



ХИМИКОТЕХНОЛОГИЧЕН И МЕТАЛУРГИЧЕН
УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФАКУЛТЕТ ПО МЕТАЛУРГИЯ И МАТЕРИАЛОЗНАНИЕ
КАТЕДРА “ТЕХНОЛОГИЯ НА СИЛИКАТИТЕ”

инж. Калин Симеонов Крумов

**ПОДОБРЯВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА ВЪВ
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИ КАМЕРНИ ПЕЩИ ЗА ИЗПИЧАНЕ
НА КЕРАМИЧНИ ИЗДЕЛИЯ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за получаване на образователна и научна степен
“ДОКТОР” в Професионално направление 5.4 Енергетика, специалност
“Промислена топлотехника”

Научен ръководител: доц. д-р инж. Нина Янкова Пенкова

Научно жури: 1. проф. д-р инж. Лилиана Зашкова Стоянова – председател, рецензент
2. проф. д-р инж. Никола Георгиев Калоянов - рецензент
3. проф. д-р инж. Иван Христов Касабов
4. доц. д-р инж. Нина Янкова Пенкова
5. доц. д-р инж. Мерима Йорданова Богева - Златева

София, 2016

Представеният дисертационен труд е обсъден и приет за защита на заседание на разширен катедрен съвет на катедра “Технология на силикатите” при Химикотехнологичен и металургичен университет – София, проведено на 24.02.2016г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се проведе на 06.06.2016г. от 14.00 часа в зала 424, сграда “А” на ХТМУ-София. Материалите са на разположение на интересующите се на интернет страницата на ХТМУ-София и в отдел “Научни дейности”, стая 406, етаж 4, сграда “А” на ХТМУ.

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Керамичното производство е тясно свързано с развитието на човешката култура и бит, като една от предпоставките и мерило за степента на това развитие са технологиите за подготовка на суровините, изработване и първична обработка на изделията, сушене и изпичане и последващо окончателно оформяне на готовата керамика. Съществената част, която заема керамичните изделия в бита на хората от древността до днес, обуславя и големия интерес към усъвършенстване на използваните производствени техники и технологии.

От съвременна гледна точка намирането на нови подходи, методи и инструменти, водещи до ефективно и екологично използване на енергията, суровините и човешкия фактор, е ключов момент в повишаване на конкурентноспособността на дадено стопанство и благосъстоянието на хората, в развитието на науката и образованието.

Изпичането на керамичните изделия е един от най-скъпите и комплексни процеси в керамичното производство. Ето защо подобряването на нестационарния спрегнат топлообмен между горещата среда в печните камери на топлотехническите агрегати и изпичаната продукция се явява въпрос от изключителна важност за науката и практиката.

Математичното моделиране и компютърна симулация са утвърдени научни и научно-приложни методи и средства, които дават възможност за по-пълно изследване на нестационарните топлинни и хидродинамични процеси с цел намирането на рационални решения при проектиране на печните агрегати и при организация на топлинните режими в тях.

Цел на дисертационния труд

Да се предложи алгоритъм за моделни изследвания на нестационарния спрегнат топлообмен в газовите камерни пещи за изпичане на керамични изделия, който да бъде използван за подобряване на процеса на горене, температурните и газодинамични режими, и съответно на технологичната и енергийна ефективност на пещите.

Обем на дисертационния труд

Дисертацията съдържа 7 глави, разделени в 3 раздела : “Състояние на проблема“, “Теоретични основи, методи и средства за изследване и подобряване на топлообмена в камерните пещи” и “Моделиране и компютърно симулиране на топлообмена в камерна пещ

за изпичане на техническа керамика”. Текстът е с обем от 146 страници, съдържа 40 фигури и 36 таблици. Списъкът на литературата обхваща 130 заглавия, от които 33 на кирилица и 97 на латиница.

Апробация на дисертационния труд

Основните резултати в дисертационния труд са докладвани и публикувани на:

1. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамика, XVI Научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011
2. Калин Крумов, Симулационно моделиране на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на техническа керамика, XVI Научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011
3. Нина Пенкова, Калин Крумов, Анализ на нестационарния топлообмен във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика, XVIII научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2013, Том 1, 307-313
4. Нина Пенкова, Калин Крумов, Повишаване на технологичната и енергийната ефективност във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия чрез прецизиране на конструктивното оформление на пещния агрегат, Сборник-доклади от конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2014, Том 1, 256-260

II. КРАТКО ИЗЛОЖЕНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

2.1. Състояние на проблема

Температурният режим на изпичане при съвременните газови камерни пещи се организира като се следи температурата в контролни точки (от контролни термодвойки), които подават сигнал към контролер от системата за автоматично регулиране (САР). Там измерената температура се сравнява със зададена стойност (зададена температурна крива), на базата на което се регулира разхода на гориво (при газовите пещи) или електрическата мощност (при електрическите).

Разходът на гориво при газовите пещи нараства в периода на нагриване на продукцията до достигане на температурата на изпичане, след което се понижава или запазва до края на

периода на задръжка на температурата. За охлаждането на пещта се подава въздух (през горивната инсталация) до достигане на определена температура.

Топлообменът в камерните пещи включва процеси на предаване на топлина от горещите газове към редалката и зидарията на пещта чрез излъчване и конвекция, и радиационен топлообмен между повърхностите с различна температура. Топлинните лъчи от изгаряне на горивото се поглъщат и отразява от три- и многоатомните газове, които отразени лъчи попадат върху нефлуидната среда. От своя страна нефлуидната среда поглъща част от попадналата върху нея лъчистата енергия, а друга част отразява обратно към флуидната. Съвкупността от тези процеси са вариант на т.нар. **спрегнат топлообмен** (Conjugate heat transfer - СНТ).

Публикуваните изследвания на различни видове пещи за изпичане на керамика, преимуществено се отнасят за високотемпературни тунелни или електрически пещи, ролкови и ротационни пещи за непрекъснато изпичане на керамични изделия.

Представените научни статии и разработки конкретно за **изследване на камерните пещи** са малко като брой и обем и са насочени основно към възможностите за икономично оползотворяване на енергията и подобряване качеството на изпичаната продукция.

Направеният преглед на **обзорни статии и монографии върху съвременни изследвания в технологията на керамиката и камерните пещи** показва, че те се развиват в посока на подобряване на конструкциите, използваните материали, технологични характеристики и методите и средствата за контрол, измерване и управление на процесите.

В разгледаните изследвания относно **технология на изпичане, оптимизация на процесите, енергийна и екологична ефективност** е извършен анализ на най-добрите налични технологии при производството на керамични изделия, дефинирани са няколко групи от критерии за контрол на температурата при изпичане на керамични изделия, начините за оптимизация на топлопреносните процеси в ниско-, средно- и високотемпературните агрегати. Съчетаването на числено моделиране и реални измервания довежда до подобряване на енергийната ефективност на пещите. Обърнато е внимание на методите за намаляване на емисиите от CO_2 , NO_x , SO_2 . Проведени са изследвания с цел оптимизация на топологията, режимите и граничните условия на горивна пещ, както и една нова конструкция на редалката в камерната пещ с цел да се подобри ефективността на процеса на изпичане и устойчивостта на нейната конструкция.

Повечето известни от литературата **математични модели на технологични процеси и агрегати при изпичане на керамика**, свързани с работата на керамичните и други видове пещи (индустриални циментови пещи, тунелна сушилка за кухи тухли, пещ за

производство на керамични фрити) и протичането на топлообменните процеси в тях, са съставени предимно в последните няколко години. На тяхна база са проведени числени симулации и са анализирани определени режимни параметри, оценена е тяхната ефективност и са направени предложения за нейното повишаване. Изследвани са преносни процеси с помощта на CFD код Fluent и ANSYS CFX, с чиято помощ стана възможно пълното и обхватно моделиране на протичащите процеси.

Относно **моделирането на топлообмена / спрегнатия топлообмен в отделни елементи на пещта** в направените публикации са засегнати само отделни аспекти на този процес и свързаното с него решаване на конкретен инженерен проблем. Малък брой публикации са насочени конкретно към изследване на нестационарен спрегнатия топлообмен и единици са статиите, обхващащи отделни части на цял един топлотехнически агрегат. Числено са изследвани турбулентни дифузионни пламъци и е оценен значението на радиационния топлообмен, при вариране на коефициента на абсорбция. Направени са симулации посредством CFD код и са предсказани топлинното натоварване на стените, спрегнатия топлообмен СНТ, както и пристенната турбулентност.

Друг аспект от литературното проучване обхваща публикациите свързани с **моделирането на турбулентност и на горивен процес, дифузионно и високотемпературно горене в промишлени топлинни агрегати**. Множеството публикувани статии са белег за голямото значение, което се отдава на изследването на горивния процес и в частност на дифузионното и високотемпературно горене. След сравнителен анализ при използването на съвременни числени методи LES, DNS и RANS при симулиране на горене в лабораторни условия и при реална горивна камера са моделирани и анализирани реагиращи и нереагиращи турбулентни вихрови потоци (URANS-RSM, LES, DES). Оценено е развитието на горивната техника и специално на съвременните вихрови горелки, засегнати са влиянието на вихровата интензивност на турбулентен пламък при дифузионно горене, образуването на сажди. Представени са съвременни модели на турбулентност използвани в CFD (използването основно на стандартен k-ε модел), заедно с нов 3-стъпков механизъм на реакция на метан-въздух, както и съвременното състояние на развитие на SST модела на турбулентност (Ментер) с оглед прецизиране на пристенните взаимодействия между участващите среди.

Публикациите свързани с **подобряване на горивния процес в горивните камери** са насочени към повишаване на ефективността на горивни системи чрез използването на завъртяни вихрови потоци и към намаляване на консумацията на гориво.

Една значителна част от публикуваните статии касаят въпросите относно **програмните среди, CFX, CFD, верификация и валидация в CFD**. По това направление са публикувани редица изследвания в областта на промишлената топлотехника, използващи съвременни компютърни среди (кодове) Fluent, Ansys CFX, FDS, Flotran и други. Използването на 3D моделирането на обекти и процеси стана възможно благодарение на бързото развитие на тези програмни продукти и повишаване на изчислителната мощ на масовите компютри. Представен е обзор на процедурите по верификация и валидация при CFD. Предложени са насоки за изследване и промяна на тези процедури при създаването на комерсиалния софтуер, както са анализирани и основните числени грешки, допускани по време на изчисленията, при верификация на средата и валидация на получените резултати.

