре	в прог- рамме	
10. Коэффициент степенного уравнения	—	k_0	ko	3,1462
11. Показатель степени степенного уравнения	—	n_0	no	1,2343
12. значение	с	τ_{t0}	tto	см. таб. №8
13. Ошибка эксперимента	%	Δ_0	do	см. таб. №8
14. Коэффициент уравнения для экспериментальных значений	—	a	a	— 3,2499
15. Коэффициент уравнения для теоретических значений	—	b	b	1,1999
16. Коэффициент степенного уравнения	—	k	k	0,0388
17. Показатель степени степенного уравнения	—	n	n	1,199

Методы абсолютных обычных, то есть МНК и относительных наименьших квадратов (МНОК) показал, что ошибка между экспери-

ментальными и теоретическими значениями не превышает 10 %, и график описывается уравнением вида $\tau = 0,0388 \cdot m^{1,2}$.

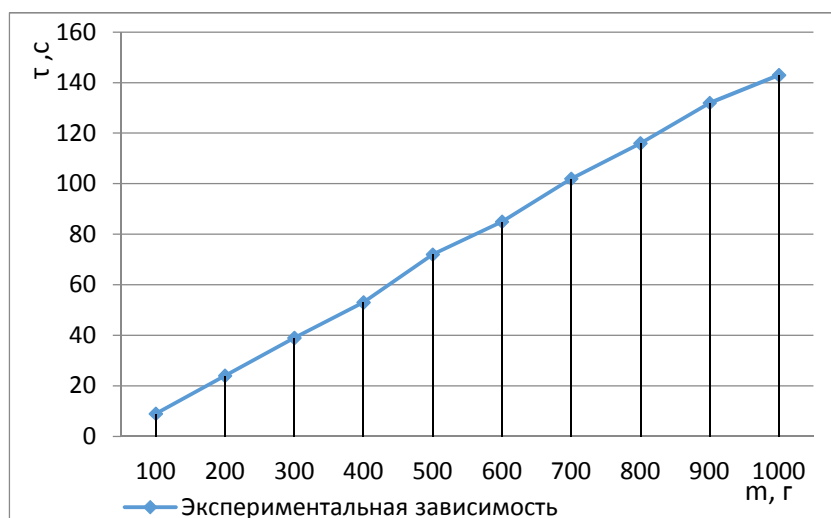


Рис. 4. Экспериментально полученные данные

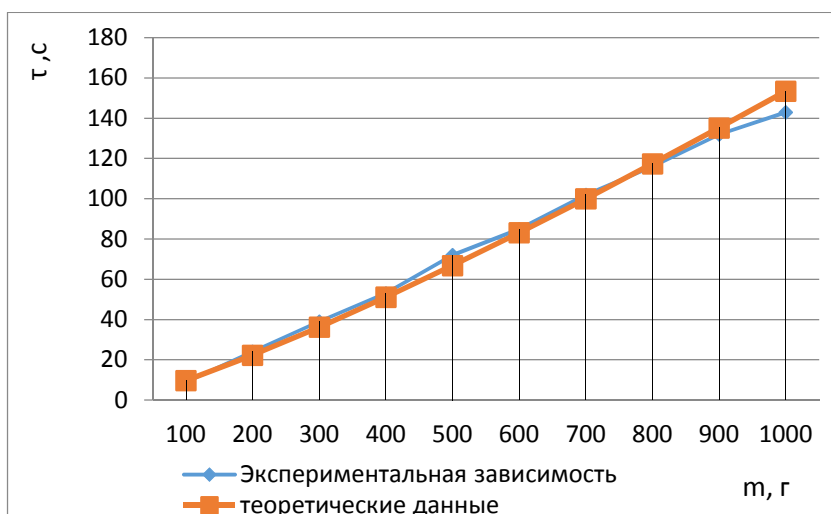


Рис. 5. Графики зависимостей и ошибка между экспериментальными и теоретическими значениями

Таблица 4

Линеаризованные значения коэффициентов X и Y

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x	4,605	5,2983	5,703	5,991	6,214	6,396	6,551	6,684	6,802	6,907
y	2,1803	3,156	3,651	3,971	4,266	4,4403	4,620	4,753	4,883	4,9618

Таблица 5

Теоретические и расчетные коэффициенты

Критерий	теоретический	расчетный
Фишера (F)	3,10	0,6029
Кохрена (G_r)	0,445	0,192
Стьюдента (S_t)	2,09	$t_a=79,761$ $t_b=29,449$

Анализируя уравнение на адекватность и на воспроизводимость, можно сделать вывод, что полученное уравнение $\tau = k \cdot \gamma^n$ адекватно по критерию Фишера и воспроизводимо, так как значения критерия Кохрена $G_{\text{табл}} > G_{\text{гр}}$. По критерию Стьюдента анализ показывает, что оба коэффициента уравнения регрессии a и b значимы, так как расчетные его значения во много раз больше табличного значения критерия Стьюдента.

