

На правах рукописи



Дюзер Владимир Яковлевич

**ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧЕЙ**

05.17.08 – Процессы и аппараты химических технологий

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 2009

Работа выполнена на кафедре «Оборудование и автоматизация силикатных производств» ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (г. Екатеринбург)

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки РФ
доктор технических наук, профессор
Дорохов Игорь Николаевич

доктор технических наук, профессор
Маневич Вадим Ефимович

доктор технических наук, профессор
Вердиян Мэлс Аспандарович

Ведущая организация: ГОУ ВПО «Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова»

Защита состоится 11 марта 2010 г., в 11 часов на заседании диссертационного совета Д 212.204.03 в ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева» (125047, Москва, Миусская пл., д. 9) в ауд. 443.

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-библиотечном центре РХТУ им. Д.И. Менделеева.

Автореферат разослан 7 декабря 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.204.03,
кандидат технических наук, доцент



Женса А.В.

2010A
6735

3

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Стекольная промышленность является энергоемкой отраслью народного хозяйства. На производство 7,5 млн. тонн стекла в год расходуется около 8 % топлива от общего потребления в промышленности. В США, Англии, Германии и ряде других стран расход тепла на варку стекла составляет 4,5 – 5,0 МДж/кг, что в 1,5 – 2 раза ниже отечественных показателей. Значительное различие отмечается в удельной производительности печей. За рубежом она равна 2,5 – 3, на наших заводах не превышает 2 т/(м²·сут). Достижение мирового уровня технической эффективности в производстве стекла – приоритетная задача стекольной промышленности страны.

Тепловая экономичность и производительность промышленного стекловарения в значительной степени зависят от организации тепловой работы печей. В условиях достигнутых предельных температур эксплуатации огнеупорной кладки (1580 – 1600 °С) интенсификация варки стекла становится возможной при оптимизации внешнего теплообмена и рациональном использовании тепловой энергии в варочном бассейне печи. Поэтому определение теплофизических основ разработки энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей, на основе результатов математического моделирования закономерностей внешнего и внутреннего теплопереноса, является актуальной темой исследования, имеющей важное народнохозяйственное значение.

Научная новизна:

- установлены и математически формализованы закономерности теплопереноса, определяющие условия оптимизации теплогенерации и рационального использования энергии при высокопроизводительной варке стекла;
- усовершенствована методология разработки энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей, использующая теоретически обоснованные граничные условия расчета и конструирования, а также математическое моделирование процессов теплообмена и гидродинамики;



- разработана математическая модель тепловой работы стекловаренных печей, представленная системой сопряженных математических моделей внешнего и внутреннего тепломассопереноса, адекватных современным представлениям о теплофизических процессах промышленного стекловарения и результатам их экспериментального исследования;

- разработаны численные модели внешней и внутренней задач теплообмена и гидродинамики, учитывающие закономерности организации факела в трехмерном рабочем пространстве, эндотермический характер непрерывного технологического процесса, а также граничные условия естественной и вынужденной конвекции расплава в реальной геометрии варочного бассейна печи.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбрана высокопроизводительная [$P_{yd} > 2,5 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$] регенеративная пламенная стекловаренная печь с подковообразным направлением пламени.

Методы исследования. Использовано математическое моделирование, а также методы численного решения краевых задач и статистической обработки полученных данных – резольвентный зональный и зонально-узловой методы, методы статистических испытаний и контрольного объема, итерационный метод Ньютона, а также пакеты прикладных программ Maple, MathCAD. Граничные условия моделирования определены по результатам физического моделирования, экспериментальных исследований и опытно-конструкторских работ.

Личный вклад автора. Автору принадлежит: обоснование цели и задач работы, выбор методов исследования, научные результаты (анализ, обобщение и выводы), прикладные результаты и их внедрение в промышленность.

Цель и задачи работы. Цель работы – разработка энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей на основе математического моделирования внешнего и внутреннего тепломассопереноса в стекловарении.

Реализация цели предусматривает решение следующих задач:

- разработку математической модели тепловой работы стекловаренных печей и дискретных аналогов задач тепломассопереноса в стекловарении;

- разработку методологии адаптации системы сопряженных математических моделей внешней и внутренней задач тепломассопереноса;
- математическое моделирование сложного теплообмена в рабочем пространстве печи и определение оптимальных условий организации факела;
- математическое моделирование внутреннего теплообмена и гидродинамики в варочном бассейне печи, определение рациональной структуры конвекционных потоков и способов ее формирования;
- математическая формализация влияния конструкции варочного бассейна на параметры гидродинамики и внутреннего теплообмена;
- совершенствование методологии разработки энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей на основе установленных закономерностей внешнего и внутреннего тепломассопереноса.

Научные положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся:

- математическая модель тепловой работы стекловаренной печи, представленная системой сопряженных моделей внешнего и внутреннего тепломассопереноса, формализованная обобщенными дифференциальными уравнениями сохранения (массы, импульса, энергии и энтропии), отражающими совокупность теплофизических процессов стекловарения, развивающихся в термодинамически открытой системе;
- численная модель внешней задачи тепломассопереноса, формализованная системой зональных нелинейных алгебраических уравнений теплового баланса и теплопередачи, учитывающих закономерности организации факела в трехмерном рабочем пространстве и стоки тепла, обусловленные стеклообразованием, нагревом расплава и потерями через кладку печи;
- численная модель гидродинамики и внутреннего теплообмена, учитывающая граничные условия свободной и вынужденной конвекции, температурную зависимость свойств стекла и реальную геометрию варочного бассейна;

- методология адаптации математической модели тепловой работы стекловаренных печей, представленная совокупностью стадий, для каждой из которых определены условия реализации, основанные на промышленном эксперименте, физическом моделировании и конструировании прототипа;

- оптимальные параметры организации факела в стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени, основанные на установленных закономерностях внешнего и внутреннего тепломассопереноса;

- рациональная структура конвекционных потоков в варочном бассейне и математическая формализация взаимосвязи его конструкции с параметрами гидродинамики и внутреннего теплообмена;

- усовершенствованная методология проектирования, а также научно обоснованные методики расчета и конструирования энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей.

Достоверность научных положений обусловлена:

- корректностью математической формализации тепловой работы печи и обоснованным заданием граничных условий моделирования;

- корректностью процедуры адаптации численной модели и ее адекватностью прототипу, характеристики которого соответствуют мировому уровню технической эффективности промышленного стекловарения;

- применением современных, практически отработанных методов численного моделирования и обработки полученных данных;

- соответствием результатов исследования теоретическим и прикладным аспектам тепловой работы стекловаренных печей.

Практическая ценность результатов заключается в их использовании при разработке усовершенствованной методологии проектирования, а также методик расчета теплового баланса, конструирования варочного бассейна и печных ограждений энергоэффективных стекловаренных печей. Результаты работы реализованы автором в проектах печей № 1 и 2 ЗАО «Орехово – Зуевская стекольная компания», на которых, без применения дополнительного электро-

подогрева, получен удельный съем стекломассы $2,57 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$ и удельный расход теплоты на стекловарение $4,508 \text{ МДж}/\text{кг}$. При реконструкции печи № 2 на государственном предприятии FABRICA DE STICLĂ DIN CHIȘINĂU (Республика Молдова) удельный съем стекломассы увеличен с 1,62 до $2,5 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$, а удельный расход теплоты снижен с 8,129 до $4,788 \text{ МДж}/\text{кг}$. Расчетный экономический эффект от экономии топлива составляет 1,27 млн. долларов США в год. По заключению Национального Объединенного Совета предприятий стекольной промышленности «СтеклоСоюз» экономический эффект от реализации результатов диссертационной работы в отрасли составит 707,5 млн. руб. в год.

Апробация результатов. Результаты диссертационной работы представлены: на XXXIV и XXXV Уральских семинарах по механике и процессам управления (Миасс, 2004, 2005), Всероссийской конференции «Содействие повышению энергоэффективности и снижению выбросов парниковых газов в стекольной отрасли России» (Москва, 2006), Международных научно-технических конференциях «Состояние и перспективы развития энерготехнологии» (Иваново, 2005, 2007), XXV – XXVII Российских школах по проблемам науки и технологий (Миасс, 2005, 2006, 2007), I – III Международных конгрессах «Пече – трубостроение: тепловые режимы, конструкции, автоматизация и экология» (Москва, 2004, 2006, 2008).

Список публикаций. По материалам диссертации опубликовано 49 работ, в т.ч. монография и 24 работы в изданиях, рекомендовавших ВАК РФ.

Структура и объем диссертации. Работа изложена на 352 страницах, иллюстрирована 69 рисунками и 16 таблицами. Диссертация состоит из введения, семи глав, включая литературный обзор, заключения и трех приложений. Список литературы содержит 350 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика и краткое изложение диссертационной работы.

В первой главе выполнен аналитический обзор работ, посвященных способам интенсификации и методам расчета тепловой работы стекловаренных печей, представленных трудами М.Г. Степаненко, Н.А. Захарикова, Д.Б. Гинзбурга, Ф.Г. Солинова, К.А. Пчелякова, А.А. Соколова, Н.А. Панковой, В.Г. Лисиенко, Р. Висканта и других ученых. В рассмотренных работах в основном исследуется тепловая работа печей с низким удельным съемом стекломассы [$P_{\text{уд}} = 1,5 - 2 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$]. Тем не менее, их анализ позволил выявить проблемные вопросы энергоэффективности и производительности промышленного стекловарения, определить цель и задачи работы, а также методы исследования.

Во второй главе приведена математическая модель тепловой работы стекловаренной печи и численная модель внешней задачи теплообмена. Физическая модель печи (рис. 1) представлена в виде зон технологического процесса (ЗТП) и генерации тепла (ЗГТ), разделенных поверхностью стекломассы (F) и огражденных от окружающей среды кладкой (K). При этом ЗТП считается основной, а ЗГТ – вспомогательной, предназначенной для создания определенных энергетических условий в варочном бассейне. Исходя из вышеизложенного, тепловая работа печи формализуется системой моделей внешнего и внутреннего теплопереноса, сопряжение которых обеспечивается заданием граничных условий на поверхности ванны. Для внешней задачи – это условия II рода, для внутренней – I рода, определяемые решением внешней задачи.