От направената литературна справка е установено, че досега не са публикувани статии, описващи решаването на спрегната задача на нестационарния топлообмен при високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия. На базата на литературен обзор беше формулирана целта на дисертационния труд и произхождащите от нея задачи:

1. Съставяне на математичен модел на нестационарния спрегнат топлообмен в пещната камера, обхващащ :
 - горивните процеси;
 - турбулентното движение на факела и газовите смеси;
 - преноса на топлина чрез излъчване, топлопроводност и конвекция в газовата среда;
 - преноса на топлина чрез топлопроводност в твърдата среда на редалката.
2. Валидиране на математичния модел чрез компютърното му решаване, симулиране на резултантните топлинни, хидродинамични и концентрационни полета за един установен цикъл на изпичане на керамични изделия в камерна пещ и сравнение на получените резултати с измерени in-situ параметри.
3. Анализ на нестационарните, топлинни и хидродинамични полета за установения топлинен режим на пещта:
 - скоростно разпределение на флуидните потоци при движението им в пещната камера;
 - разпределение на налягането на флуидните потоци;
 - концентрационни полета в гориво-въздушната смес и продуктите на горене;
 - температурно разпределение във флуидните потоци;

- плътност на топлинния поток и топлинно натоварване на флуидна/нефлуидна среда;
 - температурно разпределение в обема на редалката.
4. Формулиране на препоръки за подобряване на топлообмена в печната камера.
 5. Моделиране и числено симулиране на топлообмена при варианти на конструкцията и/или на топлинния режим на печния агрегат, предвид анализа и формулираните препоръки.
 6. Сравнителен анализ на топлообмена при установения режим на изпичане и изследваните моделни варианти.

2.2. Теоретични основи, методи и средства за изследване и подобряване на топлообмена в камерните пещи

2.2.1. Алгоритъм за моделно изследване на нестационарния топлообмен в камерните пещи

Най-пълнен модел на спрегнатия топлообмен и на процесите, протичащи при работата на високотемпературни камерни пещи може да се получи, когато геометричния модел отразява напълно твърдата и газовата среда на печния агрегат: стени, свод, под, огнеупорната част на горелките, конструкцията на дымохода, газовото пространство, помощния огнеупор и продукцията. Такъв комплексен анализ изисква големи компютърни ресурси и машинно време, защото е свързан с генерирането на мрежа с голям брой крайни елементи (обеми).

За облекчаване на изчислителните процедури моделните изследвания на топлообмена в пещите може да бъде проведено при следният алгоритъм (представен схематично на фиг. 2.1):

1. Построяване геометричен модел на елементите на зидарията на пещта (свод, под, стени) и симулиране на нестационарното им прогряване съгласно температурната крива. За целта се решава уравнението на топлопроводността при граничните условия в таблица 2.1.
2. На базата на резултатите от проведеното моделно изследване в точка 1 се определят топлинните потоци $\dot{Q}_{si}$ към елементите на зидарията. Те включват акумулираната от ограждащите елементи топлина и загубите към околната среда. Чрез тях се изчисляват моментни стойности на изкуствени коефициенти на топлопредаване U^* през ограждащите повърхнини:

$$U^* = \frac{q_{si}}{\Delta T}, \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (2.1)$$

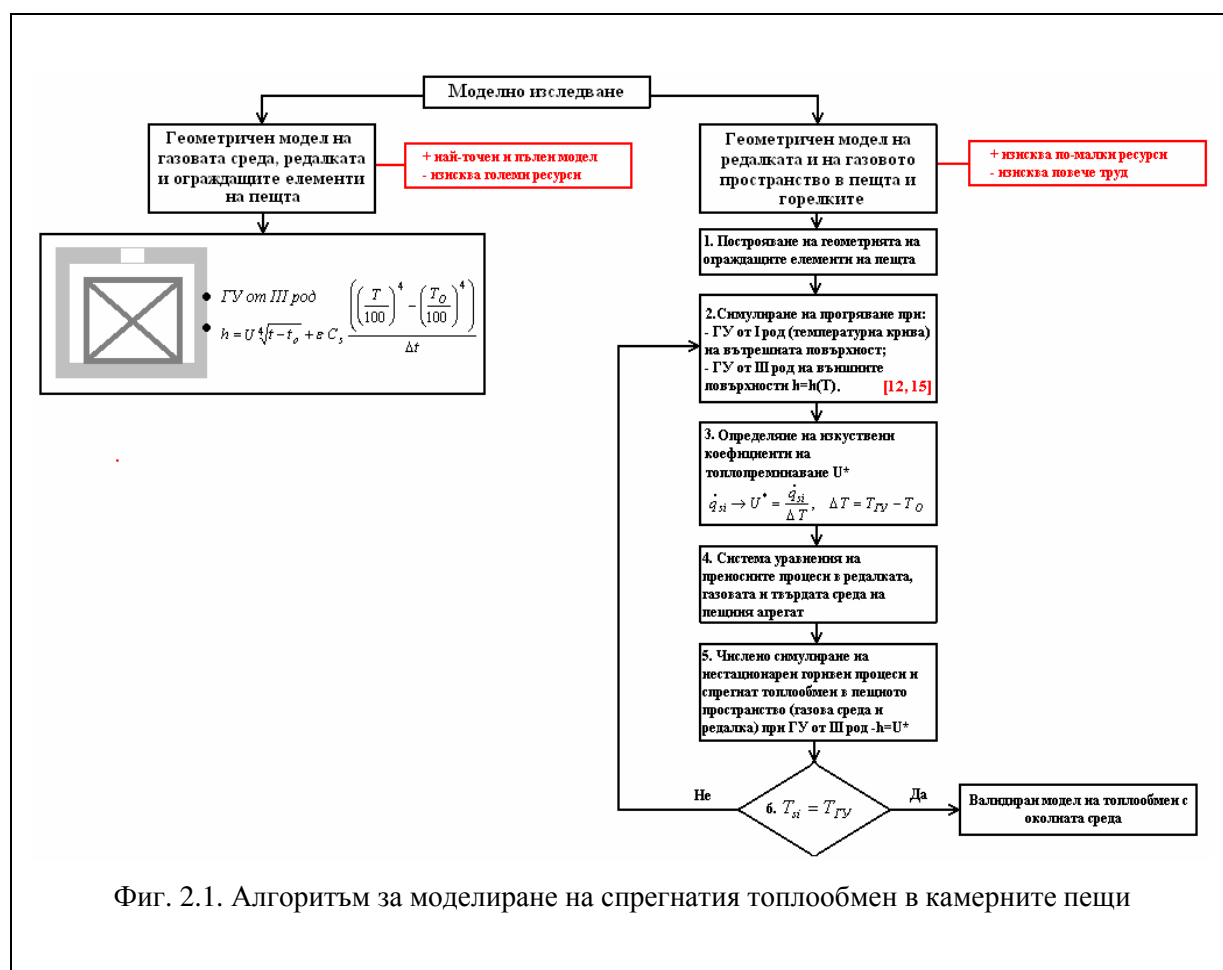
където q_{si} е плътност на топлинния поток, W/m^2 ; ΔT е разликата между температурите от ГУ в таблица 2.1 и температурата на околната среда.

Таблица 2.1

Граници	Гранично условие
1.1) вертикални стени, под и свод	Гранично условие от I род - условие на Дирихле $T_i = \begin{cases} T_{in} + C \tau & \text{за } \tau \leq \tau_{нагр} \\ T_{max} - \Delta T & \text{за } \tau_{нагр} \leq \tau \leq \tau_{изп} \end{cases}$ Скоростта на нагряване C зависи от температурната крива. При $C=const$: $C = \frac{T_{max} - \Delta T - T_{in}}{\tau_{нагр}};$ $\Delta T = \begin{cases} 0K & \text{за свода} \\ 50K & \text{за вертикалните стени} \\ 100K & \text{за пода} \end{cases}$
1.2) стени на горелките	$T = T_{max}$
1.3) външни повърхности	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + h_{si} (T - T_o) = 0$ където: $h_{si} = U \sqrt[4]{T - T_o} + 5,67 \varepsilon \frac{\left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right)}{T - T_o}, \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad \text{и}$ $U = \begin{cases} 3,3 \text{ W/(m}^2\text{K)} \rightarrow \text{свод} \\ 2,6 \text{ W/(m}^2\text{K)} \rightarrow \text{вертикални стени} \\ 1,6 \text{ W/(m}^2\text{K)} \rightarrow \text{под} \end{cases}; \quad T_o = 293K$

3. Построява се геометричен модел, обхващащ газовата среда в печната камера и горелките, и твърдата среда на продукцията и помощния огнеупор. Провежда се числена симулация на горивния процес, и на спрегнатия топлообмен в печното пространство. Теплообменът от повърхностите, ограничаващи газовата среда в пещта към околната среда се моделира чрез гранично условие от III род при коефициентите на топлопредаване U^* , получени при горната стъпка.

4. Получените при изчисленията температури в газовата среда на пещта в областта на контролната термодвойка се сравняват с температурите от контролираната температурна крива в работещата пещ. При разлики, надвишаващи допустимо отклонение (допустима



грешка съгласно температурната крива) се прави корекция на температурите, използвани за моделиране на прогряването на пещта при ГУ от I род и се повтаря процеса от т.2 до т.6 от алгоритъма. Тези итерационни изчисления се извършват до получаване на температурно поле в пещта, при което измерените и изчислените температури са достатъчно близки. Тогава се счита, че моделът на топлообмена с околната среда е калибриран.

Изследванията в настоящия труд са проведени според представения по-горе алгоритъм чрез последователно симулиране на топлообмена в зидарията и в пещното пространство на камерната пещ - обект на изследване. Математичният модел за числено симулиране на нестационарните горивен процес и спрегнат топлообмен в пещта в т.3 от алгоритъма на фиг. 2.1 е описан в т.2.2.2 от настоящия автореферат.

2.2.2. Система уравнения

Математичният модел на спрегната задача на топлообмена обхваща модели на горивния процес, хидродинамичната ситуация и топлинното взаимодействие между флуидната среда и нефлуидната среда на продукцията, огнеприпаса и ограждащите елементи на пещта при нестационарни условия.

За флуидната еднофазна многокомпонентна среда, формирана от газообразното гориво, въздуха, продуктите на горене и продуктите на други химични реакции се решава система уравнения, описваща движението на газовите потоци, разпространение на топлина, горивния процес и топлообмена чрез излъчване.