УДК 66.061.34

А. Б. Голованчиков, К. В. Черикова, Г. Г. Русакова, Н. В. Грачева

ВЫЩЕЛАЧИВАНИЕ СИНИГРИНА ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ ИЗ СЕМЯН ГОРЧИЦЫ В ЭКСТРАКТОРЕ

Волгоградский государственный технический университет

Описывается алгоритм расчета очистки горчицы от синигрина в экстракторе с неподвижным слоем семян при фильтрации через него экстрагента – горячей воды. Приводятся результаты расчета времени промывки, обеспечивающего необходимую степень очистки, технологические параметры процесса и геометрические размеры аппарата.

Ключевые слова: экстрактор периодического действия, синигрин, семена горчицы, время промывки, расход и объем экстрагента – горячей воды, скорость фильтрации экстрагента, диаметр аппарата, высота слоя семян горчицы.

A. B. Golovanchikov, K. V. Chyrikova, G. G. Rusakova, N. V. Grachyova

LEACHING SINIGRIN HOT WATER FROM THE MUSTARD SEED IN THE BATCH EXTRACTORS

Volgograd State Technical University

An algorithm for calculating the mustard cleaning sinigrin extractor in a fixed bed of seeds by filtration through extracting – hot water. The results of the calculation of the washing time, providing the necessary degree of purification, process parameters and geometric dimensions-up preparations.

Keywords: batch extractors, sinigrin, seed-chitsy mountains during flushing, flow and volume of extractant – hot water, the speed of the filtertion extractant diameter of the device, the height of the layer of mustard seeds.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зенков, Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков, Г. П. Гриневич, В. С. Исаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 222 с.
2. Голованчиков, А. Б. Экспериментальные исследования механических воздействий на работу загрузочных бункеров / А. Б. Голованчиков, А. А. Шагарова, Н. А. Прохоренко // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2016. – № 2 (14). – С. 24–29.
3. Рауендаль, К. Экструзия полимеров: пер. с англ. / К. Рауендаль; под ред. А. Я. Малкина. – СПб.: Профессия, 2008. – 768 с.
4. Шагарова, А. А. Экспериментальные исследования работы зоны загрузки шнековых машин в процессе вибрации / А. А. Шагарова, А. П. Шапошников, Н. А. Прохоренко, М. К. Доан // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 1 (128) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии»; вып. 8). – С. 87–90.
5. Бондарь, А. Г. Планирование эксперимента в химической технологии / А. Г. Бондарь, Г. А. Статюха. – Киев: Высшая школа, 1976. – 183 с.
6. Голованчиков, А. Б. Метод интерполирования экспериментальных данных при определении реологических свойств жидкостей / А. Б. Голованчиков, Н. В. Тябин. – ИВЖ, 1981. – Т. 12, № 1. – С. 70–73.

Существующие методы выщелачивания или экстрагирования из твердых материалов включают периодический процесс отмывки неподвижного слоя частиц непрерывным потоком экстрагента и ряд процессов экстракции непрерывного действия: одноступенчатое экстрагирование, многоступенчатое перекрестное и противоточное экстрагирование [1–3].

Экстракционные процессы непрерывного действия в аппаратах идеального перемешивания и противоточных колоннах идеального вытеснения достаточно хорошо разработаны с точки зрения физического и математического моделирования и алгоритмизации их расчетов [4–6].

Ниже представлен алгоритм расчета выщелачивания неподвижного слоя из твердообразных дисперсных частиц (семян горчицы) экстрагентом (горячей водой), непрерывно фильтруемой через этот слой (рис. 1).

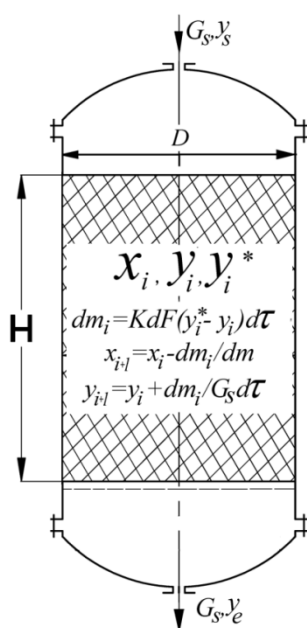


Рис. 1. Схема процесса выщелачивания синигрина из неподвижного слоя семян горчицы (обозначения представлены в алгоритме расчетов и таблицах идентификаторов)

Блок формул, общий с формулами для расчета процесса выщелачивания в противоточной колонне непрерывного действия по движущему слою частиц и движущемуся навстречу ему потоку экстрагента [4–8].

1. Скорость захлебывания экстрагента:

$$\omega_s = \sqrt{g \cdot \epsilon^3 \cdot (\rho_d - \rho_c) / \sigma \cdot \rho \cdot \mu^{0,16} / a},$$

где $a = -0,474 - 1,75 \cdot \left(\frac{G_s}{G_f} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\rho_d}{\rho_c} \right)^{0,125}$.