Рис. 1. Физическая модель стекловаренной печи

Математическое описание тепловой работы представлено обобщенными дифференциальными уравнениями сохранения, учитывающими совокупность

процессов стекловарения, развивающихся в термодинамически открытой системе и функциональную связь между ними, проявляющуюся через перекрёстные эффекты. При $k = 1, 2, \dots, N-1$ (где N – число компонентов газовой смеси) уравнения для диффузии (1), переноса импульса (2) и энергии (3) имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho m_k) + \operatorname{div}(\rho v m_k) = \operatorname{div} \left[\rho D \left(\operatorname{grad} m_k + \frac{\delta_p}{p} \operatorname{grad} p + \frac{k_T}{T} \operatorname{grad} T \right) \right] + M_k \sum_{r=1}^R v_{kr} w_r; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho v) + \operatorname{div}(\rho v v) = \operatorname{div}(\mu_{\text{эф}} \operatorname{grad} v) - \operatorname{grad} p + \frac{1}{3} \operatorname{grad}(\mu_{\text{эф}} \operatorname{div} v) + \rho g; \quad (2)$$

$$c_p \left[\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho T) + \operatorname{div}(\rho v T) \right] = \operatorname{div} \left[q_R + \lambda \operatorname{grad} T + \rho D \sum_{k=1}^N Q_k^* \operatorname{grad} m_k + \frac{1}{\rho V^2} \left(\sum_{k=1}^{N-1} Q_k^* D_{pk} M_k M_{k+1} \right) \operatorname{grad} p \right] - \sum_{r=1}^R \sum_{k=1}^N v_{kr} H_k w_r - \frac{T}{V} \left(\frac{dV}{dT} \right)_p \frac{dp}{d\tau} - \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 p_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial z_j} - \sum_{k=1}^N c_{pk} \mathbf{J}_k^* \operatorname{grad} T - \sum_{k=1}^N \frac{1}{M_k} \mathbf{J}_k^* (\operatorname{grad} H_k)_{T,p} + \sum_{k=1}^N \mathbf{J}_k^* \mathbf{K}_k^*. \quad (3)$$

Выражения (1) – (3) не исчерпывают математическую модель тепловой работы печи. Они должны быть дополнены уравнениями, конкретизирующими объект моделирования (краевые условия, геометрия печи и др.).

Численная схема внешней задачи получена для условия, что газ движется стационарно, а распределение массовой скорости в объёме описывается известной функцией $\rho v(N)$, где N – точка газового объёма. Особенностью формализации сложного теплообмена в рабочем пространстве печи, характеризуемого зональными температурами T_i и результирующими тепловыми потоками \tilde{Q}_i , является нелинейность уравнений относительно температур зон II рода. При выводе расчетных уравнений соотношения радиационного теплообмена дополнены связями, выражающими зависимость конвективного теплового потока для зон i от T_i и температуры смежных зон. При сохранении общего вида уравне-

ний резольвентного зонального метода для радиационных задач и замене в них потоков результирующего излучения Q_i^p на $\tilde{Q}_i - Q_i^*$ была получена система выражений, удобная для численного решения итерационным методом Ньютона:

– для зон I рода

$$\tilde{Q}_i = \sum_k (A_k T_k^4 + g_k T_k) + g_i^0, \text{ при } i = 1, \dots, l_1; \quad (4)$$

– для зон II рода

$$\sum_{k=l_1+1}^l (A_k T_k^4 + g_k T_k) + z_i + g_i^0 - \tilde{Q}_i = 0, \text{ при } i = l_1 + 1, \dots, l, \quad (5)$$

где $z_i = \sum_{k=1}^{l_1} (A_k T_k^4 + g_k T_k)$ – сумма первых l_1 слагаемых в выражениях

$\sum_k (A_k T_k^4 + g_k T_k)$; g_i^0 – сумма слагаемых, не зависящих от зональных температур; $l = l_1 + l_2$ – общее число зон; l_1, l_2 – число зон I и II рода соответственно.

Слагаемые z_i – часть результирующего теплового потока i -й зоны, полученная в результате взаимодействия с зонами I рода. Величина z_i определяется заданными температурами зон I рода и может быть вычислена заранее.

Расчет тепловыделений в конфигурах движения факела выполнен по инженерной модели процесса горения, в которой газ и окислитель являются простыми реагентами, соединяющимися в стехиометрическом соотношении. Под концентрацией горючего подразумевается средняя концентрация всех горючих компонентов, приведённая к одной теплоте сгорания, под окислителем – кислородно-воздушная смесь с условной весовой концентрацией. Конвективный перенос и диффузия горючего и окислителя вычисляются из уравнений сохранения. Реакция горения считается одноступенчатой. Пульсации температур и концентраций, а также эффективные теплофизические характеристики газовой фазы определяются на основе $E_\tau - \varepsilon$ модели турбулентности, полученной путем сращивания известных моделей, работающих вдали и вблизи стенки.

В третьей главе приведена математическая модель внутренней задачи

теплопереноса и ее численное решение. Приняты стационарный режим работы печи и двумерная постановка задачи. Используются переменные «завихренность – функция тока» и граничные условия по высоте протока y_2 , температуре T_0 и средней скорости стекла в протоке V_0 . Для общности решения введены безразмерные переменные: $\tilde{\rho} = \rho/\rho_0$; $\tilde{\mu}_{\text{ж}} = \mu_{\text{ж}}/\mu_0$; $\tilde{\theta} = T/T_0$; $X = x/y_2$; $Y = y/y_2$; $U = u/V_0$; $V = v/V_0$; $\tilde{p} = p/p_0$; $\tilde{\varphi} = \psi/\rho_0 V_0 y_2$; $\tilde{\omega} = \omega y_2/V_0$; $\tilde{\lambda}_{\text{ж}} = \lambda_{\text{ж}}/V_0$; $\tilde{q} = \sqrt{u^2 + v^2}/V_0$. В результате получены уравнения для завихренности потока (6), функции тока (7), переноса завихренности (8) и энергии (9):

$$\tilde{\omega} = \frac{\partial U}{\partial Y} - \frac{\partial V}{\partial X}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{1}{\tilde{\rho}} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{1}{\tilde{\rho}} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial Y} \right) = \tilde{\omega}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\tilde{\omega} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial Y} \right) - \frac{\partial}{\partial Y} \left(\tilde{\omega} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial X} \right) = \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_{\text{ж}} \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_{\text{ж}} \frac{\partial \tilde{\omega}}{\partial Y} \right) \right] - \frac{1}{\text{Fr}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial X} + \tilde{R}_{\omega}, \quad (8)$$

$$\text{где } \tilde{R}_{\omega} = \frac{1}{2} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial X} \frac{\partial \tilde{q}^2}{\partial Y} - \frac{1}{2} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial Y} \frac{\partial \tilde{q}^2}{\partial X} - \tilde{\rho} \tilde{\omega} \text{div} V +$$

$$+ \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial \mu_{\text{ж}}}{\partial Y} \nabla^2 U - \frac{\partial \mu_{\text{ж}}}{\partial X} \nabla^2 V + \frac{\partial^2 \mu_{\text{ж}}}{\partial X \partial Y} \left(\frac{\partial U}{\partial X} - \frac{\partial V}{\partial Y} \right) - \frac{\partial^2 \mu_{\text{ж}}}{\partial X^2} \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial^2 \mu_{\text{ж}}}{\partial Y^2} \frac{\partial U}{\partial Y} \right];$$

$$\tilde{c}_p \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\tilde{T} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial Y} \right) - \frac{\partial}{\partial Y} \left(\tilde{T} \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial X} \right) \right] = \frac{1}{\text{Pe}} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(\tilde{\lambda}_{\text{ж}} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\tilde{\lambda}_{\text{ж}} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial Y} \right) \right]; \quad (9)$$

$$\text{где } \text{Re} = \frac{\rho_0 V_0 y_2}{\mu_0}; \quad \text{Pe} = \frac{V_0 y_2}{\alpha_0} = \text{RePr}; \quad \text{Pr} = \frac{v_0}{\alpha_0}; \quad \text{Fr} = \frac{V_0^2}{g y_2}; \quad \alpha_0 = \frac{\lambda_0}{c_{p0} \rho_0}; \quad v_0 = \frac{\mu_0}{\rho_0}.$$

При построении численного метода расчета внутренней задачи использован метод контрольного объема, ориентированный на неравномерную сетку (рис. 2). Допущено, что на гранях объема (залитая область шаблона) средние скорости расплава соответствуют их значениям в точках e , w , n и s . Ввиду малости контрольного объема средним для $\tilde{\omega}$ будет ее значение в полюсе P .