- Уравнение на непрекъснатостта за отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + \rho_k \operatorname{div} \vec{V}_k - J_{kk}^m = 0 \quad (2.2)$$

- Уравнение за импулса на отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\rho_k \frac{d\vec{V}_k}{d\tau} - \operatorname{div} P_k - \rho_k \vec{F}_k + J_{kk}^m \vec{V}_k - J_{kk} = 0 \quad (2.3)$$

- Уравнение за съхранение на химическите вещества за отделните k компоненти:

$$\frac{\partial (\rho \overline{Y_{ik}})}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{V_{ik} Y_k}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \overline{Y_k}}{\partial x_i} - \overline{\rho V_{ik} Y_k'} \right) + \overline{\rho \omega_{xi}} \quad (2.4)$$

- Уравнение за съхранение на енергията за отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\rho_k \frac{d \left(u_k + \frac{\overline{V_k^2}}{2} \right)}{d\tau} + \operatorname{div} (j_k^{ed} + j_k^{er}) - \operatorname{div} (P_k \vec{V}_k) - \rho_k \vec{F}_k \vec{V}_k + J_{kk}^m \left(u_k + \frac{\overline{V_k^2}}{2} \right) - J_{kk}^e = 0 \quad (2.5)$$

- Уравнение за състоянието за отделните k компоненти на флуидната среда – пещните газове се приемат за идеални:

$$\overline{\rho} = \frac{\overline{p}}{\overline{T} R \sum \frac{\overline{Y_{ik}}}{M_{ik}}} \quad (2.6)$$

- Модел на турбулентност - стандартен k-ε модел:

$$\frac{\partial \rho \kappa}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho V_x \kappa)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y \kappa)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z \kappa)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial z} \right) +$$

$$+ \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial \Gamma}{\partial x} + g_y \frac{\partial \Gamma}{\partial y} + g_z \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \right) \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho V_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) +$$

$$+ C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{\kappa} \phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho \kappa}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial \Gamma}{\partial x} + g_y \frac{\partial \Gamma}{\partial y} + g_z \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \right) \quad (2.8)$$

$$\text{където } \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Стойностите на отделните константи в k-ε модела на турбулентност са получени по статистически път и използваните стойности за тях по подразбиране във всичките комерсиални изчислителни среди са:

$$C_\mu = 0,09; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; \sigma_k = 1; \sigma_\varepsilon = 1,3; \sigma_t = 1; C_3 = 1; C_4 = 0; \beta = 0$$

- Модел на граничен слой

При съвместното решаване на уравненията на непрекъснатостта, енергията и движението се определят скоростното и температурното разпределение в граничния слой, напреженията на триене на стената, пристенните турбулентни параметри на потока, топлинния поток към стената и коефициента на топлоотдаване флуид - стена. Моделирането на вискозните ефекти в близост до стената и свързаните с това рязко изменение на флуидните параметри в граничния слой става посредством два основни подхода :

- метод на пристенните функции;
- метод на ниски Рейнолдсови стойности.

Методът на пристенните функции, в чиято основа стоят трудовете на Сполдинг и Уайт, се базира на емпирични логаритмични зависимости между тангенциалната скорост и пристенните тангенциални напрежения, които се използват в гореспоменатите турбулентни модели с две уравнения. Численото решаване на задачата е възможно и при груба мрежа, което намалява необходимото машинно време. В настоящата дисертационна работа динамичният граничен слой е моделиран по този метод, като той е подходящ при използването на всички модели на турбулентност в ANSYS CFX.

Методът на ниските Рейнолдсови стойности позволява системата от уравнения да се решава директно при зададени условия на еднозначност на граничния слой. За тази цел е

необходимо построяване на много фина мрежа, което води до необходимост от големи машинно време и компютърни ресурси при решаване на по-сложни проблеми.

При решаване на спрегната задача на топлообмена температурното разпределение в граничния слой и на повърхността на стената се получава като резултат. Плътноста на топлинния поток към стената q_{CT} се изчислява чрез интегриране на уравнението на енергията по обема на граничните елементи, но може да се изчисли и директно от изведения аналитично (чрез интегриране) израз за несвиваеми флуидни потоци:

$$q_{CT} = \frac{u^2 \rho C_p}{V Pr} \left(T_{CT} - T - \frac{Pr V^2}{2 C_p} \right) \quad (2.9)$$

където $u = C_\mu^{0.25} k^{0.5}$ и приет от нас $Pr=1$.

- Модел на радиационен топлообмен

Лъчистия топлообмен между димните газове и твърдата среда (редалка и наредена върху нея продукция) в настоящата работа е моделиран посредством един широко използван и препоръчан в литературата радиационен модел – P1. Моделът представлява диференциалното приближение (Differential Approximation) на уравнението за пренос на лъчиста енергия, което допуска, че радиационната интензивност е изотропна или независима по посока от всяка точка в пространството. Пълната форма на уравнението за преноса на спектрална лъчиста енергия (RTE) и получаването на P1 модела за излъчване са дадени от Raithby [44].

$$\frac{dI_f(r, s)}{ds} = -(K_{af} + K_{sf}) I_f(r, s) + K_{af} I_b(v, T) + \frac{K_{sf}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_f(r, s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' + J \quad (2.10)$$

При P1 моделът спектралният радиационен топлинен поток при наличие на излъчване, поглъщане и линейно разсейване q_{rf} , W е:

$$q_{rf} = -\frac{1}{3(K_{af} - K_{sf}) - A.K_{sf}} \nabla G_f \quad (2.11)$$

където A е линеен анизотропен коефициент; G_f - спектрална падаща радиация, J,
За топлообмена между газа и стените се използва уравнението:

$$nq_{rf} = -\frac{1}{3(K_{af} - K_{sf}) - A_{sf}} \frac{\partial G_f}{\partial n^+} = \frac{\varepsilon_f}{2(2 - \varepsilon_f)} [E_{bf} - G_v]_w \quad (2.12)$$

където $G_f = \int I_f d\Omega_s$

Радиационен топлообмен протича и между твърдите повърхности на редалката и ограждащите елементи на пещта през непрозрачната за топлинното излъчване газова среда (т.нар. surface-to-surface radiation). В настоящата работа този топлообмен не е взет под внимание предвид, че повърхностите с големи ъглови коефициенти имат сравнително близки температури. При необходимост от прецизиране на температурното поле този лъчист топлообмен трябва да бъде моделиран.

- Модел на горивен процес

За моделиране на горивния процес в настоящата дисертационна работа е използван EDM модел, базиран на концепцията, че химическата реакция на горенето зависи от преносните процеси в потока: когато реагентите се смесват в подходящо съотношение, те мигновено образуват продукти. Моделът допуска, че скоростта на реакция може да бъде пряко свързана с времето, необходимо за смесване на реагентите на молекулно ниво. В турбулентни потоци, това време за смесване се определя от вихровите свойства, турбулентната кинетична енергия k , и скоростта на дисипацията на турбулентната кинетична енергия ε . Следователно скоростта на реакция е пропорционална на времето за смесване, определено от:

$$R_{EDM} \propto \frac{\varepsilon}{k} \quad (2.13)$$

Чрез този модел се разглеждат предимно бързите химически реакции, чиято скорост е по-голяма в сравнение със скоростта на смесване на реагентите в потока. Скоростта на развитие на елементарната реакция k е определена от избора на по-малката от двете скорости, получени от уравненията :

- за участващите реагенти

$$R_k = A \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{[I]}{v_{kl}} \right) \quad (2.14)$$

където $[I]$ е моларната концентрация на компонентата I на реагентните съставки на елементарната реакция k , kmol/m^3 ;

- за получените продукти на горенето

$$R_k = AB \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\sum_P [I] W_I}{\sum_P v_{kl}'' W_I} \right) \quad (2.15)$$

където P са всички компоненти на продуктите на елементарната реакция k ;

Посредством стойностите на коефициента B продуктите на химическата реакция могат да се ограничат, като при отрицателна стойност това ограничение може да се избегне. При едностепенна и многостепенна схема на реакция коефициентът B е изключен по подразбиране ($B = -1$), но при необходимост на него може да се зададе положителна стойност [43].

За нефлуидната среда се решава следното уравнение:

- Уравнение на топлопроводността за нефлуидната среда (Закон за запазване на енергията при $V=0$):

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v \quad (2.16)$$

При наличие на ендо- и екзотермични реакции в изделията, влиянието им върху температурното разпределение може да бъде отразено чрез обемния източник на топлина q_v .

2.2.3. Условия на еднозначност

За да се реши описната по-горе система от уравнения е необходимо да се дефинират условия за еднозначност, отразяващи характерните особености на конкретен изследван процес.

Геометрични условия

Геометричният модел на пещното пространство обхваща нефлуидната и флуидната среда в пещната камера. Нефлуидната среда включва огнеприпаса, наредената върху него продукция и зидарията на пещта. Флуидната среда е образувана от горивото, въздуха и продуктите на горене, и е ограничена от вътрешните твърди повърхности на свода, пода, стените на пещната камера, стените на камерите на горелките след дюзите, през които се подава горивото и въздуха. Геометрията на ограждащите повърхнини отразява в детайли огнеупорните конструкции на стените, пода, свода и муфите за присъединяване на горелките към тях.

Флуидната и нефлуидната среда имат общи граници с цел моделиране на идеален топлинен контакт. При дискретизацията им на пространствена мрежа от крайни обеми или елементи възлите от тези граници също са общи за двете среди.

При наличие на достатъчни компютърни ресурси ограждащите елементи на горелките и на пещния агрегат могат да бъдат включени в геометричния модел.

Физични условия

Температурното поле в изследвания обект е нестационарно, поради което съществените за процеса физични параметри на газовете, ограждащите елементи, огнеприпаса и керамичната продукция се задават като функция на температурата (таблица 2.2).

Таблица 2.2

Газова среда	Твърда среда	
$c_{\text{газ}} = c_{\text{газ}}(T)$	$c_{\text{прод}} = c_{\text{прод}}(T)$	$c_{\text{огн}} = c_{\text{огн}}(T)$
$\rho_{\text{газ}} = \rho_{\text{газ}}(T)$	$\rho_{\text{прод}} = \rho_{\text{прод}}(T)$	$\rho_{\text{огн}} = \rho_{\text{огн}}(T)$
$\lambda_{\text{газ}} = \lambda_{\text{газ}}(T)$	$\lambda_{\text{прод}} = \lambda_{\text{прод}}(T)$	$\lambda_{\text{огн}} = \lambda_{\text{огн}}(T)$
$\mu_{\text{газ}} = \mu_{\text{газ}}(T)$	Степен на чернота за всички повърхности $\epsilon_{\text{п}} = \epsilon_{\text{п}}(T)$	

За зависимостта на специфичния топлинен капацитет на газовите компоненти от температурата се използват полиноми от трета степен с константи, зависещи от природата на газа.

За моделиране на изменението на плътността на газовете при нарастване на температурата се използва уравнението на състоянието.

За моделиране на връзките между коефициента на топлопроводност и вискозитета на газовете, и температурата могат да бъдат използвани уравненията на Sutherland.

Начални условия

Началните стойности на всички променливи за всеки възел от обема на газовата среда се приемат: $V_x = V_y = V_z = 0$, $T = 293\text{K}$, $p = 0$, $k = \epsilon = 0$. Свърхналягането p се задава и изчислява спрямо референтно. В случая $p_{\text{ref}} = 1\text{atm}$.

За твърдата среда $T = T_{\text{in}}$, съгласно технологията и температурната крива.

Гранични условия

Граничните условия за моделирането на топлообмена в околната среда се определят съгласно описаният по-горе алгоритъм. В таблица 2.3. са описани граничните условия на входа и на изхода на газовите потоци.