2. Рабочая фиктивная скорость экстрагента:

$$\omega_c = 0,75 \cdot \omega_s.$$

3. Расчетный диаметр колонны:

$$D_a = \sqrt{\left(\frac{G_s}{3600} \right) / (0,785 \cdot \omega_c)}.$$

4. Стандартный диаметр колонны – выбирается ближайший больший по стандарту $D > D_a$.

5. Рабочая фиктивная скорость экстрагента в стандартный по диаметру аппарата:

$$\omega_c = \left(\frac{G_s}{3600} \right) / (0,785 \cdot D^2 \cdot \rho_c)$$

6. Высота единицы переноса:

$$h_1 = 1,6 \cdot 10^8 \cdot d_k^2 \cdot \mu_c \sqrt{\left(\frac{G_s}{G_f} \right) \left(\frac{\rho_d}{\rho_c} \right)} / [g \cdot (\rho_d - \rho_c)]$$

7. Константа равновесия рассчитывается по экспериментальным данным интегральной кинетической кривой (рис. 2):

– 1 кг семян отмывали 1,3 кг горячей воды при 90 °С в аппарате с мешалкой составляло 30 мин.

Из материального баланса, полагая, что за 30 мин достигалось практически равновесие остаточной концентрации синигрина, следует:

$$G_f (x_{f_0} - x_{r_0}) = G_r y_e^*,$$

где G_f – 1 кг семян; G_r – 1,3 кг экстрагента; x_{f_0} , x_{r_0} – соответственно концентрации в семенах в начале опыта и через 30 мин в конце опыта; y_e^* – равновесная концентрация синигрина в экстрагенте, соответствующая его рабочей концентрации x_{r_0} в семенах в конце опыта.

Делаем допущение, что равновесная зависимость описывается уравнением:

$$y_s^* = K_p \cdot x_r. \quad (1)$$

Такое допущение справедливо для малых концентраций в частности для выщелачивания подсолнечного масла из жмыха после прямого отжима из семян подсолнечника, где:

$$K_p = 1 \text{ кг } G_s / \text{кг } G_f$$

Из совместного решения последних двух уравнений получаем:

$$K_p = 1,06 \text{ кг } G_s / \text{кг } G_f.$$

8. Равновесная концентрация в экстрагенте, соответствующая начальной рабочей концентрации синигрина в семенах:

$$y_e^* = K_p \cdot x_f.$$

9. Минимальный расход экстрагента:

$$G_s m = G_f (x_f - x_r) / (y_e^* - y_s).$$

10. Рабочий расход экстрагента:

$$G_s = 1,2 \cdot G_{sm}.$$

11. Рабочая концентрация синигрина в экстрагенте на выходе из колонны:

$$y_e = y_s + \left(\frac{G_f}{G_s} \right) (x_f - x_r).$$

12. Число единиц переноса по экстрагенту:

$$ЧЕП = \int_{y_s}^{y_e} \frac{dy}{y^* - y}.$$

Для прямопорциональной зависимости, которой описывается равновесная линия (1), интеграл берется аналитически:

$$ЧЕП = \ln \frac{K_p x_r + \left[K_p \left(\frac{G_f}{G_s} \right) - 1 \right] \cdot y_e}{\left[K_p \left(\frac{G_f}{G_s} \right) - 1 \right]}.$$

13. Средняя движущая сила по экстрагенту:

$$\Delta y_e = y_e - y_s / ЧЕП.$$

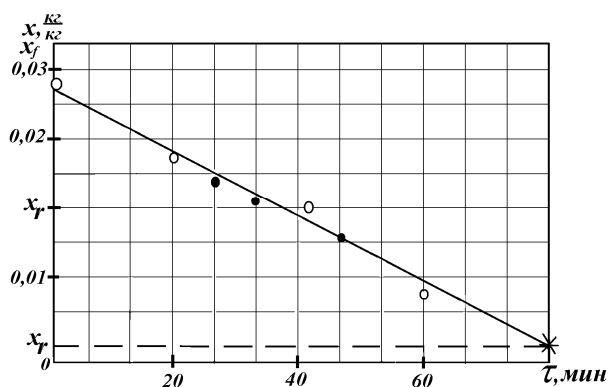


Рис. 2. Интегральная кинетическая кривая, характеризующая изменение концентрации синигрина в аппаратах с неподвижным слоем семян горчицы при отмывании их горячей водой

14. Среднее время пребывания экстрагента в слое дисперсной фазы (жмыха) определяется по интегральной кинематической кривой, определенной в экспериментальных исследованиях и равной $\tau = 1,2$ часа (рис. 2), когда 1 кг

неподвижного жмыха с концентрацией $x_f = 0,035$ кг/кг промывался со скоростью ω_c до достижения остаточной концентрации синигрина в жмыхе $x_r = 0,004$ кг/кг, $\tau = 1,2$ час.