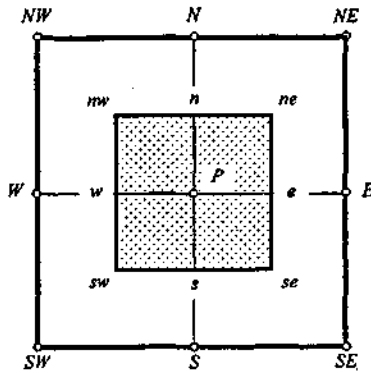


Рис. 2. Шаблон конечно-разностной сетки

Дискретный аналог уравнения для функции тока имеет вид

$$B_P \psi_P = B_E \psi_E + B_W \psi_W + B_N \psi_N + B_S \psi_S - D_{v,P} \tilde{\omega}_P, \quad (10)$$

где

$$B_E \equiv \frac{1}{\tilde{\rho}_E + \tilde{\rho}_P} \frac{Y_N - Y_S}{X_E - X_P}; \quad B_W \equiv \frac{1}{\tilde{\rho}_P + \tilde{\rho}_W} \frac{Y_N - Y_S}{X_P - X_W};$$

$$B_N \equiv \frac{1}{\tilde{\rho}_N + \tilde{\rho}_P} \frac{Y_E - Y_W}{X_N - X_P}; \quad B_S \equiv \frac{1}{\tilde{\rho}_P + \tilde{\rho}_S} \frac{Y_E - Y_W}{X_P - X_S};$$

$$B_P = B_E + B_W + B_N + B_S; \quad D_{v,P} = \frac{1}{4} (X_E - X_W)(Y_N - Y_S)$$

Дискретный аналог уравнения переноса завихренности дан выражением

$$\tilde{\omega}_P = C_{\omega,E} \tilde{\omega}_E + C_{\omega,W} \tilde{\omega}_W + C_{\omega,N} \tilde{\omega}_N + C_{\omega,S} \tilde{\omega}_S + D_{\omega}, \quad (11)$$

где

$$C_{\omega,E} \equiv [A(\text{Re}_e) B_{\omega,E} + A_{\omega,E}] / \sum_{AB}; \quad C_{\omega,W} \equiv [A(\text{Re}_w) B_{\omega,W} + A_{\omega,W}] / \sum_{AB};$$

$$C_{\omega,N} \equiv [A(\text{Re}_n) B_{\omega,N} + A_{\omega,N}] / \sum_{AB}; \quad C_{\omega,S} \equiv [A(\text{Re}_s) B_{\omega,S} + A_{\omega,S}] / \sum_{AB};$$

$$\sum_{AB} \equiv A_{\omega,E} + A_{\omega,W} + A_{\omega,N} + A_{\omega,S} + A(\text{Re}_e) B_{\omega,E} + A(\text{Re}_w) B_{\omega,W} + A(\text{Re}_n) B_{\omega,N} + A(\text{Re}_s) B_{\omega,S};$$

$$D_{\omega} \equiv \left[\frac{\tilde{\rho}_E - \tilde{\rho}_W}{4Eu} (Y_N - Y_S) - \tilde{R}_{\omega,P} V_P \right] / \sum_{AB}; \quad \text{Re}_e = (\tilde{\rho}U)_e (\delta X)_e / \tilde{\mu}_{\phi,e}; \quad (\delta X)_e = X_E - X_P;$$

$$(\delta X)_w = X_P - X_W; \quad (\delta X)_n = X_N - X_P; \quad (\delta X)_s = X_P - X_S; \quad \text{Re}_w = (\tilde{\rho}U)_w (\delta X)_w / \tilde{\mu}_{\phi,w};$$

$$\text{Re}_n = (\tilde{\rho}V)_n (\delta X)_n / \tilde{\mu}_{\phi,n}; \quad \text{Re}_s = (\tilde{\rho}V)_s (\delta X)_s / \tilde{\mu}_{\phi,s}; \quad (\delta X)_e = X_E - X_P; \quad [A, B] - \text{сим-}$$

вол, обозначающий выбор наибольшей величины из двух.

Дискретный аналог уравнения для температуры имеет вид:

$$\tilde{T}_p = C_{T,E} \tilde{T}_E + C_{T,W} \tilde{T}_W + C_{T,N} \tilde{T}_N + C_{T,S} \tilde{T}_S, \quad (12)$$

где

$$C_{T,E} \equiv [A(\text{Pe}_e)B_{T,E} + A_{T,E}] / \sum_{AB}; \quad C_{T,W} \equiv [A(\text{Pe}_w)B_{T,W} + A_{T,W}] / \sum_{AB};$$

$$C_{T,N} \equiv [A(\text{Pe}_n)B_{T,N} + A_{T,N}] / \sum_{AB}; \quad C_{T,S} \equiv [A(\text{Pe}_s)B_{T,S} + A_{T,S}] / \sum_{AB};$$

$$\sum_{AB} \equiv A_{T,E} + A_{T,W} + A_{T,N} + A_{T,S} + A(\text{Pe}_e)B_{T,E} + A(\text{Pe}_w)B_{T,W} + A(\text{Pe}_n)B_{T,N} + A(\text{Pe}_s)B_{T,S};$$

$$A_{T,E} \equiv \frac{C_{P,P}}{8} [(\varphi_{S,E} + \varphi_S - \varphi_{N,E} - \varphi_N) + |\varphi_{S,E} + \varphi_S - \varphi_{N,E} - \varphi_N|];$$

$$A_{T,W} \equiv \frac{C_{P,P}}{8} [(\tilde{\varphi}_{N,W} + \tilde{\varphi}_N - \tilde{\varphi}_{S,W} - \tilde{\varphi}_S) + |\tilde{\varphi}_{N,W} + \tilde{\varphi}_N - \tilde{\varphi}_{S,W} - \tilde{\varphi}_S|];$$

$$A_{T,N} \equiv \frac{C_{P,P}}{8} [(\tilde{\varphi}_{N,E} + \tilde{\varphi}_E - \tilde{\varphi}_{N,W} - \tilde{\varphi}_W) + |\tilde{\varphi}_{N,E} + \tilde{\varphi}_E - \tilde{\varphi}_{N,W} - \tilde{\varphi}_W|];$$

$$A_{T,S} \equiv \frac{C_{P,P}}{8} [(\varphi_{S,W} + \varphi_W - \varphi_{S,E} - \varphi_E) + |\varphi_{S,W} + \varphi_W - \varphi_{S,E} - \varphi_E|];$$

$$B_{T,E} \equiv \frac{\tilde{\lambda}_{\varphi,E} + \tilde{\lambda}_{\varphi,P}}{4\text{Pe}} \frac{Y_N - Y_S}{X_E - X_P}; \quad B_{T,W} \equiv \frac{\tilde{\lambda}_{\varphi,P} + \tilde{\lambda}_{\varphi,W}}{4\text{Pe}} \frac{Y_N - Y_S}{X_P - X_W};$$

$$B_{T,N} \equiv \frac{\tilde{\lambda}_{\varphi,N} + \tilde{\lambda}_{\varphi,P}}{4\text{Pe}} \frac{Y_E - Y_W}{X_N - X_P}; \quad B_{T,S} \equiv \frac{\tilde{\lambda}_{\varphi,P} + \tilde{\lambda}_{\varphi,S}}{4\text{Pe}} \frac{Y_E - Y_W}{X_P - X_S};$$

$$\text{Pe}_e = (\tilde{\rho}U)_e(\delta X)_e / \tilde{\lambda}_{\varphi,e}; \quad \text{Pe}_w = (\tilde{\rho}U)_w(\delta X)_w / \tilde{\lambda}_{\varphi,w}; \quad \text{Pe}_n = (\tilde{\rho}V)_n(\delta X)_n / \tilde{\lambda}_{\varphi,n};$$

$$\text{Pe}_s = (\tilde{\rho}V)_s(\delta X)_s / \tilde{\lambda}_{\varphi,s}; \quad A(\text{Pe}) = \left[0, (1 - 0,1\text{Pe})^2 \right].$$

Дискретный аналог дифференциальных уравнений дополнен алгебраическими соотношениями, аппроксимирующими граничные условия в граничных точках геометрии ванны (рис. 3). Граничные условия по функции тока $\tilde{\psi} = \psi / (\rho_0 V_0 y_2)$ определены на контуре $BAEDGHK$ ($\varphi = 0$) и линии IJ ($\varphi = 1,0$). В сечении JK распределение функции тока задано профилем скорости расплава. У стенки $\tilde{\psi}$ изменяется по кубическому, а $\tilde{\omega}$ — по линейному закону.

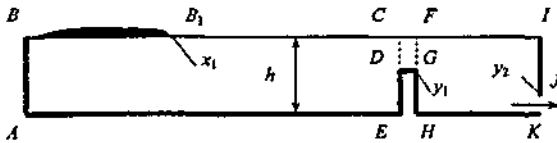


Рис. 3. Схема области движения стекломассы

Температура поверхности стекломассы задана непрерывной функцией, аппроксимирующей зональные данные, полученные из решения внешней задачи. На границах AB , AE , IJ и HK ставятся граничные условия III рода.

Исходя из баланса массы в варочном бассейне, динамика поступления расплава в ванну может быть выражена через профиль вертикальной компоненты v скорости в сечении BB_1 (см. рис. 3):

$$V(X) = -6 \frac{Y_2}{X_1} \left[\frac{X}{X_1} - \left(\frac{X}{X_1} \right)^2 \right], \quad (13)$$

где $V = v_i V_0$; $X = x_i L_n$; $Y = y_i L_n$; $Y_2 = y_2 L_n$; $X_1 = x_1 L_n$; L_n — длина ванны.

Температурная зависимость удельной теплоемкости расплава задана формулой Шарпа и Гинтера. Для плотности, динамической вязкости и эффективной теплопроводности стекла марки ЗТ-1 получены новые уравнения:

$$\rho_{ст} = 1014,3 + 0,578t + \frac{9,4 \cdot 10^8}{t^2}; \quad (14)$$

$$\lg \mu_{ст} = -2,962916 + \frac{4815,335}{t - 230,8457}; \quad (15)$$

$$\lambda_{эф} = 1,0908 - 0,5 \cdot 10^{-3} t + 6 \cdot 10^{-6} t^2. \quad (16)$$

В четвертой главе изложена методология адаптации математической модели тепловой работы печи. Процедура адаптации модели включает: алгоритм расчета и информационную базу граничных условий; выбор прототипа, параметров адаптации и оценки адекватности модели; методику аппроксимации результатов зонального расчета непрерывными функциями, методики анализа и визуализации результатов моделирования. Для адаптации модели и

оценки ее адекватности использованы результаты моделирования аэродинамики факела, экспериментальных исследований на печи № 1 ЗАО «ОЗСК» и конструирования прототипа: $P_n = 300$ т/сут ($V_0 = 3,47$ кг/с) и $BQ_n^p = 16,867$ МВт.

Для отображения контуров движения и горения факела геометрическая модель рабочего пространства печи (рис. 4, а); представлена в виде 75 объемных и 110 поверхностных зон с координатами: $x_0, x_1, \dots, x_5 = 0, 2,043, 4,086, 7,264, 10,442$ и $13,62$ м; $y_0, y_1, \dots, y_5 = 0, 1,15, 3,35, 5,15, 7,35$ и $8,50$ м и $z_0, z_1, \dots, z_3 = 0, 0,85, 1,70$ и $2,55$ м.