Таблица 2.3

Граници	Гранични условия
1. Вътрешни повърхности на ограждащите елементи на камерата	<i>Гранично условие от III род - условие на Робин</i> $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U * (T - T_{oc}) = 0$ където U^* е различно за свода, пода и стените (2.1)
2. Входи и изход на газовите потоци	
2.1 - вход на въздуха	$T_{взлх} = T_{взлх}(\tau)$ $V_n = \frac{V_\alpha B_o}{\sum F_{взлх}} \frac{T}{273}$ където V_n е компонентата на скоростта, перпендикулярна на границата; $B_o = B_o(\tau)$ * Масови части на кислорода и азота: $g_{O_2}=0,22$; $g_{N_2}=0,78$;
2.2 - вход на горивото	$T_{гор} = T_{oc} = \text{const}$ $V_n = \frac{B_o}{\sum F_{гор}} \frac{T}{273}$ Масови части на компонентите на горивото g_i
2.3 – изход на камерата	$p = 0 \text{ Pa}$

* Изменението на разхода на гориво B_o при нормални условия с времето се получава или чрез непосредствено измерване (при действаща камерна пещ) или чрез матричното уравнение на топлинния баланс при проектиране на нова камерна пещ.

$$[B] \left([Q_\partial^p] + V_\alpha [h_{взлх}] + [h_{гор}] - V_\alpha^{\partial z} [h_{\partial z}] \right) = [\dot{Q}_{нагр}] + [\dot{Q}_{прод}] + [\dot{Q}_{огн}] + [\dot{Q}_{хим}] \quad (2.17)$$

Необходимите за баланса топлинни потоци в уравнение (2.17), акумулирани от огнеприпаса и стените на пещта топлини и топлинните потоци в съответните матрици, могат да бъдат определени чрез моделни зависимости.

2.2.4. Числено решаване на математичния модел на спрегнатия топлообмен в камерните пещи

За решаване на горната система уравнения е удобен методът на крайните обеми МКО, при който геометричния модел се дискретизира на мрежа от крайни елементи и във всеки възел се изчисляват степените на свобода – скорости, налягане, температура, k , ϵ и концентрациите на компонентите на газовата смес.

Основни предимства на метода на крайните обеми, които го правят подходящ за решаване на описания математичен модел на топлообмена при камерните пещи, са:

1. Възможността за прилагане на метода за анализ на топлообмена в геометрични модели, чиито части имат свойства, различаващи се неколkokратно (ill-conditioned conjugate heat transfer). По отношение на настоящата задача метода дава възможност да се моделират едновременно процесите във флуидната и нефлуидна среда, изпълнен от различни материали.

2. Криволинейните области могат да бъдат апроксимирани с помощта на праволинейни или да се опишат точно с криволинейни елементи. В този смисъл е възможно използването на метода не само за области с “добре оформени” граници.

3. Размерите на крайните обеми могат да бъдат променливи. Това позволява разбиването на областите на променлива мрежа (с различни размери на елементите), ако е необходимо.

4. С помощта на метода на крайните обеми не представлява проблем да се разглеждат гранични условия с променливо по повърхността и във времето натоварване и смесени гранични условия.

Главния недостатък на метода е голямата оперативна памет, което води до необходимостта от компютри с високи изчислителни възможности. Поставената задача в настоящия дисертационен труд е решена с помощта на програмна среда за изчисляване на флуидна динамика ANSYS CFX 12.0, в която са разработени и достъпни разнообразни процедури в областта на изчислителната хидродинамика.

Моделът на нестационарния спрегнат топлообмен в камерните пещи може да бъде валидиран чрез сравняване на получени при численото решение температури, скорости, налягания и концентрации в газовата среда с измерени стойности.

За целта при камерните пещи е удобно да бъдат измерени:

- температури на външните повърхности на ограждащите елементи;
- температури в газовата среда (контролирани и следени в отделни точки от контролни термодвойки и системата за автоматично регулиране)
- температура в димохода след пещта.

III. МОДЕЛИРАНЕ И КОМПЮТЪРНО СИМУЛИРАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНА ПЕЩ ЗА ИЗПИЧАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКА КЕРАМИКА

Съставените алгоритми и модели на нестационарния топлообмен са приложени за анализ и подобряване на топлообмена на една реално работеща високотемпературна камерна газова печь.

3.1. Обект на изследване: параметри и режим на работа

Камерната печь – обект на изследване се използва за изпичане на техническа керамика. От документацията на печта и проведени огледи е установено техническото и технологично ѝ състояние: конструктивно оформление на печния агрегат и на горивната инсталация, вида и количество на изпичаната продукция, температурния и газов режим на изпичане.

Параметрите на печта са систематизирани в таблица 3.1 и таблица 3.2.

Пещ тип “KEOS”

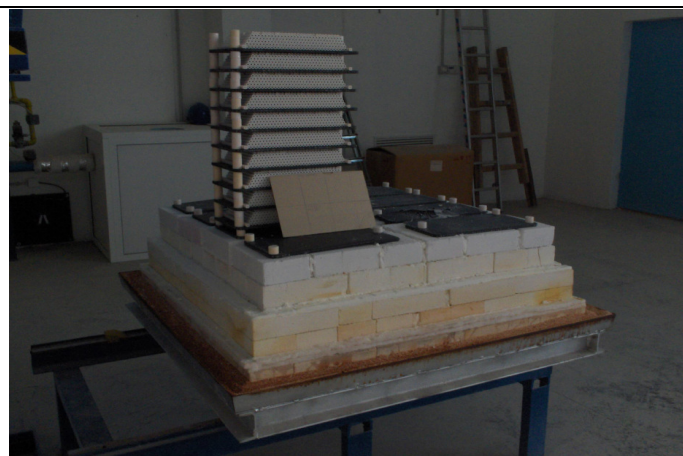
Таблица 3.1

Параметър	Стойност
Горивен процес (гориво – природен газ)	
Топлина на изгаряне на горивото	$Q_d^p = 34848 \text{ kJ/m}^3$
Теоретично количество въздух за изгаряне на горивото	$V_0 = 9,26 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Действително количество въздух за изгаряне на горивото	$V_a = 10,19 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Температура и специфичен топлинен капацитет на горивото	$t_{гор} = 20^\circ\text{C}$ $c_{гор} = 1,8 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Температура и специфичен топлинен капацитет на въздуха за горене	$t_{вздох} = 150^\circ\text{C}$ $c_{вздох} = 1,3 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Горелки - 6 бр., по 3 на срещуположните страни на печта	
Пещ, футеровка, продукция	
Вътрешни геометрични размери на камерата (паралелепипед)	$x = 1,1\text{m}; y = 1,1\text{m}; z = 0,91\text{m}$
Вътрешни геометрични размери на дымохода	$d = 0,2\text{m}; l = 0,3\text{m}$
Маса на изпичаната продукция и на огнеприпаса	$m_{прод} = 92,6 \text{ kg}$ $m_{огн} = 930 \text{ kg}$
Помощни огнеупорни етажни конструкции – 2 броя	$x = 0,9\text{m}; y = 0,4\text{m}; z = 0,835\text{m}$
Среден спец. топл. капацитет на продукцията и огнеприпаса	$c_{прод} \approx c_{огн} = 1100 \text{ J}/(\text{kgK})$

Таблица 3.2

Свойства на огнеупорните материали	Плътност ρ , kg/m ³	Специфичен топлинен капацитет C , kJ/(kgK)	Коефициент на топлопроводност λ , W/(mK)				
Лековесен корунд	1450	$c = 0,681 + 0,000419T$	t,°C	600	800	1000	1200
			λ	0,44	0,46	0,51	0,58
Керамична вата	128	1	t,°C	600	800	1000	1200
			λ	0,44	0,46	0,51	0,58
Високоалумоокисен огнеупор	2500	$c = 0,636 + 0,000126 T$	$\lambda = 1,47 + 0,00018T$				
Структура на стените на пещта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,125	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_2	1,805	W/(mK)	δ_2	0,125	m
Керамична вата		λ_3	0,33	W/(mK)	δ_3	0,010	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_4	1,805	W/(mK)	δ_4	0,065	m
Общо:						0,325	m
Структура на пода на пещта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,130	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_2	1,805	W/(mK)	δ_2	0,130	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_3	1,805	W/(mK)	δ_3	0,130	m
Общо:						0,390	m
Структура на свода на пещта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,250	m
					Общо:	0,250	m

Продукцията е наредена на етажна огнеупорна конструкция (редалка) на пода на пещния вагон – фигура 3.1.



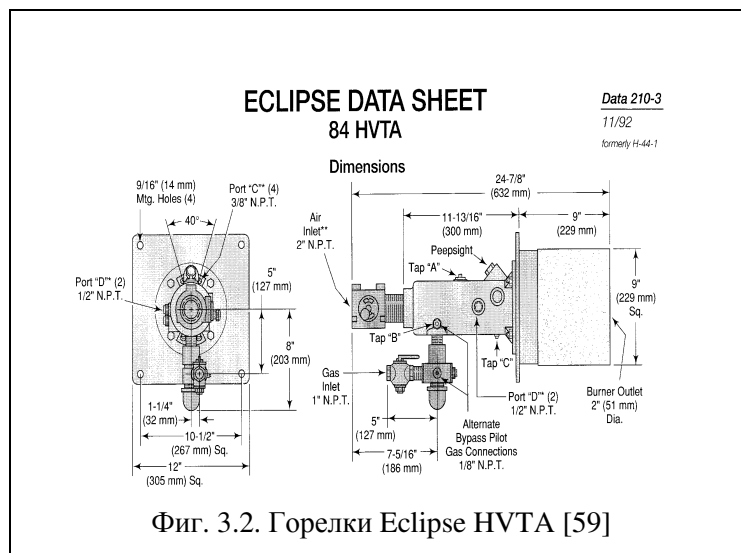
Фиг. 3.1. Наредена керамична продукция

На две срещуположни страни на камерната пещ са разположени по три горелки ECLIPSE HVTA – фигура 3.2. На всяка горелка има по четири дюзи с диаметър 0,01m за подаване на въздух и една дюза с диаметър 0,012m за подаване на горивото - природен газ. По дължина на горелката външният диаметър на горелката варира от 0,06m до 0,07m. По-подробни технически данни за горелките са дадени в Приложение 1.

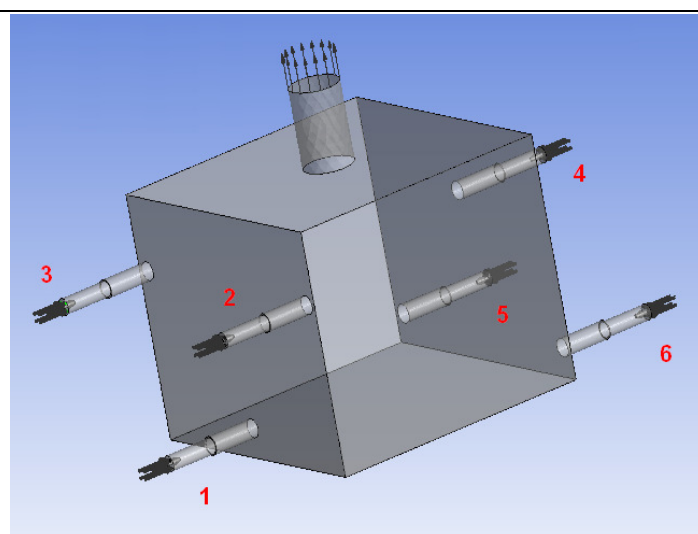
Геометричният модел на газовото пространство на пещната камера, разположението и номерацията на горелките са показани на фигура 3.3.