15. Высота движущегося слоя семян в аппарате непрерывного действия:

$$H = h_{ei} \cdot ЧЕП$$

16. Объем движущегося слоя семян в аппарате непрерывного действия:

$$V = 0,785 \cdot H \cdot D^2$$

17. Поверхность массопередачи (движущегося слоя семян):

$$F = V \cdot \sigma$$

18. Производительность по синигрину:

$$\Delta M = G_s (y_e - y_s)$$

19. Коэффициент массопередачи по экстрагенту:

$$K_y = \frac{\Delta M}{F \cdot \Delta y_e}$$

20. Среднее время пребывания слоя семян в колонне:

$$\tau_f = \frac{V \cdot \rho_n}{G_f}$$

21. Скорость движения слоя семян в колонне:

$$u = \frac{H}{\tau_f}.$$

Как видно из материалов табл. 4, лучшие технические показатели для выщелачивания синигрина из семян горчицы имеет метод непрерывного экстрагирования в противоточной колонне непрерывного действия.

Это подтверждается и выводами об экстракции подсолнечного масла из жмыха после прямого отжима [2], а также теоретическими и экспериментальными исследованиями и промышленными процессами экстракции и выщелачивания в химических и пищевых процессах.

Таблица 1

Общие исходные и справочные данные и экспериментальные параметры для экстракционных аппаратов непрерывного и периодического действия

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величины
1	2	3	4	5
Исходные и справочные данные				
1	Производительность по семенам горчицы	кг/час	G_f	1000
2	Начальная концентрация синигрина в семенах горчицы	кг/кг	x_f	0,035
3	Конечная концентрация синигрина в семенах горчицы	кг/кг	x_r	0,004

Окончание табл. 1

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величины
1	2	3	4	5
4	Начальная концентрация синигрина в экстрагенте (горячей воде)	кг/кг	y_s	0
5	Плотность экстрагента – горячей воды при рабочей температуре 90 °С	кг/м ³	ρ_e	965
6	Плотность семян горчицы	кг/м ³	ρ_d	1080
7	Порозность семян горчицы	м ³ /м ³	ε	0,37
8	Удельная поверхность семян горчицы	м ² /м ³	y	1140
9	Динамическая вязкость экстрагента (горячей воды) при температуре 90 °С	Па·с	μ_e	$3,15 \cdot 10^{-4}$
10	Средний эквивалентный диаметр семян горчицы	м	d_k	0,0013
Экспериментальные параметры				
1	Константа распределения в равновесной зависимости (1)	кг/кг	K_p	1,06
2	Среднее время пребывания семян в колонне, обеспечивающее достижение необходимого конечной концентрации	час	τ_c	1,2

Таблица 2

**Расчетные параметры противоточной экстракционной колонны непрерывного действия
для выщелачивания синигрина из семян горчицы**

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величины
1	2	3	4	5
1	Скорость захлебывания экстрагента в колонне	м/с	w_z	$1,99 \cdot 10^{-3}$
2	Рабочая скорость (фиктивная) экстрагента в колонне	м/с	w_p	$1,49 \cdot 10^{-3}$
3	Расчетный диаметр колонны	м	D_a	0,497
4	Стандартный диаметр колонны	м	D	0,5
5	Рабочая скорость (фиктивная) экстрагента в стандартной колонне	м/с	w_c	$1,47 \cdot 10^{-3}$
6	Высота единицы переноса по экстрагенту	м	h_{ei}	1,07
7	Равновесная концентрация в экстрагенте, соответствующая начальной концентрации синигрина в семенах	кг/кг	y_e^*	$4,24 \cdot 10^{-3}$
8	Минимальный расход экстрагента – горячей воды	кг/ч	G_{sm}	835,6
9	Рабочий расход экстрагента – горячей воды	кг/ч	G_s	1002,7
10	Рабочая концентрация синигрина в экстрагенте на выходе из колонны	кг/кг	y_e	$3,09 \cdot 10^{-2}$
11	Число единиц переноса по извлекаемому компоненту – синигрину в экстрагенте – горячей воды	–	ЧЕП	6,0
12	Средняя движущая сила по экстрагенту	кг/кг	Δy_c	$5,15 \cdot 10^{-3}$
13	Среднее время пребывания экстрагента в слое семян	час	τ_c	1,2
14	Высота движущегося слоя семян в аппарате непрерывного действия	м	H	6,45
15	Объем движущегося слоя семян в колонне	м ³	V	1,25
16	Поверхность массопередачи	м ²	F	1422,9
17	Производительность по синигрину	кг/с	ΔM	$8,61 \cdot 10^{-3}$
18	Коэффициент массопередачи по экстрагенту	кг/м ² ·с	K_y	$1,17 \cdot 10^{-3}$
19	Среднее время пребывания движущегося слоя семян в колонне	час	τ_f	0,849
20	Скорость движения семян в колонне	м/с	u	$2,11 \cdot 10^{-3}$
21	Число теоретических тарелок	–	N_T	6,18
22	Высота слоя семян, эквивалентная одной теоретической тарелке	м	h_{ti}	1,04

Полагаем, что лимитирующей стадией выщелачивания синигрина из семян горчицы является внутренняя массоотдача, то есть скорость движения экстрагента относительно поверхности семян не влияет на массопередачу.