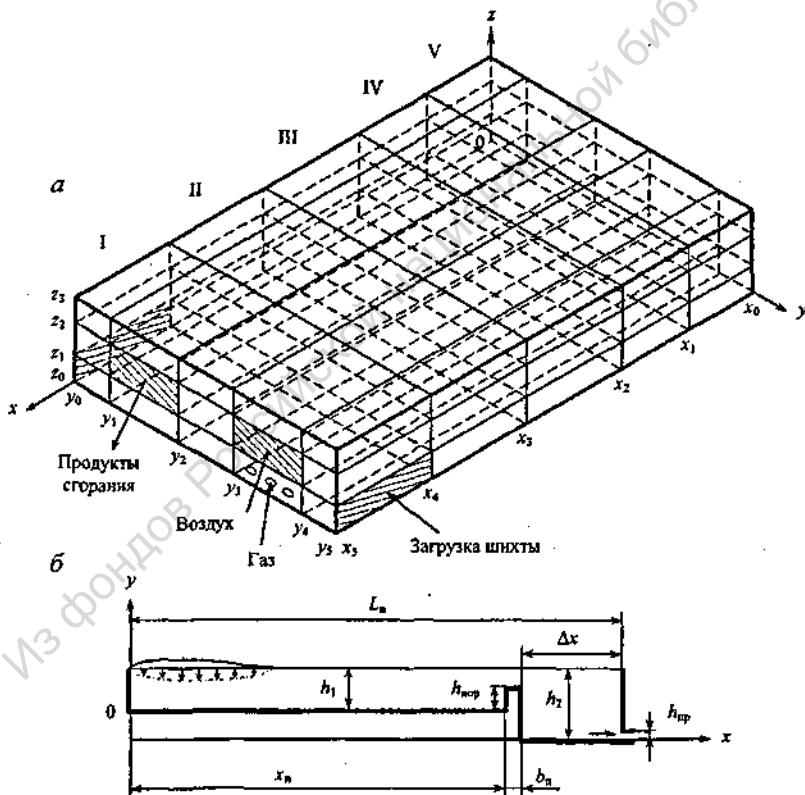


Рис. 4. Аппроксимированная геометрическая модель рабочего пространства (а) и варочного бассейна (б) стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени: I – V – расчетные участки

Двумерная геометрическая модель ванны характеризуется размерами (рис. 4, б): $L_n = 13,62$, $h_1 = h_2 = 1,3$, $h_{нсп} = 0,8$, $h_{сп} = 0,3$, $x_n = 9,2$, $\Delta x = 4,02$ и $b_n = 0,4$ м. Для 14 контуров движения газов, соответствующих длине $l_\phi = L_n$ и углу атаки факела $\varphi_\phi = 14^\circ$, рассчитаны доли выгорания топлива, включая их распределение по объемным зонам (доли от долей). Коэффициенты конвективной теплоотдачи заданы равными: на поверхности ванны (I – V) – 25,8, 26,0, 22,0, 18,1 и 16,4, на кладке – 8,0 Вт/(м²·К).

К поверхностям I рода отнесены влеты горелок на воздушной и отводящей стороне печи, а также арки загрузочных карманов (на рис. 4, а они заштрихованы). Для них заданы температуры: 1350, 1500 и 1300 °С соответственно. Для поверхностей III рода (боковые стены и свод печи) устанавливается средний коэффициент теплопередачи $\bar{K} = 4,65036$ и 1,29986 Вт/(м²·К) соответственно. Уравнение (5) применительно к футеровке печи преобразуется к виду:

$$\sum_k (A_k T_k^4 + g_k T_k) - g_n T_i + A_n T_i^4 - \bar{K}_i F_i (T_i - T_{cp}) + z_i = 0, \text{ при } i = n_1 + 1, \dots, m. \quad (17)$$

Уравнения для поверхностных зон стекломассы с граничными условиями II рода остаются практически без изменений:

$$\sum_k (A_k T_k^4 + g_k T_k) - g_n T_i + a_n T_i^4 - Q_{cn} = 0, \text{ при } i = 1, \dots, n_1 \quad (18)$$

где Q_{cn} – стоки тепла равные $(Q_{1,1} + Q_{1,2})$ плюс потери тепла через стены и дно варочного бассейна, заданные через $\bar{K} = 3,57159$ и 1,02585 Вт/(м²·К).

Затраты тепла на стеклообразование ($Q_{1,1} = 3381,51$ кВт) распределены по расчетным участкам I – V в соотношении 50, 30, 15, 5 и 0 %. В пределах расчетного участка доли $Q_{1,i}$ и затраты тепла на нагрев расплава до $t_{cr} = 1500$ °С ($Q_{1,2} = 8233,912$ кВт), пропорциональны площади поверхностных зон ванны.

Для объемных газовых зон известна мощность тепловыделений за счёт сгорания топлива Q_i^v . Поэтому для этих зон заданными являются значения результирующих потоков $\tilde{Q}_i = -Q_i^v$, а определяемыми – температуры T_i . Таким

образом, объёмные газовые зоны являются зонами II рода, для которых

$$\sum_k (A_{ki} T_k^4 + g_{ki} T_k) - g_{ii} T_i + A_{ii} T_i^4 + g_i^0 + Q_i^v + z_i = 0, \text{ при } i = m+1, \dots, l \quad (19)$$

При решении уравнений (17) – (19) относительно температур T_1, \dots, T_b на каждой итерации выполняется расчёт степени черноты газовых зон, матриц угловых, обобщённых и разрешающих коэффициентов, а также коэффициентов радиационного и конвективного обмена. Критерий сходимости итераций – совпадение двух последовательных полей температуры с погрешностью 10^{-4} .

При адаптации модели температура подогрева воздуха t_a и средняя температура стекломассы на выходе из протока $\overline{t_{ст,н}}$ заданы экспериментальными зависимостями, полученными на печи № 1 ЗАО «ОЗСК»:

$$t_a = 959,09 + 1,7775 P_n - 0,0019 P_n^2; \quad (20)$$

$$\overline{t_{ст,н}} = 1410,3 - 0,2772 P_n + 0,0001 P_n^2. \quad (21)$$

Результаты численного решения внутренней задачи представлены распределением относительных линий тока, нормированных к величине V_0 , и температуры расплава в продольном сечении ванны. Граничные условия нагрева поверхности стекломассы заданы непрерывной функцией, полученной аппроксимацией зональных температур и приведенной к одномерному виду

$$\overline{t_{ст}}(x_1) = 1236,3 - 30,112 x_1 + 1274,6 x_1^2 - 613,08 x_1^3 - 539,06 x_1^4, \quad (22)$$

где $x_1 = x/L_n$.

Анализ показывает, что наиболее объективно адекватность модели промышленному образцу отражают зависимости удельного расхода теплоты на стекловарение (рис. 5) и максимальной температуры свода (рис. 6) от удельного съема стекломассы. Средняя погрешность расчета функций $q_{yn}(P_{yd})$ и $\overline{t_{св,н}}(P_{yd})$ составляет 1,64 и 0,4 % соответственно. Для заданного условиями моделирования удельного съема стекломассы $P_{yd} = 2,591 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$ погрешность расчета $q_{yn}(P_{yd})$ не превышает 0,5 %, что свидетельствует об эффективности адаптации

как системы сопряженных моделей тепломассопереноса, так и модели внешнего теплообмена и их пригодности для решения поставленных задач.

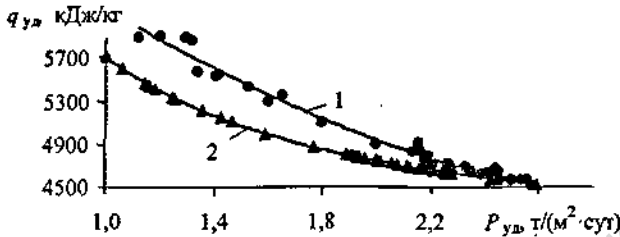


Рис. 5. Зависимость удельного расхода теплоты от удельного съема стекломассы: 1 – экспериментальные; 2 – расчетные данные

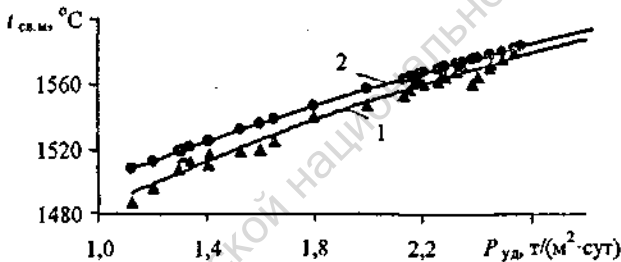


Рис. 6. Зависимость максимальной температуры свода от удельного съема стекломассы: 1 – экспериментальные; 2 – расчетные данные

В пятой главе приведены результаты численного моделирования теплообмена и гидродинамики в печи с подковообразным направлением пламени. Установлены закономерности внешнего теплообмена, обусловленные влиянием протяженности контура горения топлива. Их анализ приводит к выводу о том, что оптимальная длина факела равна длине варочного бассейна. Условию $l_{\phi} = L_n$ соответствует наибольшая эффективность теплообмена между факелом и поверхностью стекломассы. Для $l_{\phi}/L_n = 0,334, 0,662, 1,0, 1,216$ и $1,43$ разность средних по ширине печи максимальных температур сред ($\overline{t_{\max}}$) равна 232,8, 145,6, 65,7, 120,2 и 130,4 °C соответственно. При этом наблюдается наиболее равномерный нагрев поверхности стекломассы и свода, а также соответ-

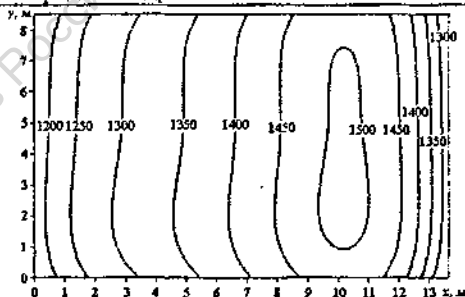
ствие температур $t_{\max(F)}$ условиям безопасной службы огнеупоров (табл. 1). Несмотря на асимметричный ввод топлива (см. рис. 4, а), оптимизация длины настильного факела, контуры движения которого заданы углом атаки 14° , обеспечивает относительно равномерный нагрев поверхности стекломассы по ширине ванны (рис. 7). Расположение максимума функции (22), определяется координатой $x_{\max} = 10$ м ($x_{\max} \approx 0,73L_n$), а горизонтальный градиент температуры в сторону загрузки и выработки равен 26,6 и 49,9 $^\circ\text{C}/\text{м}$ соответственно.