Изходът на горивната камера е с диаметър 0,20m и дължина 0,30m.

Въздухът за горене се подгрява за сметка на топлината на изходящите газове в топлообменник след пещта. Температурата на подавания към горелките въздух е 150°C, а тази на природния газ е 20°C. По данни на газоснабдителното дружество са определени съставът и процентното разпределение на компонентите на използваното гориво – природен газ (таблица 3.3). Направени са натурни измервания на наляганията пред горелките, разходите на природен газ и въздух.



Фиг. 3.2. Горелки Eclipse HVTA [59]



Фиг. 3.3. Геометрия на пещната камера

В печната камера се поддържа температурен режим съгласно зададена (програмирана в предварително в контролера) температурна крива – фигура 3.4.

Дебитът на горивото се регулира посредством САР, чиито управляващ орган е на общият газоход преди разделянето му към отделните

горелки, въз основа на сигнал от една контролна термодвойка. Измерената температура се сравнява със зададената и на базата на температурната разлика се увеличава или намалява общия разход на природния газ към горивната инсталация.

Отделните горелки могат да бъдат регулирани ръчно преди да бъде пусната печта, но след всеки цикъл тази настройка се губи поради преразпределение на наляганията по време на работа.

Таблица 3.3

Природен газ - компоненти		Обемни части	Масови части
Метан	CH_4	96,7 %	94,96 %
Етан	C_2H_6	0,56 %	1,03 %
Пропан	C_3H_8	0,18 %	0,48 %
Бутан	C_4H_{10}	0,04 %	0,14 %
Пентан	C_5H_{12}	0,03 %	0,13 %
Въглероден двуокис	CO_2	0,03 %	0,08 %
Азот	N_2	0,77 %	1,32 %
Вода	H_2O	1,69 %	1,86 %
Общо		100 %	100 %



Регулирането на коефициента на излишък на въздух α става посредством лостова система, която не позволява прецизно управление на съотношението гориво-въздух.

От данните на датчиците за налягане на горивото пред отделните горелки е проследено изменението на това налягане за всяка една от тях по време на процеса на изпичане.

В таблица 3.4 са дадени стойностите на наляганията на горивото и въздуха пред горелките, измерени в един произволен момент от работата на камерната пещ и изчислените чрез тях скорости.

Таблица 3.4

Горелка No	$\Delta p_{\text{въздух}}$ [mmH ₂ O]	$\Delta p_{\text{въздух}}$ [Pa]	$V_{\text{въздух}}$ [m/s]	$\Delta p_{\text{газ}}$ [mmH ₂ O]	$\Delta p_{\text{газ}}$ [Pa]	$V_{\text{газ}}$ [m/s]
1	9,5	93,2	14,95	23,4	229,6	25,96
2	9,2	90,3	14,72	30,3	297,2	29,53
3	9,5	93,2	14,95	21,4	209,9	24,83
4	9,6	94,2	15,03	26,1	256,0	27,41
5	9,5	93,2	14,95	19,4	190,3	23,64
6	9,5	93,2	14,95	22,4	219,7	25,40

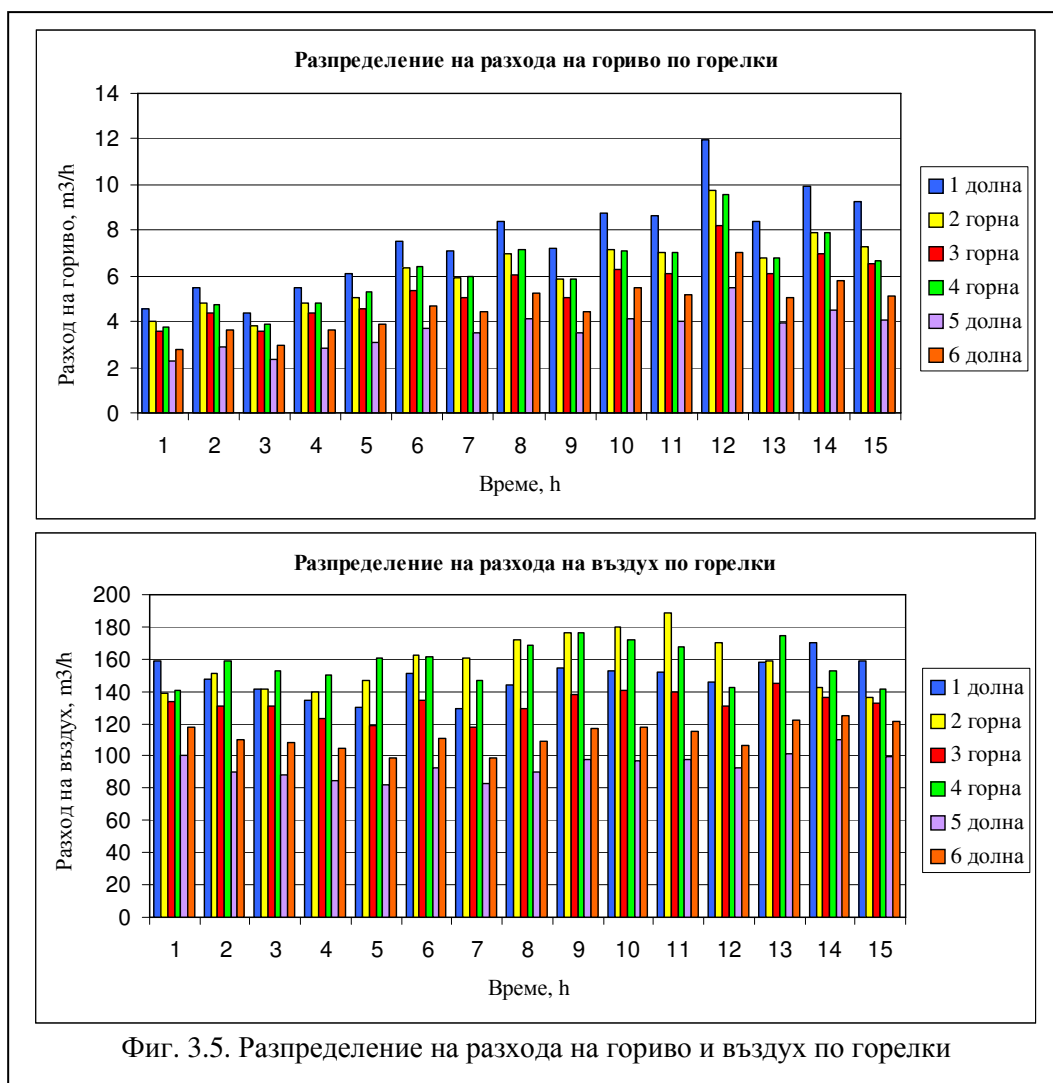
По данни от разходомера за гориво и измервания на разхода на въздух е установено как варират във времето общия за пещта разход на въздух и гориво при температура 20°C (таблица 3.5).

Таблица 3.5

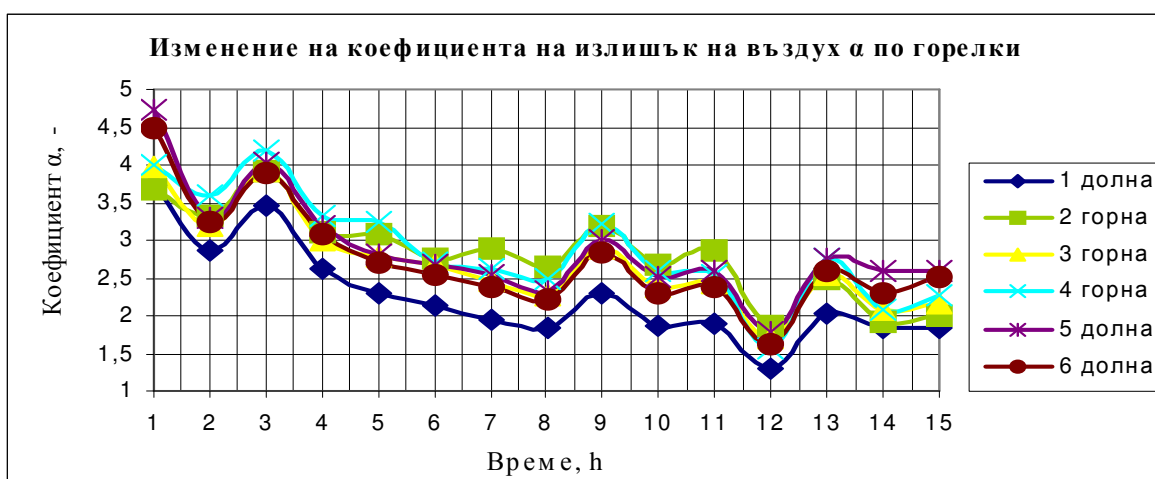
Час	Гориво, m ³ /h	Въздух, m ³ /h
1	21	789
2	26	789
3	21	763
4	26	737
5	28	737
6	34	813
7	32	737
8	38	813
9	32	861
10	39	861
11	38	861
12	52	789
13	37	861
14	43	837
15	39	789

На фигура 3.5 е показано разпределението във времето на разхода на гориво и въздух по горелки на базата на измерени стойности, дадени в Приложение 2 (таблица 10 и таблица 11).

Допълнително е изчислено изменението във времето на коефициента на излишък на въздух α за всяка горелка поотделно.



Коефициентите на излишък на въздух α за отделните горелка са значително (неколкократно) по-големи от теоретично необходимите, особено в началото на процеса на изпичане. Големите стойности на α увеличават загубите на топлина с изходящите газове от пещта, а оттам и влошаване на енергийната ѝ ефективност. На фигура 3.6 (Приложение 2 – таблица 12) е представено изменението във времето на коефициентите на излишък на въздух α за всяка горелка поотделно.



Фиг. 3.6. Изменение на коэффициента на излишек на въздух α по горелки

Таблица 3.6. Моментни стойности на разхода на гориво V и на коэффициента на излишек на въздух α при средна температура в пещта 1590°C

Горелка		$V, \text{m}^3/\text{h}$	α
1	долна	9,93	1,79
2	горна	7,91	1,89
3	горна	6,98	2,04
4	горна	7,86	2,04
5	долна	4,52	2,54
6	долна	5,80	2,25

Въз основа на проведените огледи, измервания, последващ анализ на резултатите и топлинен баланс на пещния агрегат са направени следните констатации и изводи:

- При обследваното състояние на пещния агрегат липсва систематичен подход и логика при разпределението на разхода на въздух и гориво по горелки – разходът на гориво в

горният ред горелки превишава разхода в долния ред. При съществуващата топография на горелките и на изхода на продуктите на горене (близостта на горните горелки до него) би следвало и разходът на гориво да намалява отдолу нагоре и да бъде по-голям през горелки №1 и №4 в сравнение със срещуположните им горелки на същото ниво. В резултат на многобройни опити за подобна настройка на горивния процес е установено неравномерно разпределение на горивовъздушната смес по горелки, което предизвиква голямо топлинно натоварване на определени места в свода и стените на пещта, изменение в цвета на огнеупора и появата на пукнатини в зидарията.