Таблица 3

Расчетные параметры процесса выщелачивания в экстракторе периодического действия

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величины
1	2	3	4	5
Исходные данные				
1	Стандартный диаметр колонны	м	D_{an}	0,5
2	Высота неподвижного слоя семян	м	H_c	1
3	Рабочая (фиктивная) скорость экстрагента в аппарате	м/с	w_c	$1,47 \cdot 10^{-3}$
4	Время пребывания экстрагента в неподвижном слое семян	с	τ_{ac}	679,9
5	Объем неподвижного слоя семян	м ³	V_c	0,196
6	Насыпная плотность семян	кг/м ³	ρ_n	680
7	Масса семян в слое	кг	M_c	133,8
8	Начальное количество извлекаемого компонента в слое семян	кгА	G_a	4,65
9	Высота семян в каждой зоне экстрагирования	м	Δh	10^{-2}
10	Время экстрагирования в каждой зоне	с	$\Delta \tau$	6,8
11	Площадь массопередачи (поверхности семян) в каждой зоне экстрагирования	м ²	Δf	14,2
12	Объем слоя в каждой зоне	м ³	Δv_c	$1,96 \cdot 10^{-2}$
13	Масса семян в каждой зоне	кгА	Δm_c	1,33
14	Расход экстрагента – горячей воды	кг/час	G_s	100,2
15	Время выщелачивания	час	$\tau_{об}$	5,67
16	Общая масса экстрагента, обеспечивающая необходимую степень отмывки семян горчицы от синигрина	кг	G_{s0}	5680
17	Производительность по очищаемым от синигрина семян горчицы	кг/час	G_f	23,5
18	Удельный расход экстрагента (расход на 1 кг очищаемых семян)	кгW/кгC	G_y	42,6
19	Удельный объем колонны (объем на 1 кг очищаемых семян)	м ³ /кгC	V_y	$1,47 \cdot 10^{-3}$

Таблица 4

Сводная таблица эффективности очистки семян горчицы от синигрина горячей водой

№	Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Метод экстрагирования			
				одноступенчатое непрерывное экстрагирование	многоступенчатое перекрестным током экстрагента – 4 ступени	противоточное непрерывное экстрагирование	экстрагирование неподвижного слоя семян непрерывным потоком экстрагента
1	2	3	4	5			
1	Удельный расход экстрагента на 1 кг очищаемых семян горчицы	кгW/кгC	G_y	7,31	1,83	1,002	42,6
2	Удельный объем аппарата на 1 кг очищаемых семян горчицы	м ³ /кгC	V_y	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$1,68 \cdot 10^{-3}$	$1,04 \cdot 10^{-3}$	$1,47 \cdot 10^{-3}$
3	Расход семян (производительность)	кгC/час	G_f	1000	1000	1000	236
4	Расход экстрагента	кгW/час	G_s	7311	2930	1002	1002
5	Суммарный объем экстракторов с семенами и экстрагентом	м ³	V_a	6,59	2,05	1,25	0,196
6	Среднее время пребывания семян в экстракторах	час	τ_c	0,77	1,22	0,85	5,67
7	Среднее время пребывания экстрагента	час	τ_{ac}	0,77	1,22	1,20	0,19

В этом случае целесообразно уменьшать расход экстрагента как при многократном перекрестном экстрагировании в аппаратах с мешалками, но увеличивать время контакта экстрагента с непрерывным слоем семян в колонне. Но даже в этом случае при уменьшении расхода экстрагента через неподвижный слой семян горчицы в 10 раз с 1002 кг/час до 100,2 кг/час (табл. 3), удельный расход экстрагента снижается с 42,6 кгW/кгC до 9,94 кгW/кгC, то есть немногим более чем в 4 раза, а производительность падает более чем в 2 раза с 23,5 кгC/час до 10,1 кгC/час.

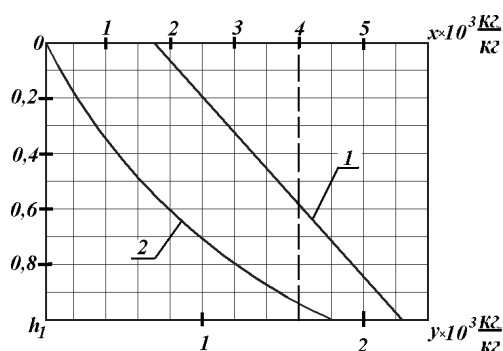


Рис. 3. Профили рабочих концентраций синигрина в семенах (1) и экстрагенте (2) по относительной высоте слоя семян в колонне периодического действия в конце времени выщелачивания $\tau = 5,67$ часа (табл. 3 и 4)