Таблица 1

Характеристика поля температуры стекломассы и свода*

| l_ϕ/L_n | Поверхность стекломассы | | | Поверхность свода | | |
|--------------|-------------------------|-------------|----------|-------------------|-------------|----------|
| | $t_{\max(F)}$ | \bar{t}_F | σ | $t_{\max(F)}$ | \bar{t}_F | σ |
| 0,334 | 1797,8 | 1230,6 | 245,7 | 2013,9 | 1375,4 | 212,2 |
| 0,662 | 1632,2 | 1362,9 | 148,1 | 1875,3 | 1440,8 | 137,9 |
| 1,000 | 1508,7 | 1379,7 | 92,3 | 1653,0 | 1484,5 | 77,9 |
| 1,216 | 1639,8 | 1426,9 | 174,4 | 1726,5 | 1526,5 | 111,3 |
| 1,430 | 1624,4 | 1362,9 | 205,7 | 1704,8 | 1514,2 | 122,6 |

*С учетом погрешности аппроксимации зональных данных непрерывной функцией 3 – 4 %.
 $t_{\max(F)}$, \bar{t}_F – максимальная локальная и среднеинтегральная температура поверхности, $^\circ\text{C}$; σ – средсквадратичное отклонение температуры, $^\circ\text{C}$.

Рис. 7. Поле температур поверхности стекломассы при $l_\phi/L_n = 1,0$

В общем случае работа стекловаренной печи характеризуется двумя состояниями варочного бассейна: отсутствием или наличием выработки стекломассы. При граничных условиях свободной конвекции ($V_0 = 0$), возникновение которой обусловлено неравномерным нагревом поверхности стекломассы, кар-

тина течения расплава в продольном сечении ванны представлена двухцикло-вой схемой конвекционных потоков с положением кельевого пункта в координате $x_{\text{мк}}$ (рис. 8). Распределение температуры соответствует закономерностям стационарной теплопроводности. Направленность вращения контуров циркуляции обеспечивает перераспределение тепла из высокотемпературной части бассейна в сторону загрузки шихты и к потоку. Высокая кратность циркуляции стекла в контуре сыпного цикла способствует повышению температуры поверхности ванны под шихтой. В результате, исходя из теплофизических особенностей нагрева и плавления куч шихты, реализуется один из основных факторов интенсификации реакций силикато- и стеклообразования. По сути, данные рис. 8 – визуализация “эталонной модели” гидродинамики стекловаренной печи.

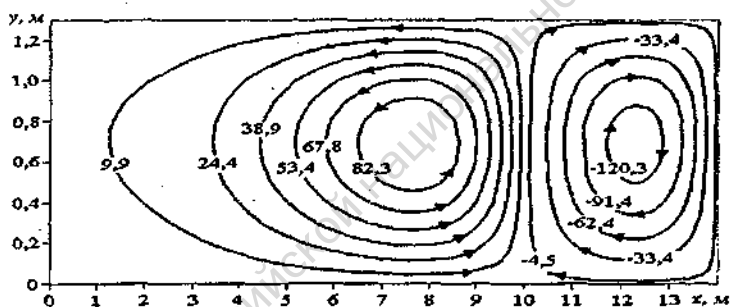


Рис. 8. Картина течения расплава в продольном сечении варочного бассейна при граничных условиях свободной конвекции и $l_{\phi}/L_{\alpha} = 1,0$

При учете граничных условий вынужденной конвекции ($V_0 = 3,47$ кг/с) в варочном бассейне формируется единый контур сыпного цикла с низкой кратностью циркуляции стекла в зоне варки (рис. 9, а). В то же время у проточной стены образуется локальный контур циркуляции, обусловленный отбором стекломассы на выработку со дна ванны. Усреднение расплава в зоне осветления приводит к повышению температуры стекла в потоке до $1347,0$ °С. Таким образом, наряду с ослаблением варочной способности печи создаются условия для увеличения потерь тепла с выработочным потоком. Технологическая неэффективность одноциклового схемы заключается также в нестабильности кон-

векционной картины течения расплава и ее зависимости от изменения граничных условий вынужденной конвекции, в т.ч. производительности печи.

Установлено, что для формирования двухцикловой структуры потоков граничные условия свободной конвекции должны быть дополнены преградой, ограничивающей длину контура сыпчного цикла (рис. 9, б). Разделение ванны переливным порогом изменяет структуру конвекционных потоков. При обтекании преграды образуется локальный контур циркуляции, который в совокупности с сыпчным конвекционным потоком формирует гидродинамику зоны варки. За порогом образуется обособленный контур выработочного цикла, направленность вращения среды в котором свидетельствует о том, что его параметры определяются в основном граничными условиями вынужденной конвекции.

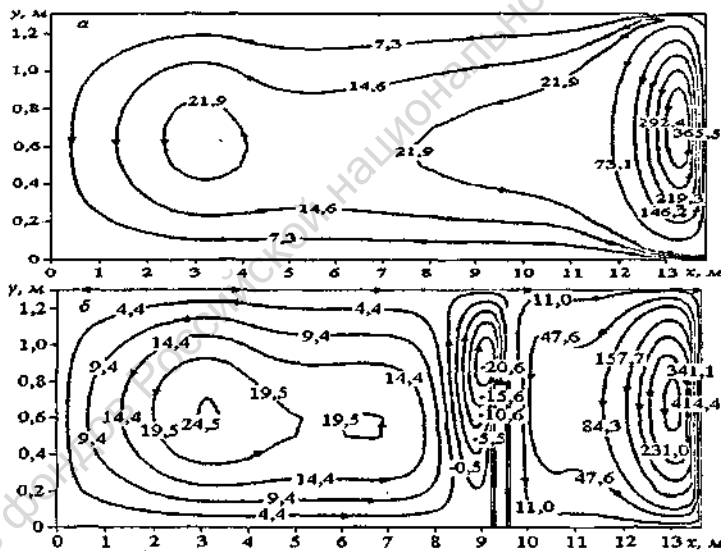


Рис. 9. Картина течения расплава в продольном сечении варочного бассейна при граничных условиях вынужденной конвекции и $l_0/L_n = 1,0$ (а), в т.ч. с порогом (б)

В шестой главе рассмотрено влияние переливного порога и профиля ванны (см. рис. 4, б) на гидродинамику и внутренний теплообмен в варочном бассейне. Прежде всего, было исследовано влияние высоты $h_{\text{пор}}$ и места установки порога x_n (см. рис. 4, а) на параметры теплопереноса. В первой се-

при расчетах ($x_n = 9,2$ м) высота порога принята $h_{пор} = 0,2 - 1,1$ м. Во второй ($h_{пор} = 0,8$ м) – его расположение в ванне задано $x_n = 6,0 - 12,4$ м. Для всех вариантов – $L_n = 13,62$, $h_1 = h_2 = 1,3$, $b_n = 0,4$ и $h_{пор} = 0,3$ м.

Результаты моделирования свидетельствуют о значительном влиянии параметров $h_{пор}$ и x_n на структуру конвекционного поля расплава и, в меньшей мере, на количественные характеристики теплопереноса. Поэтому целесообразность применения порога ограничивается возможностью формирования рациональной двухцикловой структуры конвекционных потоков (см. рис. 9, б). При этом предельная высота порога равна $0,6 - 0,8$ м (рис. 10, а), а место его установки определяется условием $x_n = x_{макс} = 0,73L_n$ (рис. 10, б). В общем случае высота порога находится из соотношения $h_{пор} \approx h_1 - (1,67 - 2,33)h_{пор}$.

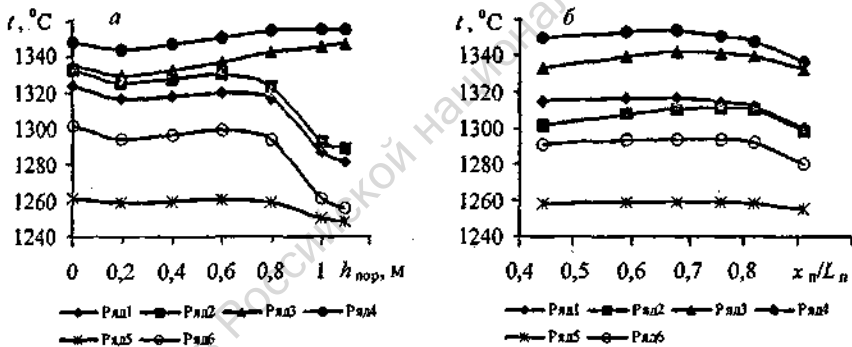


Рис. 10. Влияние высоты (а) и места установки порога (б) на среднеинтегральную температуру стекломассы в ванне (1), в зонах варки (2), осветления (3), в протоке (4), а также на $t_{2,1,2}$ (5) и $t_{2,1,1}$ (6) – температура в точках с координатами $x = 2, y = 1,2$ м и $x = 2, y = 1,1$ м соответственно

Профиль ванны с неравной глубиной зон варки ($h_1 = 1,3$ м) и осветления ($h_2 = 1,3 - 2,5$ м), разделенных переливным порогом ($h_{пор} = 0,8$ м), задается сочетанием размеров $\Delta x = L_n - (x_n + b_n) = 0,82 - 4,02$ и $\Delta h = (h_2 - h_1) = 0,2 - 1,2$ м. Всего исследовано 30 вариантов сочетания длины Δx и глубины Δh приемка.

Анализ полученных данных показывает, что изменение длины и глубины приемка практически не отражается на качественной картине течения расплава

в ванне и кратности циркуляции стекла в контуре сыпного цикла (рис. 11). В то же время выбор соотношения Δx и Δh позволяет управлять интенсивностью циркуляции стекла за порогом ($k_{3,2}$) и осуществлять целенаправленное воздействие на теплообмен в обеих зонах варочного бассейна.