- Общата мощност на горелките е неколкостранно по-висока от балансовата за съществуващата конструкция и топлинните разходи в пещния агрегат. Това води до рязко покачване на температурата в началото на процеса на изпичане. За подтискане на скоростта

на нарастване на температурата в пещното пространство се подава въздух с неколкостепенно по-голям коефициент на излишък на въздух от препоръчителния при този тип пещи, горивни инсталации и гориво. Това се налага от невъзможността за поддържане и регулиране на горивовъздушните потоци и горивния процес в диапазона под 30% от номиналната работна мощност на горелките поради опасност от изгасване на пламъка. Опитите за регулиране на разходите на гориво и въздух в диапазона между 0 и 30 % от номиналната мощност на горелките е нарушение на изискванията за тяхната експлоатация. В случай, че при стартиране на цикъла на изпичане се включат в действие само част от горелките, при достигане на определена температура се налага охлаждане на останалите горелки чрез пускане на въздух през тях.

- Така организираният горивен процес е причина за неравномерност на температурните, скоростните и концентрационни полета в пещната камера. В отделни области на работното пространство се формират мъртви зони, където по данни на персонала керамичната продукция не се изпича добре и дефектира.

- Неефективният горивен процес и нерационалната организация на газодинамичните потоци и полета се изразяват в повишен разход на гориво, висок коефициент на излишък на въздуха, неравномерно температурно поле в камерата и непълно горене - част от горивото доизгаря в димохода след пещта.

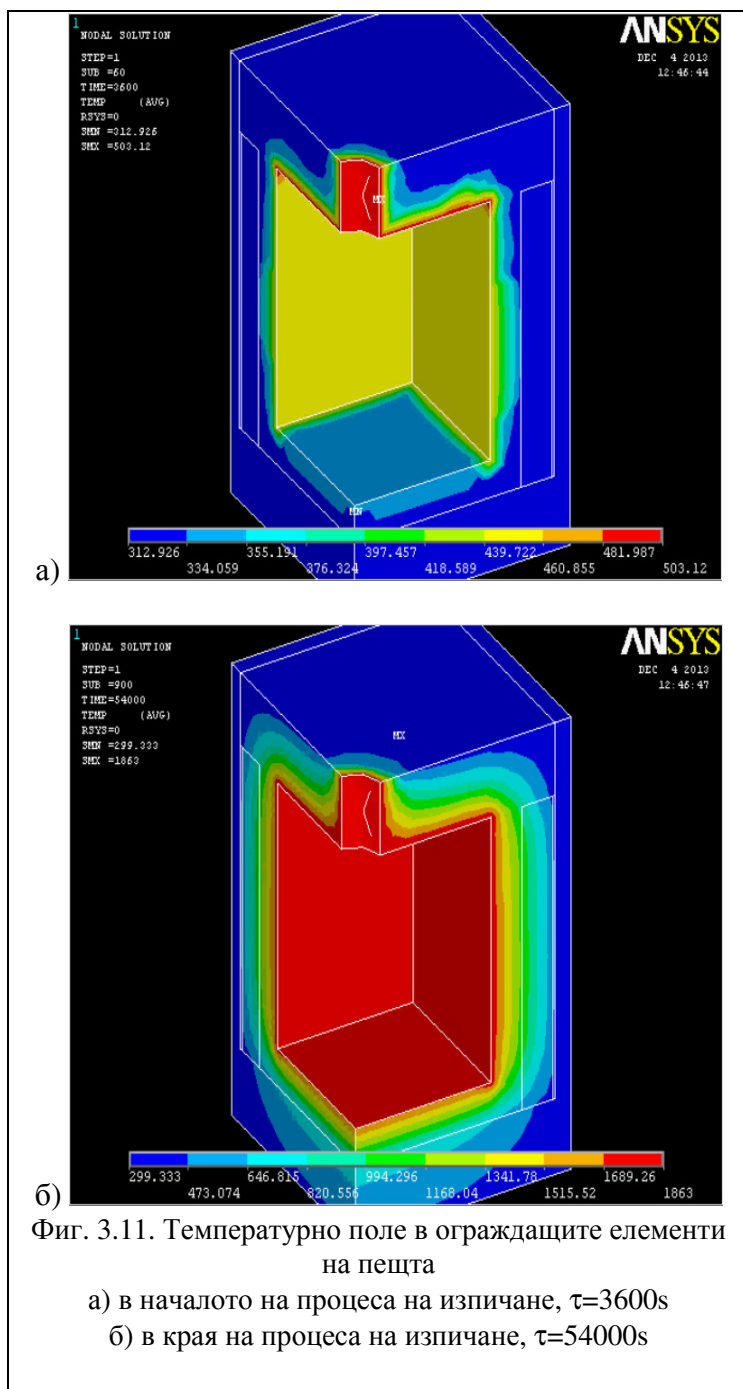
За моделното изследване на нестационарния горивен процес и на спрегнатия топлообмен в камерната пещ е използван описания по-горе алгоритъм.

3.1.1. Числено моделиране на нестационарния топлообмен в ограждащите елементи на пещта.

Построен е 3D геометричен модел на зидарията на работещата пещ (фиг.3.10) и е проведено числено изследване на температурното поле в нея при гранични условия съгласно температурна крива. На фигура 3.11 е представено температурното поле в ограждащите елементи на пещната камера в отделни моменти от процеса на изпичане.

В резултат са получени моментни стойности на плътностите на топлинния поток към ограждащите елементи на зидарията, на базата на които са изчислени «изкуствени» коефициенти на топлопреминаване U^* по формула (2.1), отразяващи акумулираната топлина и топлопреминаването през стените, свода и пода на пещта. Те са уточнени чрез 2 итерационни процедури при последователно числено симулиране нестационарния топлообмен в пещното пространство и в зидарията. Числените стойности на U^*

(представени в таблица 13 на Приложение 2) са използвани при формулиране на граничните условия за последващото моделиране на процесите в пещното пространство.

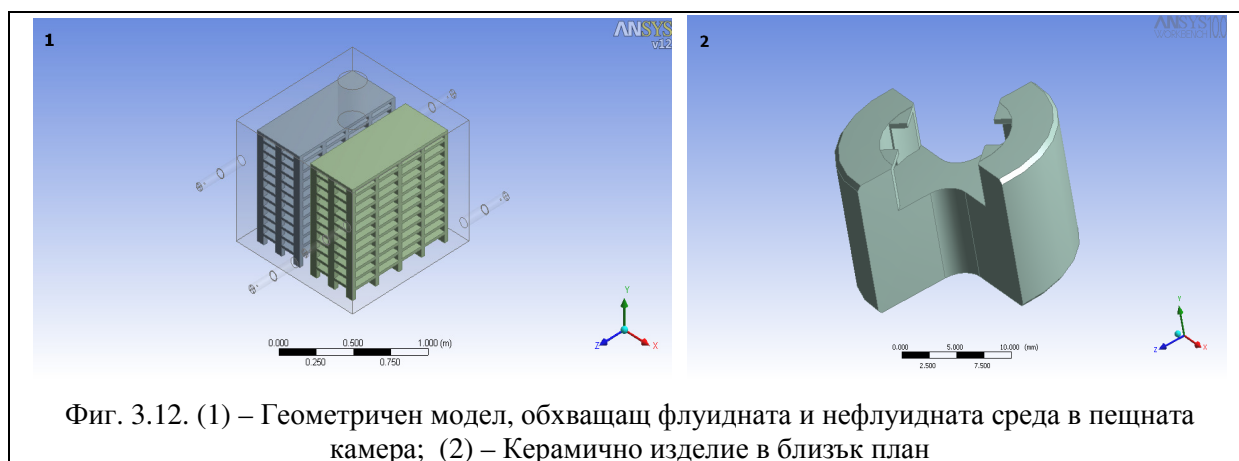


отнесена към обема на помощния огнеупор.

3.1.2. Числено моделиране на нестационарния топлообмен в пещното пространство.

Генериран е 3D геометричен модел, съставен от флуидния обем на пещното пространство и горелката, и нефлуидния обем на керамичната продукция и на редалката (фигура 3.12).

Изпичаните керамични изделия имат сравнително малки размери и сложна геометрия. Отразяването им в геометричния модел е възможно, но изисква големи компютърни ресурси поради необходимостта от фина мрежа при процеса на дискретизация на пространството. Наредената върху помощния огнеупор (корундова етажна конструкция) продукция е моделирана геометрично чрез увеличаване на плътността и грапавостта на редалката. Завишената плътност на редалката е получена като към нейната маса е прибавена и масата на продукцията, и сумата е



Граничните условия за моделиране на нестационарния топлообмен са представени в таблица 3.8. Поради невъзможността изменението на скоростите на въздуха и горивото на входа на горелките да бъдат апроксимирани чрез един израз, периодът на изпичане на керамичните изделия е разделен на четири подпериода. За първия подпериод са използвани гореописаните начални условия, а за следващите подпериоди за начални условия са задавани получените в края на предходния подпериод резултати. Изведените зависимости на скоростите от времето са използвани при дефиниране на граничните условия на входа и изхода на горивото и въздуха по горелки (зададени са като скорости, перпендикулярни на входните сечения).

За всеки подпериод е използван средноаритметичен за него коефициент на топлопреминаване U^* , определен на базата на моментните стойности от таблица 13, Приложение 2.