Таким образом, подтверждается преимущество противоточного выщелачивания синигри-

на из семян горчицы в колонне непрерывного действия по сравнению с однократным экстрагированием в аппарате с мешалкой, многоступенчатом перекрестном экстрагировании в каскаде аппаратов с мешалками, и колонной периодического действия, когда экстрагент фильтруется через неподвижный слой семян.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пласин, Ю. М. Процессы и аппараты пищевых производств / Ю. М. Пласин, Н. Н. Малахов, В. А. Ларин. – КолосС, 2007. – 760 с.
2. Машины и аппараты пищевых производств. Книга 1 / под ред. В. А. Панфилова. – М. : Высшая школа, 2001. – 703 с.
3. Тимонин, А. С. Инженерно-экологический справочник. Т. 2 / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд. Н. Бочкаревой, 2003. – 884 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии / Г. С. Борисов [и др.] ; под ред. Ю. И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1991. – 496 с.
5. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты технологии : учебник для вузов / А. Г. Касаткин. – М. : ООО ИД «Альянс», 2008. – 750 с.
6. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков ; под ред. П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – М. : Альянс, 2013. – 576 с.
7. Романков, П. Г. Экстрагирование из твердых материалов / П. Г. Романков, М. И. Курочкина. – Л. : Химия, 1976. – 256 с.
8. Стегачев, Ю. Г. Технологические процессы пищевых производств / Ю. Г. Стегачев, В. А. Балюбаш, В. Н. Замашкина. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2006. – 254 с.

УДК 664.84

А. Б. Голованчиков, М. Д. Романенко

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ КОЧЕРЫЖЕК КАПУСТЫ

Волгоградский государственный технический университет

В работе рассматриваются близкие (аналоги) и наиболее близкие (прототипы) современные приспособления для удаления кочерыжек капусты, а также предлагается улучшенное техническое решение приспособления по данной технологической операции, причем с возможной модификацией.

Ключевые слова: приспособление для удаления кочерыжек капусты, кочерыжка, кочан, сверло, цилиндрическая пружина, щелевой вырез, диагональный срез, кольцевой бункер, конический зонтик.

A. B. Golovanchikov, M. D. Romanenko

FIXTURE FOR THE REMOVING OF CABBAGE STALKS

Volgograd state technical university

Analogues and prototypes of modern fixtures for removing of cabbage stalks are considered in work. Also the improved technical solution of the fixture of process operation with its possible modification are offered.

Keywords: fixture for the removing of cabbage stalks, stalk, cabbage head, drill, coil spring, slit cut-out, diagonal cut, annular bin, conical umbrella.

Приспособление относится к технологическому оборудованию, предназначенному для переработки овощей и фруктов, и может быть использовано в пищевой промышленности и быту.

Аналогами данной единицы оборудования являются следующие устройства: отечественная ручная установка «А9-КЧГ» [1], польское приспособление для удаления кочерыжек (шинко-

вальная машина «Ш-50») [2], отечественная установка для высверливания кочерыжек из капусты и отделения листьев «ВОС-219» [3].

В предлагаемой авторами конструкции за прототип выбрана польская модель «HWG-01» (опция к машине для шинковки капусты «SZ-02»), состоящее из несущей конструкции, двигателя, двух рабочих головок для вырезки или размельчения кочерыжек капусты, предохранительных прикрытий для головок и сверл. Две рабочие головки для высверливания установлены на площадке в верхней части несущей конструкции приспособления. Процесс высверливания кочерыжек происходит следующим образом: головка со сверлом входит в кочерыжку при нажатии сверлом на кочан вертикальным движением вверх, а если на кочан перестанет действовать сила нажатия рук, то это приводит к выходу сверла из кочана [4].

Приспособление [1] состоит из несущей конструкции 1, головки 2, установленной в верхней части 3 несущей конструкции 1 и представляющей собой вал с патроном для закрепления сверла 4. Сверло 4 выполнено в виде полый трубки 5 с режущими зубьями 6 на нижнем торце и щелевой прорезью 7, выполненной на боковой поверхности в верхней части полый трубки 5. Над щелевой прорезью 7 расположено предохранительное прикрытие, представляющее собой конический зонтик 8. В нижней части несущей конструкции 1 находится стол 9 для закрепления кочана 10 в за-

жимных тисках 11, а на его периферии установлен кольцевой бункер для сбора кочерыжек 12. Внутри полый трубки 5 сверла 4 напротив щелевой прорези 7 жестко закреплен стержень 13 с диагональным срезом и длиной, равной длине щелевой прорези 7, и установленный напротив этой щелевой прорези 7. Вал головки 2 соединен с двигателем 14.

Приспособление для удаления кочерыжек капусты представлено на рис. 1, 2 и работает следующим образом.