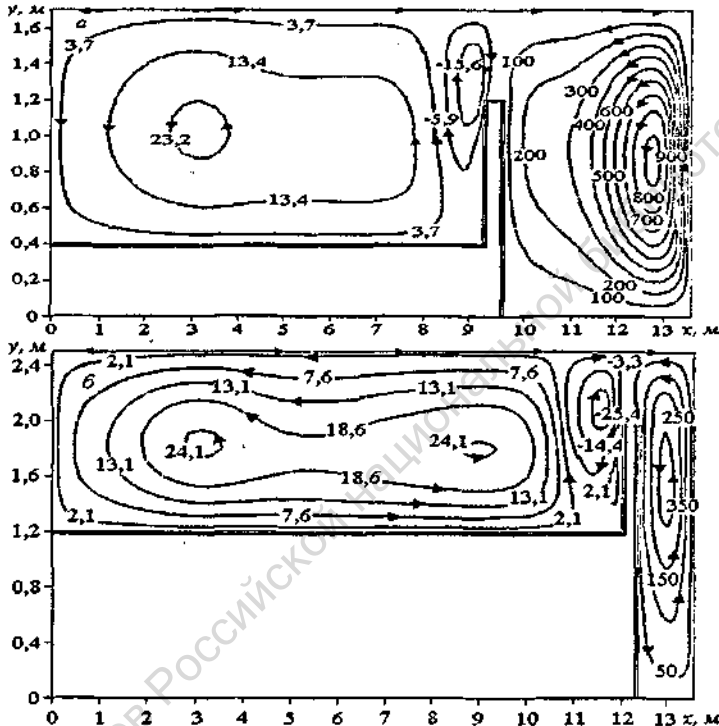


Рис. 11. Картина течения расплава в продольном сечении варочного бассейна:
 а - $\Delta x = 4,02$, $\Delta h = 0,4$; б - $\Delta x = 1,22$, $\Delta h = 1,2$ м

Из уравнения

$$k_{3,2}(\Delta x, \Delta h) = \frac{-28,011 + 71,162\Delta x + 115,903\Delta x^2 - 27,236\Delta x^3 - 54,848\Delta h}{1 - 0,069\Delta x - 1,101\Delta h + 0,578\Delta h^2 - 0,074\Delta h^3} \quad (23)$$

следует, что при одновременном изменении $\Delta x = 1,0 \rightarrow 3,2$ и $\Delta h = 0,2 \rightarrow 1,2$ м $k_{3,2}$ увеличивается с 164,8 до 2656,6. Вид выражения (23) свидетельствует о том, что заданная кратность циркуляции стекла может быть получена при различных сочетаниях Δx и Δh . Поэтому сравнительный анализ конструктивных

схем ванны целесообразно выполнять с использованием полученных автором уравнений, аппроксимирующих зависимость некоторых параметров теплообмена от размеров пряжка: $\overline{t_{ст,в}}(\Delta x, \Delta h)$, $t_{2,1,2}(\Delta x, \Delta h)$, $t_{2,1,1}(\Delta x, \Delta h)$, $\overline{t_{дл,всп}}(\Delta x, \Delta h)$, $\overline{t_{дл,осв}}(\Delta x, \Delta h)$, $\overline{t_{всп}}(\Delta x, \Delta h)$, $\overline{t_{осв}}(\Delta x, \Delta h)$ и $R_T(\Delta x, \Delta h)$.

Анализ указанных зависимостей показывает, что ни одно из сочетаний Δx и Δh не обеспечивает выполнение совокупных требований к конструкции варочного бассейна. Отсутствие оптимального решения предполагает, что при разработке ванны следует исходить из приоритетного значения отдельных параметров теплообмена. Например, для увеличения переноса тепла в зону варки необходимо обеспечить высокую кратность циркуляции стекла за порогом. Эта цель достигается при условии, что $\Delta x = 3,22$ ($x_n = x_{\max}$) и $\Delta h = 1,2$ м. В то же время этим параметрам пряжка соответствует и наибольшая температура стекла в протоке $\overline{t_{ст,в}} = 1361,9$ °С, снижение которой обеспечивается подавлением циркуляции расплава в контуре выработочного цикла. Поэтому наименьшее значение $\overline{t_{ст,в}} = 1335,8$ °С достигается при минимальной длине и наибольшей глубине пряжка – $\Delta x = 1,0$ и $\Delta h = 1,2$ м. Наблюдаемое при этом уменьшение переноса тепла в зону варки требует применения дополнительных средств интенсификации циркуляции стекла в контуре сыпчного цикла. Место установки барботажа или дополнительного электроподогрева, определяемое предварительным моделированием гидродинамики ванны, должно соответствовать границе разделения (x_2) контура сыпчного цикла и локального контура циркуляции, образующегося у левой стенки порога (рис. 12).

Наиболее универсальной является схема ванны, характеризующаяся $\Delta x = 2,02$ и $\Delta h = 0,4 - 0,8$ м, для которой: $\overline{t_{ст,в}} = 1348,8 - 1349,2$; $t_{2,1,2} = 1256,6 - 1258,4$; $t_{2,1,1} = 1286,2 - 1292,6$; $\overline{t_{дл,всп}} = 1294,4 - 1302,2$, $\overline{t_{дл,осв}} = 1321,0 - 1329,6$, $\overline{t_{всп}} = 1304,8 - 1311,6$, $\overline{t_{осв}} = 1330,8 - 1337,9$ °С и $R_T = 98,62 - 98,71$ %.

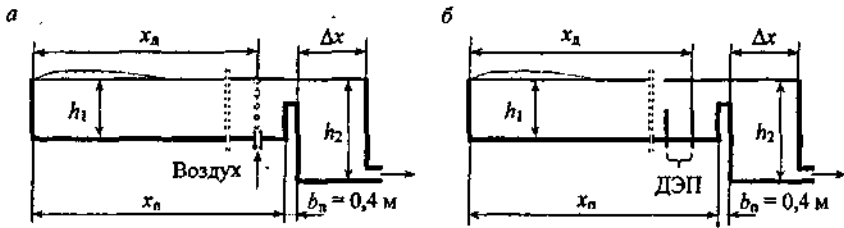


Рис. 12. Схема варочного бассейна с барботажем (а) и электроподогревом (б)

Диапазон изменения параметров теплообмена свидетельствует о возможности применения варочных бассейнов с небольшим заглублением приямка ($\Delta h = 0,4$ м), что не только упрощает конструкцию ванны, но и уменьшает расход дорогостоящих электроплавяных AZS огнеупоров и металла на обвязку печи. Ограничение длины зоны освещения величиной $\Delta x = 2,02$ м позволяет оптимизировать расположение барботажа и ДЭП по длине варочного бассейна. В этом случае $x_d = x_{\max} = 10$ м (см. рис. 12), т.е. место их установки совпадает с координатой максимальной температуры на поверхности ванны.

Таким образом, установленные и формализованные закономерности гидродинамики и теплообмена наглядно показывают роль конструкции ванны в формировании картины течения расплава и ее влияния на конвективный тепло-массообмен. В то же время следует подчеркнуть, что полученные результаты соответствуют заданным граничным условиям моделирования, изменение которых может привести к определенной трансформации параметров гидродинамики и внутреннего теплообмена. Поэтому при разработке новой конструкции варочного бассейна представляется необходимым ее численное моделирование на стадии, предшествующей техническому проектированию.

В седьмой главе изложена усовершенствованная методология проектирования стекловаренных печей. Даны методики расчета теплового баланса, конструирования варочного бассейна и печных ограждений высокопроизводительных печей. Показана эффективность применения результатов моделирования в проекте реконструкции стекловаренной печи тарного стекла.

Методология разработки стекловаренных печей, построенная на классических принципах последовательности и итерационности, предусматривает применение развернутой структуры процесса проектирования, обеспечивающей повышение качества как предпроектной стадии работы, так и конечного продукта. Начальный период работы над проектом включает стадии: определение цели, информационное обеспечение и техническое задание. Эскизному проектированию предшествует стадия выработки концепции, техническому проектированию – математическое моделирование новой конструкции печи.

Разработана информационная база граничных условий, необходимых для предпроектного расчета высокопроизводительных стекловаренных печей методом теплового баланса. Граничные условия для кладки заданы значениями \bar{t}_f , определенными усреднением двумерных полей температуры для конструктивных элементов рабочего пространства: $\bar{t}_{св} = 1477,9$, $\bar{t}_{пр,п} = 1526,7$, $\bar{t}_{пр,л} = 1434,0$, $\bar{t}_{т,пр} = 1525,9$ °С и $\bar{t}_{т,ва} = 1355,2$ °С. Температура подогрева воздуха t_a и температура стекломассы на входе в проток $\bar{t}_{ст,пр}$ определяются по уравнениям (20) и (21), приведенным к виду $t_a(P_{yd})$ и $\bar{t}_{ст,пр}(P_{yd})$. Обоснованное задание температуры сред позволяет существенно повысить точность расчета статей теплового баланса. Так, погрешность определения зависимости $q_{yd}(P_{yd})$, по сравнению с результатами моделирования, не превышает (в сторону занижения) 8 %.

Методика проектирования варочного бассейна предусматривает выбор его конструктивной схемы и определение параметров h_1 , h_2 , $h_{гор}$, x_n , Δx и Δh . Предварительный расчет глубины зон варочного бассейна выполняется при граничных условиях естественной конвекции по уравнению стационарной теплопроводности с учетом $\lambda(t)$ для стекла и материалов дна ванны. Конструктивная схема ванны уточняется по результатам численного моделирования.

Проектирование конструкции печных ограждений и определение условий их эффективной эксплуатации ведется для граничных условий, заданных зна-

чениями $t_{\max}(F)$. Разработанная структура кладки варочной части печи обеспечивает минимальные тепловые потери в окружающую среду. Для изолированных поверхностей свода и боковых стен рабочего пространства они равны 820,0 и 900,4 Вт/м². Для дна и стен варочного бассейна в зоне варки – 1517,8 и 967,3 – 1016,2, в зоне освещения – 1562,0 и 942,3 – 965,3 Вт/м². При этом верхняя часть боковых стен варочного бассейна подвергается принудительному воздушному охлаждению. Расход воздуха принимается равным 1,0 м³/с на 1 м длины стены, что соответствует скорости истечения 50 м/с.