Таблица 3.8

Граници	Гранични условия
1. Околни повърхнини на пещното пространство	
1.1 Стени, под, свод	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U^* (T - T_o) = 0$ където: $U^* = \frac{U^*_{init} + U^*_{end}}{2}$ $V_x = V_y = V_z = 0$
1.2. Повърхнини на редалката и продукцията, граничещи с флуидната среда	$V_x = V_y = V_z = 0$

1.3 Контактни повърхности на отделните части на редаката	$V_x = V_y = V_z = 0$ Идеален топлинен контакт $(\partial t / \partial y)_{y_i} = 0$
2. Входящи и изходящи газови потоци ⁽¹⁾	
2.1 – Входи на въздушните потоци	$T_{вздох} = 423 \text{ K}$ $V_x = V_y = 0$, $V_z = V_n = \frac{V_{\alpha} B_o}{\sum F_{вздох}}$ където : $B_o = B_o(\tau)$ Масови части на кислорода и азота: $g_{O_2} = 0,22$; $g_{N_2} = 0,78$;
1-ва горелка	$V_n = \begin{cases} (0,014\tau - 0,288e - 5\tau^2 + 2,331e - 10\tau^3 - 6,541e - 15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (19,885 - 0,315e - 2\tau + 0,131e - 5\tau^2 - 1,532e - 10\tau^3 + 5,428e - 15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (21,217 + 0,111e - 2\tau - 2,553e - 7\tau^2 + 2,307e - 11\tau^3 - 7,348e - 16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (21,21 + 0,232e - 3\tau + 1,1875e - 7\tau^2 - 1,151e - 11\tau^3)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} (0,011\tau - 0,172e - 5\tau^2 + 1,156e - 10\tau^3 - 2,774e - 15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (20,646 - 0,891e - 3\tau + 5,134e - 7\tau^2 - 6,066e - 11\tau^3 + 2,146e - 15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (25,412 + 0,651e - 3\tau - 2,343e - 7\tau^2 + 3,293e - 11\tau^3 - 1,382e - 15\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (25,127 - 0,216e - 3\tau - 7,292e - 8\tau^2 + 2,782e - 13\tau^3 + 4,032e - 16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
2-ра горелка	$V_n = \begin{cases} (0,012 - 0,234e - 5\tau^2 + 1,907e - 10\tau^3 - 5,463e - 15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (18,1467 - 0,243e - 2\tau + 9,851e - 7\tau^2 - 1,148e - 10\tau^3 + 4,056e - 15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (19,059 + 0,571e - 3\tau - 8,234e - 8\tau^2 + 6,559e - 12\tau^3 - 2,436e - 16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (19,311 + 0,117e - 2\tau - 1,743e - 7\tau^2 - 1,251e - 12\tau^3 + 6,978e - 16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} (0,01\tau - 0,158e - 5\tau^2 + 1,022e - 10\tau^3 - 2,397e - 15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (22,167 - 0,996e - 4\tau + 3,007e - 7\tau^2 - 5,114e - 11\tau^3 + 2,196e - 15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (24,813 + 0,111e - 2\tau - 3,204e - 7\tau^2 + 3,355e - 11\tau^3 - 1,248e - 15\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (20,939 + 0,294e - 2\tau - 4,744e - 7\tau^2 + 3,547e - 12\tau^3 + 1,397e - 15\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
3-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,009\tau - 0,199e - 5\tau^2 + 1,659e - 10\tau^3 - 4,77e - 15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (12,496 - 0,159e - 2\tau + 6,412e - 7\tau^2 - 7,383e - 11\tau^3 + 2,587e - 15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (13,305 + 0,841e - 3\tau - 2,083e - 7\tau^2 + 2,048e - 11\tau^3 - 6,921e - 16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (13,611 + 0,2918e - 3\tau + 2,953e - 8\tau^2 + 1,646e - 13\tau^3 - 4,229e - 16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
4-та горелка	$(0,0101\tau - 0,2157e - 5\tau^2 + 1,759e - 10\tau^3 - 4,983e - 15\tau^4)6$ за $0s < \tau \leq 14400s$ $(15,43 - 0,208e - 2\tau + 7,89e - 7\tau^2 - 9,043e -$ за $14401s \leq \tau \leq$

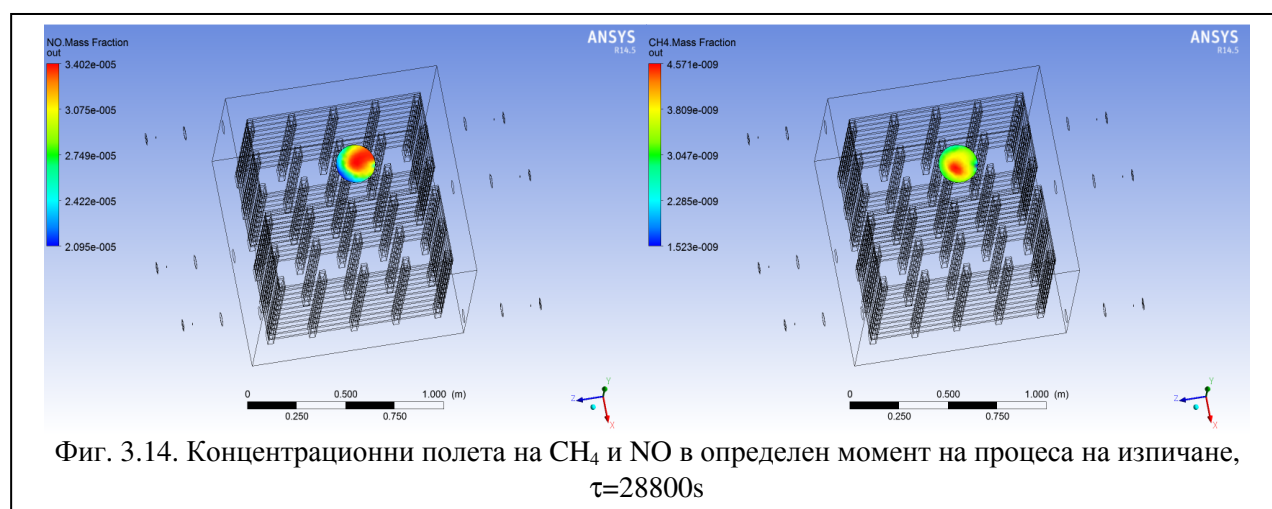
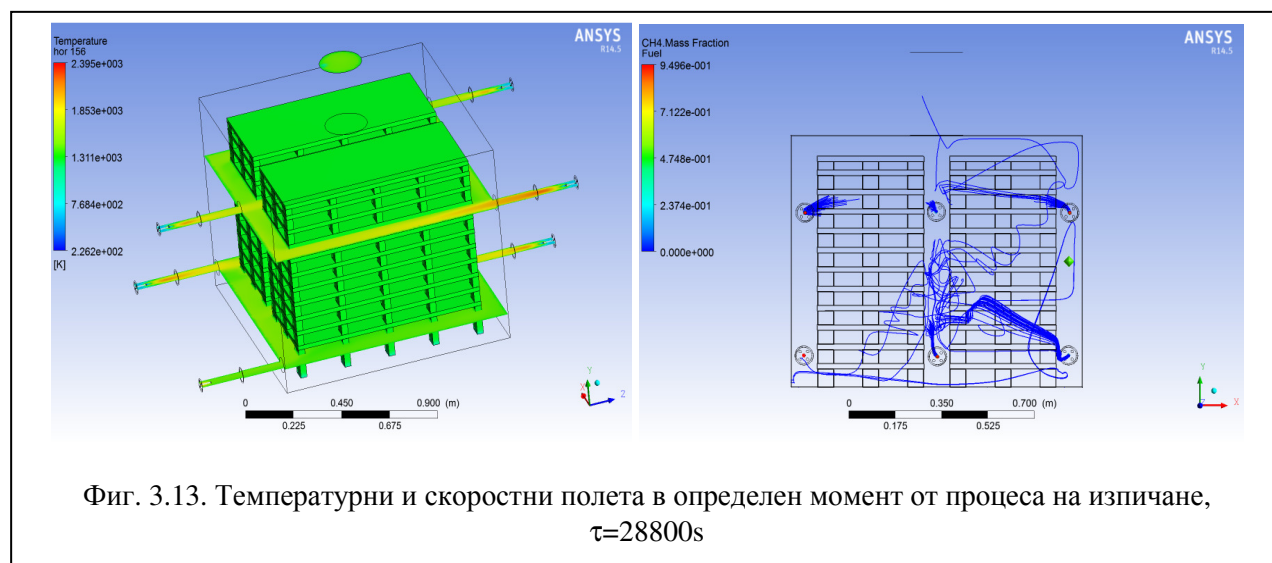
6-та горелка	$V_n = \begin{cases} 11\tau^3 + 3,179e-15\tau^4)6 & 28800s \\ (16,062 + 0,605e-3\tau - 9,826e-8\tau^2 + 7,307e-12\tau^3 - 2,443e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (15,705 + 0,1e-2\tau - 1,0831e-7\tau^2 + 2,405e-12\tau^3 + 7,457e-17\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
2.2 – Входове на горивото	$T_{гор} = 293K \quad V_x = V_y = 0, \quad V_z = V_n = \frac{B}{\sum F_{гор}} \quad \text{където : } B = B(\tau)$
1-ва горелка	$V_n = \begin{cases} (0,7e-3\tau - 3,944e-8\tau^2 - 4,054e-12\tau^3 + 2,897e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (2,248 - 0,2780e-3\tau + 1,541e-7\tau^2 - 1,86e-11\tau^3 + 6,691e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (3,441 - 0,726e-3\tau + 2,511e-7\tau^2 - 2,746e-11\tau^3 + 9,732e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (4,9 - 0,851e-3\tau + 1,309e-7\tau^2 - 5,31e-13\tau^3 - 4,79e-16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
2-ра горелка	$V_n = \begin{cases} (0,631e-3\tau - 4e-8\tau^2 - 3,01e-12\tau^3 + 2,364e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (1,971 - 0,293e-3\tau + 1,414e-7\tau^2 - 1,655e-11\tau^3 + 5,859e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (2,849 - 0,629e-3\tau + 2,14e-7\tau^2 - 2,326e-11\tau^3 + 8,199e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (3,984 - 0,687e-3\tau + 1,076e-7\tau^2 - 1,319e-12\tau^3 - 3,284e-16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
3-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,56e-3\tau - 3,553e-8\tau^2 - 2,501e-12\tau^3 + 1,995e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (1,8 - 0,1978e-3\tau + 9,613e-8\tau^2 - 1,143e-11\tau^3 + 4,12e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (2,475 - 0,578e-3\tau + 1,976e-7\tau^2 - 2,136e-11\tau^3 + 7,445e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (3,366 - 0,484e-3\tau + 7,002e-8\tau^2 + 4,679e-13\tau^3 - 3,096e-16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
4-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,547e-3\tau - 2,082e-8\tau^2 - 4,414e-12\tau^3 + 2,697e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (1,981 - 0,221e-3\tau + 1,228e-7\tau^2 - 1,503e-11\tau^3 + 5,48e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (2,942 - 0,666e-3\tau + 2,148e-7\tau^2 - 2,279e-11\tau^3 + 7,923e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (3,92 - 0,667e-3\tau + 1,044e-7\tau^2 - 7,25e-13\tau^3 - 3,862e-16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
5-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,314e-3\tau - 5,874e-9\tau^2 - 3,388e-12\tau^3 + 1,853e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (1,161 - 0,106e-3\tau + 6,176e-8\tau^2 - 7,548e-12\tau^3 + 2,744e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (1,697 - 0,352e-3\tau + 1,1681e-7\tau^2 - 1,267e-11\tau^3 + 4,473e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (2,258 - 0,362e-3\tau + 5,233e-8\tau^2 + 2,728e-13\tau^3 - 2,291e-16\tau^4)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} (0,378e-3\tau - 3,321e-9\tau^2 - 4,567e-12\tau^3 + 2,414e-16\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (1,491 - 0,155e-3\tau + 8,17e-8\tau^2 - 9,775e-12\tau^3 + 2,414e-16\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$