Кочан капусты 10 фиксируют в зажимных тисках 11 и центрируют кочерыжку 10 соосно со сверлом 4, которое закреплено в патроне головки 2. Включают двигатель 14, который приводит во вращение вал с патроном головки 2 и сверлом 4. Затем опускают сверло 4 на кочан капусты 10, высверливают насквозь кочерыжку зубьями 6, которая попадает во внутреннюю часть полый трубки 5 сверла 4. Потом сверло 4 поднимают, удаляют кочан капусты 10 с высверленной кочерыжкой и на ее место устанавливают новый кочан капусты 10. Повторяют операцию высверливания кочерыжки из этого кочана. Новая кочерыжка выдавливается при высверливании ранее высверленную кочерыжку вверх и она поступает на стержень 13 с диагональным срезом, отклоняется им в сторону и затем вся кочерыжка отбрасывается под углом в приемный кольцевой бункер 12, при этом конический зонтик 8 препятствует центробежной силе отбросить кочерыжку в сторону.

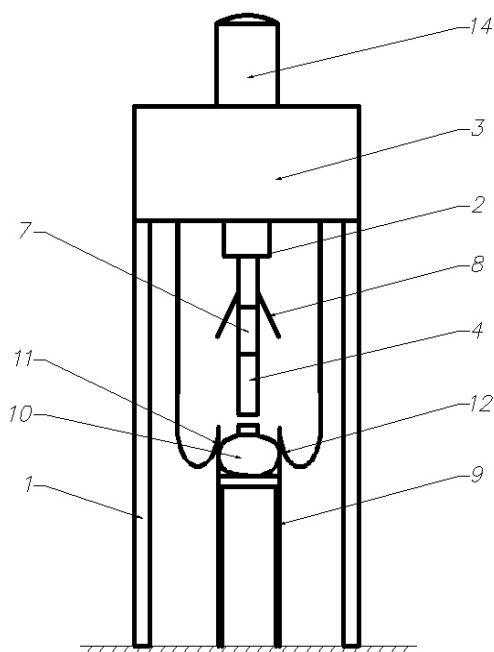


Рис. 1. Схема установки

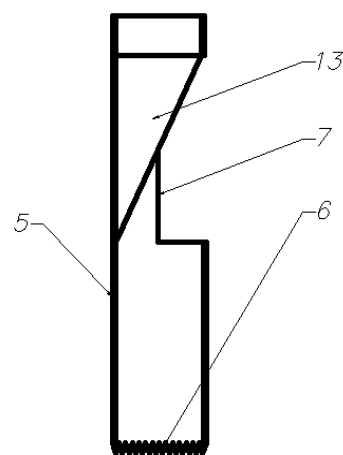


Рис. 2. Сверло

Выполнение сверла в виде полый трубки с режущими зубьями в нижней части позволяет вырезать кочерыжку из капусты, не измельчая ее и с минимумом стружки, что позволяет осуществлять безотходное производство и возможность использования целой кочерыжки для дальнейшей переработки.

Выполнение щелевой прорези, выполненной на боковой поверхности в верхней части полый трубки, позволяет удалять через этот вырез высверленную кочерыжку. Жесткое закрепление стержня с его диагональным срезом позволяет направлять высверленную кочерыжку из трубки наружу. Это позволяет удалять це-

лую вырезанную из кочана кочерыжку и использовать ее для дальнейшей переработки, то есть обеспечивает безотходность производства.

Установленный над щелевой прорезью конический козырек позволяет направлять вырезанную и удаленную кочерыжку наружу из трубки в приемный кольцевой бункер, что позволяет использовать целую кочерыжку в дальнейшем производстве и безотходность производства.

По данному приспособлению создан рабочий образец, показывающий его полную работоспособность, а также подана заявка на полезную модель РФ [5]. Фотографии рабочего образца в действии представлены на рис. 3 и 4.



Рис. 3. Приспособление в действии



Рис. 4. Вырезанная кочерыжка

Существует также модификация данного приспособления, позволяющая делать в кочане глухое отверстие, при этом уменьшается затрачиваемая мощность и увеличивается безотходность производства посредством выполнения сверла в виде жестко закрепленной цилиндрической пружины, расположенной между нижним торцом с режущими зубьями и торцом сверла в верхней части, что позволяет сделать глухое отверстие в кочане, то есть вырезать только кочерыжку, и дает возможность использования целой кочерыжки для дальнейшей переработки.

Аналогами данного приспособления являются следующие сверла: кольцевое сверло [6], сверло для кольцевого сверления [7].

Наиболее близким техническим решением к предлагаемой нами конструкции является при-

способление для удаления кочерыжек капусты, устройство и принцип которого описан выше.

Модифицированное сверло представлено на рис. 5.

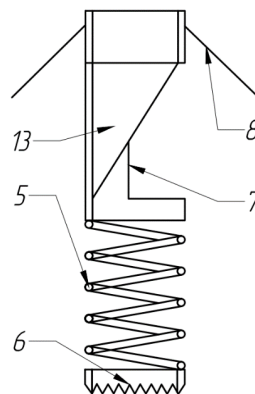


Рис. 5. Модифицированное сверло

Расположение между нижним торцом с режущими зубьями и торцом сверла в верхней части осесимметрично жестко закрепленной цилиндрической пружины позволяет при совершении обратного хода сверлильной головки зажать кочерыжку в сверле и выкрутить ее из кочана, за счет уменьшения ее диаметра вследствие растягивания, а также уменьшить усилие вхождения сверла в кочан за счет упругих свойств цилиндрической пружины и ее осевой вибрации при вращении.