В проекте реконструкции печи № 2 на государственном предприятии FABRICA DE STICLĂ DIN CHIȘINĂU (Республика Молдова) реализованы: оптимальные условия организации внешнего теплообмена, конструкция ванны с заглубленной зоной освещения, отделенной от зоны варки переливным порогом и энергоэффективная конструкция печных ограждений. Это позволило увеличить удельный съем стекломассы с 1,62 до 2,5 т/(м²·сут) и снизить удельный расход теплоты с 8,129 до 4,788 МДж/кг.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Математическая модель тепловой работы стекловаренных печей представлена системой моделей внешнего и внутреннего тепломассопереноса, сопряжение которых обеспечивается способом задания граничных условий на поверхности стекломассы. Для внешней задачи – это граничные условия II рода, для внутренней – условия I рода, определяемые решением внешней задачи. Общая формализация математической модели тепловой работы печей представлена обобщенными дифференциальными уравнениями диффузии, переноса импульса и энергии, форма записи которых отражает динамику развития теплофизических процессов стекловарения и перекрестные эффекты в термодинамически открытой системе.

2. Численная модель тепломассопереноса в трехмерном рабочем пространстве печи формализована системой нелинейных алгебраических уравне-

ний теплового баланса и теплопередачи, отражающих структуру источниковых слагаемых для поверхностей I – III рода. В этих слагаемых учитываются стоки тепла, обусловленные его затратами на стеклообразование, нагрев стекломассы и компенсацию потерь через печные ограждения. В результате определяемое решением внешней задачи температурное поле поверхности стекломассы может рассматриваться как обоснованное граничное условие I рода при моделировании гидродинамики и внутреннего теплообмена.

3. Математическая модель гидродинамики и внутреннего теплообмена формализована двумерными уравнениями для функции тока, переноса завихренности и энергии, при выводе которых использованы переменные «завихренность – функция тока», приведенные к безразмерному виду. Разработаны дискретные аналоги уравнений для функции тока, завихренности и температуры. Их устойчивость обеспечивается использованием схемы «против потока» с учетом поправки на устранение различия профилей завихренности между узлами сетки при аппроксимации конвективных и диффузионных слагаемых в конечно-разностных уравнениях. Для обеспечения баланса массы в варочном бассейне печи динамика поступления первичного расплава формализована через профиль вертикальной компоненты скорости на границе раздела «шихта – стекломасса». Моделирование гидродинамики выполнено с учетом температурной зависимости плотности, динамической вязкости, эффективной теплопроводности и удельной теплоты стекла.

4. Методология адаптации математической модели тепловой работы печи предусматривает последовательную реализацию этапов вычислительного процесса и применение граничных условий, определенных по результатам экспериментальных исследований, физического моделирования и опытно-конструкторских работ. Установлено, что оценку адекватности модели промышленному прототипу следует выполнять по функциональным зависимостям удельного расхода тепла на стекловарение и максимальной температуры свода от удельной производительности печи. Сопоставление расчетных и экспери-

ментальных зависимостей $q_{yd}(P_{yd})$ и $\overline{t_{св.м}}(P_{yd})$ показывает, что средняя погрешность моделирования равна 1,64 и 0,4 % соответственно. Это свидетельствует об адекватности математической модели промышленному образцу и ее пригодности для решения поставленных задач.

5. В стекловаренной печи с подковообразным направленным пламени оптимизация внешнего теплообмена обеспечивается настильным движением продуктов сгорания, заданных углом атаки факела 14° и протяженностью контура горения топлива, равной длине рабочего пространства. Оптимальной длине факела соответствует наибольшая эффективность теплообмена с поверхностью стекломассы и равномерность ее нагрева. При этом продольная координата максимального значения средней по ширине ванны температуры стекломассы, равная $0,73L_n$, соответствует технологически обусловленному расположению кельпункта по длине варочного бассейна. Отклонение длины факела от оптимального значения приводит к локальному перегреву конструктивных элементов огнеупорной футеровки, изменению положения кельпункта и, как следствие, к трансформации конвекционного поля расплава.

6. При граничных условиях свободной конвекции, соответствующих оптимальной организации факела, в ванне формируются два разнонаправленных конвекционных потока, граница разделения которых совпадает с расположением температурного максимума на поверхности стекломассы. Размеры контуров циркуляции и направленность вращения среды соответствуют классическим представлениям об "эталонной модели" гидродинамики стекловаренной печи. Для условий работы высокопроизводительной печи [$P_{yd} \approx 2,6 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$] характерна одноцикловая схема движения расплава. Ее преобразование к двухцикло-вой структуре потоков становится возможной при ограничении протяженности контура сыпного цикла посредством преграды в ванне. Наиболее полно функциональное назначение переливного порога проявляется при его высоте 0,6 – 0,8 м и установке в зоне максимальных температур поверхности стекло-

массы ($x_n = x_{\max}$). В общем случае предельная высота порога может быть определена из соотношения $h_{\text{пор}} \approx h_1 - (1,67 - 2,33)h_{\text{пр}}$.

7. Эффективное управление внутренним тепломассопереносом обеспечивается при использовании конструкции варочного бассейна с переливным порогом и заглубленной зоной освещения. Получена система уравнений, устанавливающая связь конструкции ванны с параметрами тепломассопереноса. Ее применение позволяет выполнить расчет конструктивных схем варочного бассейна, удовлетворяющих требованиям технологического процесса к организации гидродинамики и теплообмена в зонах варки и освещения. Отсутствие оптимального сочетания геометрических размеров ванны предполагает возможность разработки альтернативных конструкторских решений, реализующих дифференцированный подход к интенсификации варки стекла, снижению теплосодержания выработочного потока и повышению термической однородности расплава на выходе из печи.

8. Установленные и формализованные закономерности внешнего и внутреннего тепломассопереноса являются основой для совершенствования методологии проектирования, а также методик расчета теплового баланса, конструирования варочного бассейна и печных ограждений энергоэффективных высокопроизводительных стекловаренных печей. При этом сохраняется актуальность применения разработанной математической модели для анализа и доводки действующих и вновь создаваемых конструкций печей.

9. Реализация результатов работы в проектах стекловаренных печей показывает, что оптимизация внешнего теплообмена и эффективная организация внутреннего тепломассопереноса создают объективные условия для достижения мирового уровня технической эффективности в промышленном стекловарении. Этот вывод подтверждается показателями работы печей № 1 и 2 ЗАО «Орехово – Зуевская стекольная компания» и печи № 2 государственного предприятия FABRICA DE STICLĂ DIN CHIȘINĂU (Республика Молдова).

Основные положения диссертации опубликованы:

а) в монографии

1. Дзюзер В.Я. Проектирование энергоэффективных стекловаренных печей / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий; под ред. В.Я. Дзюзера. – М.: Теплотехник, 2009. – 340 с.

б) в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

2. Зависимость угла атаки факела от конструктивных параметров шахтной горелки / В.Я. Дзюзер [и др.] // Стекло и керамика. – 1976. – № 3. – С. 8 - 10.

3. Дзюзер В.Я. Зависимость аэродинамических и геометрических характеристик факела от способа подвода топлива / В.Я. Дзюзер, Н.И. Кокарев // Стекло и керамика. – 1978. – № 11. – С. 10 - 13.

4. Влияние организации факела на теплообмен в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер [и др.] // Стекло и керамика. – 1981. – № 1. – С. 12 - 14.

5. Лисиенко В.Г. Актуальные вопросы теплотехники стекловарения / В.Г. Лисиенко, В.Я. Дзюзер // Стекло и керамика. – 1980. – № 6. – С. 10 - 11.

6. Дзюзер В.Я. Современные тенденции развития стеклотарного производства / В.Я. Дзюзер // Стекло и керамика. – 2004. – № 4. – С. 3 - 8.

7. Дзюзер В.Я. Требования к качеству и рациональное использование диноса в высокотемпературных стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2004. – № 4. – С. 31 - 38.

8. Дзюзер В.Я. Эффективное применение электроплавленных бадделейтокорундовых огнеупоров в высокотемпературных стекловаренных печах. Ч. 1 / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2004. – № 6. – С. 45 - 50.

9. Дзюзер В.Я. Эффективное применение электроплавленных бадделейтокорундовых огнеупоров в высокотемпературных стекловаренных печах. Ч. 2 / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2004. – № 7. – С. 36 - 39.

10. Дзюзер В.Я. Математическое обеспечение технологической подсистемы САПР стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, В.Б. Кутыин // Стекло и керамика. – 2004. – № 7. – С. 3 - 8.

11. Дзюзер В.Я. Математическая модель стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, В.Б. Кутыин // Стекло и керамика. – 2004. – № 10. – С. 8 - 12.

12. Дзюзер В.Я. Математическая модель гидродинамики варочного бассейна стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2005. – № 1. – С. 3 - 8.

13. Дзюзер В.Я. Методология управления тепловой работой стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, В.Н. Климычев // Стекло и керамика. – 2005. – № 4. – С. 23 - 26.

14. Дзюзер В.Я. Влияние длины факела на внешний теплообмен в стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер,

В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2005. – № 7. – С. 3 - 7.

15. Дзюзер В.Я. Влияние длины факела на гидродинамику варочного бассейна стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2005. – № 9. – С. 5 - 11.

16. Дзюзер В.Я. Методология адаптации сопряженной математической модели гидродинамики и теплообмена в стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2006. – № 12. – С. 7 - 11.

17. Дзюзер В.Я. Воздействие переливного порога на гидродинамику и теплообмен в варочном бассейне стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2006. – № 7. – С. 6 - 12.

18. Дзюзер В.Я. Влияние конструкции варочного бассейна на теплообмен и гидродинамику расплава в стекловаренной печи с подковообразным направлением пламени / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Стекло и керамика. – 2006. – № 10. – С. 9 - 16.

19. Мешка В.С. Опыт реконструкции стекловаренной печи / В.С. Мешка, В.И. Уреки, В.Я. Дзюзер // Стекло и керамика. – 2007. – № 5. – С. 17 - 20.

20. Дзюзер В.Я. Конструирование огнеупорной кладки варочного бассейна в высокопроизводительных стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2007. – № 8. – С. 14 - 22.

21. Дзюзер В.Я. Совершенствование методики расчета теплового баланса регенеративной стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2008. – № 3. – С. 24 - 31.

22. Дзюзер В.Я. Совершенствование методики расчета теплового баланса регенеративной стекловаренной печи (окончание) / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2008. – № 4. – С. 22 - 27.

23. Дзюзер В.Я. Огнеупоры для варочной части стекловаренных печей / В.Я. Дзюзер // Огнеупоры и техническая керамика. – 2008. – № 5. – С. 24 - 32.

24. Дзюзер В.Я. Совершенствование технических характеристик стекловаренных печей / В.Я. Дзюзер // Стекло и керамика. – 2008. – № 7. – С. 3 - 12.

25. Дзюзер В.Я. Проектирование энергоэффективных стеклотарных печей / В.Я. Дзюзер // Стекло и керамика. – 2008. – № 9. – С. 5 - 9.

в) в других изданиях

26. Дзюзер В.Я. Численное моделирование движения расплава в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Механика и процессы управления. Т. 1: труды XXXIV Уральского семинара. – Екатеринбург: УрО РАН, 2004. – С. 125 - 136.

27. Дзюзер В.Я. Современное развитие стекловаренных печей для производства тарного стекла / В.Я. Дзюзер // Пече – трубостроение: тепловые режимы, конструкции, автоматизация и экология: труды Междунар. конгр. – М.: Теплотехника, 2004. – С. 48 - 55.

28. Дзюзер В.Я. К установлению граничных условий в задаче гидроди-

намики расплава в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Наука и технологии. Ч. 1: труды XXV Российской школы и XXXV Уральского семинара. – М.: РАН, 2005. – С. 174 - 180.

29. Дзюзер В.Я. Граничные условия численного моделирования гидродинамики в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // XXV Российская школа по проблемам науки и технологий, посвященная 60-летию Победы: краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2005. – С. 74 - 76.

30. Дзюзер В.Я. Аппроксимация результатов зонального расчета непрерывными функциями / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, С.Е. Собянин // XXV Российская школа по проблемам науки и технологий: краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2005. – С. 77 - 79.

31. Дзюзер В.Я. Исследование тепло – и массообмена в варочном бассейне стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Наука и технологии. Ч. 1: труды XXV Российской школы и XXXV Уральского семинара. – М.: РАН, 2005. – С. 181 - 190.

32. Дзюзер В.Я. Методика обработки результатов зонального расчета внешнего теплообмена / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, С.Е. Собянин // Наука и технологии. Ч. 1: труды XXV Российской школы и XXXV Уральского семинара. – М.: РАН, 2005. – С. 191 - 198.

33. Дзюзер В.Я. Влияние переливного порога на гидродинамику расплава в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // XXVI Российская школа по проблемам науки и технологий: краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2006. – С. 98 - 100.

34. Дзюзер В.Я. К оценке адекватности математической модели гидродинамики и теплообмена в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Механика и процессы управления. Т. 1: труды XXXVI Уральского семинара. – Екатеринбург: УрО РАН, 2006. – С. 158 - 168.

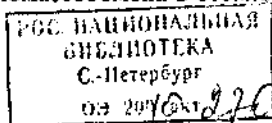
35. Дзюзер В.Я. О роли заградительного порога в формировании гидродинамики и теплообмена в варочном бассейне стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Наука и технологии. Ч. 1: труды XXVI Российской школы. – М.: РАН, 2006. – С. 160 - 171.

36. Дзюзер В.Я. Концепция построения математической модели тепло-массообмена в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, Т.Е. Брылина // Строительство и образование: сб. науч. тр. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. – № 12 (83). – С. 208 - 211.

37. Дзюзер В.Я. Инженерная модель процесса горения топлива / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, А.С. Воробьев // Строительство и образование: сб. науч. тр. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ. 2006. № 12 (83). – С. 212 - 214.

38. Дзюзер В.Я. Влияние профиля варочного бассейна на тепло-массообмен в стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // XXVI Российская школа по проблемам науки и технологий: краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2006. – С. 101-103.

39. Дзюзер В.Я. Исследование тепло-массообмена в стекловаренной печи



с целью совершенствования конструкции варочного бассейна / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // Наука и технологии. Ч. 1: труды XXVI Российской школы. – М.: РАН, 2006. – С. 172 - 183.

40. Дзюзер В.Я. Информационное обеспечение автоматизированного управления тепловой работой стекловаренных печей / В.Я. Дзюзер. – Состояние и перспективы развития энерготехнологии. Т. 1: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Иваново: ИГЭУ, 2005. – С. 57.

41. Дзюзер В.Я. Методология проектирования стекловаренных печей / В.Я. Дзюзер // Пече – трубостроение: тепловые режимы, конструкции, автоматизация и экология: труды II Междунар. конгр. – Екатеринбург: Уральский университет, Инженерная мысль, 2006. – С. 119 - 128.

42. Дзюзер В.Я. Численное моделирование теплообмена и гидродинамики расплава в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер. – Состояние и перспективы развития энерготехнологии. Т. 1: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Иваново: ИГЭУ, 2007. – С. 95.

43. Дзюзер В.Я. О граничных условиях внешней задачи теплообмена в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, Т.Е. Брылина, С.Е. Собянин // Строительство и образование: сб. науч. тр. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. – № 10. – С. 112 - 116.

44. Дзюзер В.Я. Интенсификация теплофизических процессов в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер // Наука и технологии. Секция 2. Аэродинамика и тепломассообмен: краткие сообщения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – С. 99 - 101.

45. Дзюзер В.Я. Введение в автоматизированное проектирование: учебное пособие / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий, А.С. Шишкин; под ред. В.Я. Дзюзера. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. – 180 с.

46. Дзюзер В.Я. Численное моделирование теплофизических процессов в стекловаренных печах / В.Я. Дзюзер, В.С. Швыдкий // «Пече – трубостроение: тепловые режимы, конструкции, автоматизация и экология»: труды III Междунар. конгр. – Екатеринбург: Инженерная мысль. 2008. – С. 56 - 76.

47. А.с. 1393805 СССР, МКИ⁴ С 03В 5/16. Стекловаренная ванная печь / Л.Я. Левитин, О.Н. Попов, Д.Л. Орлов, Л.М. Проценко, В.Я. Дзюзер, В.Ю. Будовкин, А.Д. Альтер, № 4122870/29 – 33; заявл. 25.06.1986; опубл. 07.05.1988. Бюл. № 17.

48. А.с. 1393806 СССР, МКИ⁴ С 03В 5/04. Стекловаренная ванная печь / Л.Я. Левитин, О.Н. Попов, Д.Л. Орлов, Л.М. Проценко, В.Я. Дзюзер, В.Ю. Будовкин, А.Д. Альтер, Ю.М. Муравьев. № 4124309/29 – 33; заявл. 25.06.1986; опубл. 07.05.1988. Бюл. № 17.

49. А.с. 1470672 СССР, МКИ⁴ С 03В 5/42. Теплоизолированная стена бассейна стекловаренной печи / В.Я. Дзюзер, М.Я. Богомольный, О.Н. Попов, Л.Я. Левитин, Л.Е. Красный. № 4246952/29 – 33; заявл. 22.04.1987; опубл. 07.04.1989. Бюл. № 13.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Re, Fr, Pr, Pe, Eu – числа подобия Рейнольдса, Фруда, Прандтля, Пекле, Эйлера; ρ – плотность, кг/м³; m – массовая доля вещества; D – коэффициент молекулярной диффузии, м²/с; τ – время, с; w – скорость, м/с; v_k – стехиометрический коэффициент; \mathbf{v} – вектор скорости центра масс; M_k – молекулярная масса; T, t – температура, К, °С; g – ускорение свободного падения, м/с²; $p, \Delta p$ – давление, перепад давлений, Па; $\mu, \nu, \epsilon, \lambda, \alpha$ – коэффициенты динамической и кинематической вязкости, удельной теплоемкости, теплопроводности и температуропроводности; δ_p, k_T – коэффициенты бародиффузии и термодиффузии; V – объем, м³; F – площадь, м²; \mathbf{q}_R – вектор плотности потока излучения; $\mathbf{J}_k^* = M_k \mathbf{J}_k$, \mathbf{J}_k – вектор плотности диффузного потока; H_k – парциальная молярная энтальпия вещества k в фазе; Q_k^* – теплота, переносимая одним молекул вещества в результате диффузии; x, y, z – оси прямоугольной системы координат; \mathbf{K}_k^* – вектор внешних сил; \bar{Q}_k, Q_k^* – суммарный и конвективный тепловые потоки; A_{ki}, g_{ki} – коэффициенты радиационного и конвективного обмена; U – внутренняя энергия системы, Дж; u, v – горизонтальная и вертикальная компоненты скорости; ψ – функция тока; $\tilde{\omega}$ – завихренность потока; ∇ – дифференциальный оператор Гамильтона; $\overline{t_{вар}}$, $\overline{t_{осв}}$ и $\overline{t_{дн.вар}}$, $\overline{t_{дн.осв}}$ – средненитегральная и средняя придонная температуры стекла в зонах варки и осветления.

Основные индексы

k – тип вещества; r – реакция; эф – эффективный; уд – удельный; p, v – при постоянном давлении и объеме соответственно; θ – при н.у., базовое состояние среды; п – печь; в – воздух; пр – продукты сгорания; св – свод; пр.п (л) – продольная правая (левая); т. пр (вл) – торцевая проточная (влетовая).

Автор выражает глубокую благодарность доктору технических наук, профессору В.С. Швыдкому за ценные советы и методическую помощь при выполнении диссертационной работы, а также генеральному директору ЗАО «Орехово-Зуевская стекольная компания» А.В. Мощицкому за возможность реализации проектов стекловаренных печей № 1 и 2 и организационную поддержку в проведении экспериментальных исследований.

Заказ № 553

Объем 2 п.л.

Тираж 100 экз.

Ризограф НИЧ УГТУ – УПИ
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19

5 - 6735 $\frac{2010A}{6735}$

Из фондов Российской национальной библиотеки