Приспособление состоит из несущей конструкции 1, головки 2, установленной в верхней части 3 несущей конструкции 1 и представляющей собой вал с патроном для закрепления сверла 4. Сверло 4 выполнено в виде жестко закрепленной цилиндрической пружины 5 между нижним торцом с режущими зубьями 6 и торцом сверла в верхней части с щелевой прорезью 7, выполненной на боковой поверхности в верхней части сверла 4. Над щелевой прорезью 7 расположено предохранительное прикрытие, представляющее собой конический зонтик 8. В нижней части несущей конструкции 1 находится стол 9 для закрепления кочана 10 в зажимных тисках 11, а на его периферии установлен кольцевой бункер для сбора кочерыжек 12. Внутри сверла 4 напротив щелевой прорези 7 жестко закреплен стержень 13 с диагональным срезом и длиной, равной длине щелевой прорези 7, и установленный напротив этой щелевой прорези 7. Вал головки 2 соединен с двигателем 14.

Модифицированное приспособление для удаления кочерыжек капусты работает подобно вышеописанному приспособлению следующим образом (см. рис. 1).

Кочан капусты 10 фиксируют в зажимных тисках 11 и центрируют кочерыжку 10 соосно со сверлом 4, которое закреплено в патроне головки 2. Включают двигатель 14, который приводит во вращение вал с патроном головки 2 и сверлом 4. Затем опускают сверло 4 на кочан капусты 10, высверливают кочерыжку зубьями 6,

которая попадает во внутреннюю часть жестко закрепленной цилиндрической пружины 5 сверла 4 (см. рис. 5) и стопорится ею при совершении обратного хода сверлильной головки, за счет уменьшения ее диаметра вследствие растягивания, после чего происходит выкручивание ее из кочана. Потом сверло 4 поднимают, удаляют кочан капусты 10 с высверленной кочерыжкой и на ее место устанавливают новый кочан капусты 10. Повторяют операцию высверливания кочерыжки из этого кочана. Новая кочерыжка выдавливает при высверливании ранее высверленную кочерыжку вверх и она поступает на стержень 13 с диагональным срезом, отклоняется им в сторону и затем вся кочерыжка отбрасывается под углом в приемный кольцевой бункер 12, при этом конический зонтик 8 препятствует центробежной силе отбросить кочерыжку в сторону.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Оборудование для обрезки сырья [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://mppnik.ru/publ/808-oborudovanie-dlya-obrezki-syrya.html>.
2. Шинковка Ш-50 [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://shinkovka.com/shinkovka50>.
3. Установка для высверливания кочерыжек из капусты ВОС-219 [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://www.zavpo.ru/production/equipment/vegetables/kocheryga>.
4. Приспособление для удаления и размельчения кочерыжек капусты, модель HWG-01 (опция к машине для шинковки капусты SZ-02) [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа : <http://besteq.ru/catalog/product/680/Prisposoblenie-dlya-udaleniya-i-razmelcheniya-kocherigek-kapusti-model-HWG-01-optsiya-k-mashine-dlya-shinkovki-kapusti-SZ-02-Polsha>.
5. П. м. 166433 Российская Федерация, МПК А23N15/00. Приспособление для удаления кочерыжек капусты / А. Б. Голованчиков, М. Д. Романенко, Д. И. Романенко, В. В. Шишлянников, В. Н. Карев; ВолгГТУ. – 2016.
6. А. с. 1468678 СССР, МПК В 23 В 51/04. Кольцевое сверло [текст] / Юнусов Д. А. (СССР). – 4114730/25-08 ; заявл. 08.09.86 ; опубл. 30.03.89, Бюл. 12. – 2 с.
7. Сверло : пат. 2070846 Российская федерация : МПК В 23 В 51/04 / Ю. В. Холмогорцев, И. А. Кузнецов ; заявитель и патентообладатель Акционерное общество "Уралтрак". – № 93014125/08 ; заявл. 18.03.93 ; опубл. 27.12.96.

Редактор
В. В. Свитачева

Компьютерная верстка:
Е. В. Макарова

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-64543 от 22 января 2016 г.
Федеральной службы по надзору в сфере связи, информационных технологий
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор)

Адрес редакции и издателя: 400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28.
Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)
Телефон: гл. редактор – (8442) 23-00-76
E-mail: rector@vstu.ru

Темплан 2017 г. Поз. № 23ж. Подписано в печать 07.04.2017 г. Формат 60 x 84 1/8.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл.-печ. л. 9,3. Уч.-изд. л. 8,47. Тираж 100 экз. Заказ №
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены РИО ИУНЛ ВолгГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.
Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ
400005, г. Волгоград, пр. В. И. Ленина, 28, корп. 7.