6-та горелка	$12\tau^3 + 3,52e-16\tau^4)6$ $(2,148 - 0,526e-3\tau + 1,832e-7\tau^2 - 2,008e-11\tau^3 + 7,04e-16\tau^4)6$ $(2,876 - 0,457e-3\tau + 6,653e-8\tau^2 + 4,232e-13\tau^3 - 3,032e-16\tau^4)6$	28800s за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
2.3 – Изход на пещта	$p = 0 \text{ Pa}$	

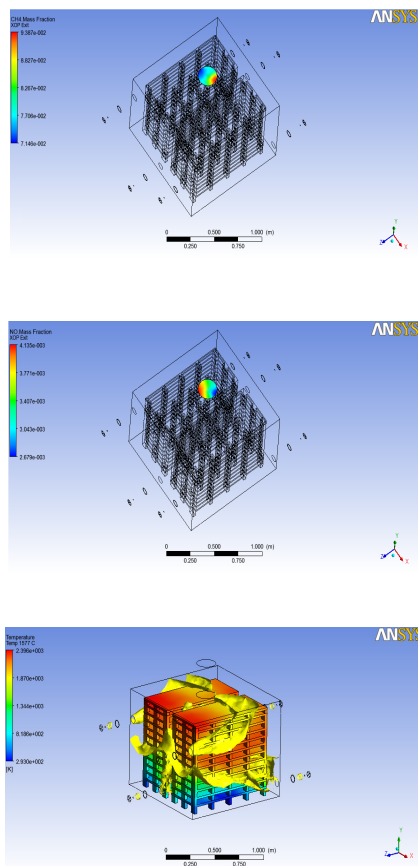
- (1) Изразите за скоростите на входящите въздух и гориво са получени по метода на най-малките квадрати чрез използването на софтуер MAPLE – Приложение 2 (точка 7). За целта са използвани изчислени скорости на съответните входове представени в Приложение 2 (точка 6 и таблици 1-9). Изменението на скоростите е видно от фиг.3.5 и фиг.3.6.

Проведена е последователна числена симулация на отделните етапи на процеса на изпичане, като итерационните процедури за прекратяване при достигната зададена степен на сходимост $RMS < 1.10^{-4}$.

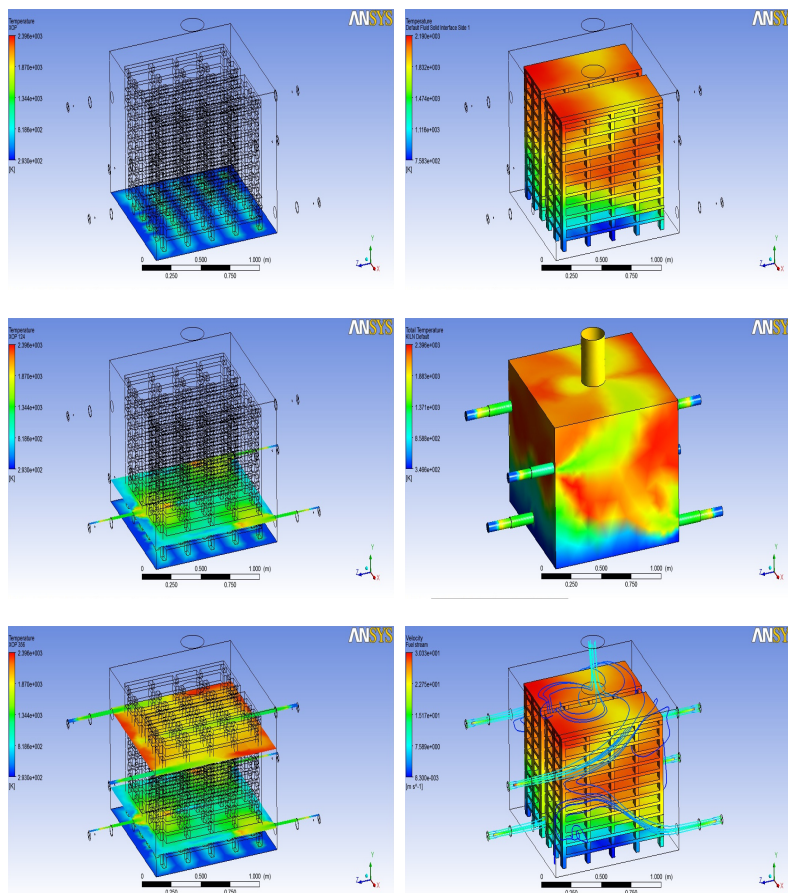
На фигури 3.13 и 3.14 са визуализирани резултати за температурните, скоростните и концентрационни полета в определен момент на процеса.



На фигура 3.15 са показани масовите фракции на CH_4 и NO_x на изхода от пещната камера, както и изотермична повърхнина с температура 1577°C . Резултати относно температурните и хидродинамични полета в газовата среда и в редалката са визуализирани във фигура 3.16.



Фиг. 3.15. CH_4 , NO_x масови фракции; изоповърхнина при 1577°C



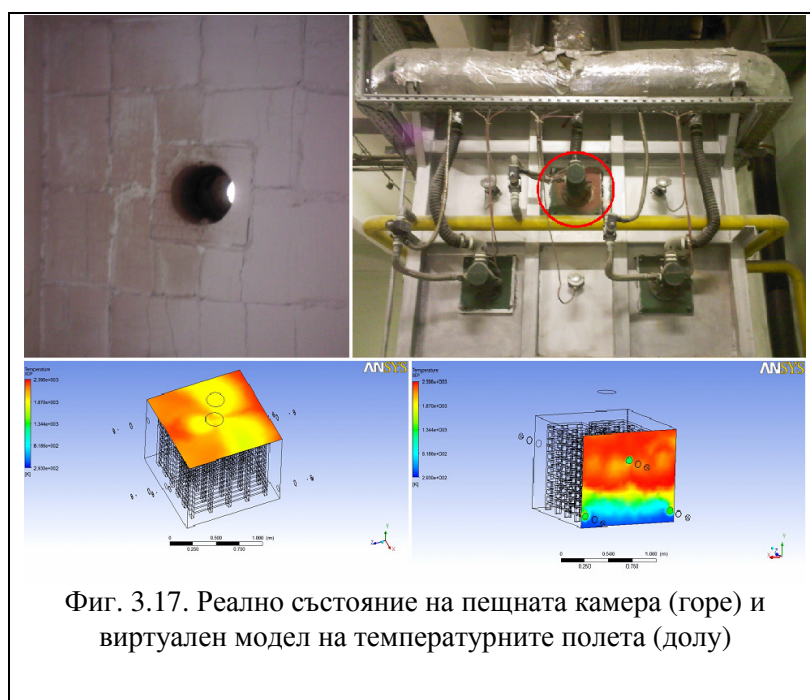
Фиг. 3.16. Температурни полета и токови линии в газовата среда и в редалката

Делът на неизгорялото гориво (основно нереагирал метан CH_4) е в порядъка от 7,2 - 9,4%. Температурната разлика по повърхността на редалката в началото на процеса на изпичане достига до 1432K. От анализа на горните фигури е видно, че факелите на горелките създават неравномерно температурно поле поради взаимното насрещно действие на срещуположните гориво-въздушни струи.

3.1.3. Валидиране на модела

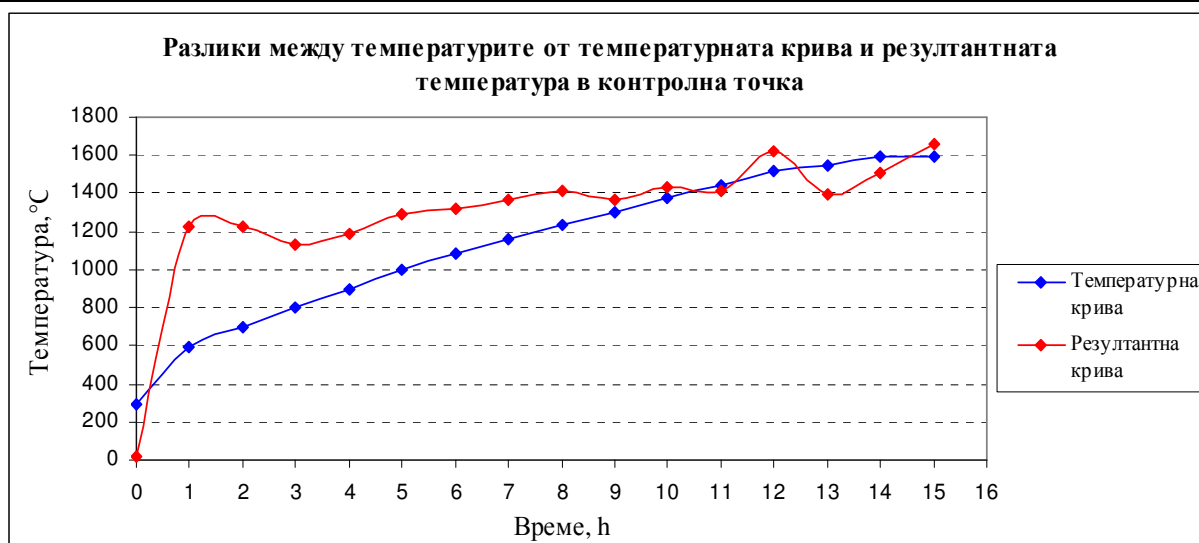
В резултат на численото моделиране на процесите е установено завишено топлинно натоварване върху зони от стените, съответстващи на изменените цветово и дефектиралите повърхности от пещната зидария - фигура 3.17.

Получените от проведеното числено изследване резултати за температурата в областта на контролната термодвойка от работещата пещ са представени в таблица 15, Приложение 2. Получените стойности на температурата в контролната точка се различават от зададените стойности по температурна крива със средно 7 процента



Фиг. 3.17. Реално състояние на пещната камера (горе) и виртуален модел на температурните полета (долу)

(фиг. 3.18). Разликите са по-големи в началото на процеса на изпичане и намаляват след 7-мия час. В действителност в работещата пещ е проблем поддържането на температурната крива именно в началото на процеса на изпичане. По-високите температури в началото на процеса се дължат на трудността при регулиране на горивния процес при тази мощност. Това е причина за завишените коефициенти на излишък на въздуха в този период. Резултатите от валидацията на модела са основание за последващи моделни изследвания с цел усъвършенстване на съществуващата САР на горивоподаването и конструкция на пещния агрегат.



Фиг. 3.18 Сравнение между данните от температурната крива и получените резултати

Констатации

При проведените моделни изследвания е потвърдено неудачното срещуположно разположение на шестте горелки в печната камера и невъзможността за поддържане на равномерно температурно поле в нея чрез настройка на горивния процес.

Резултатите относно нестационарните и неравномерни скоростни, температурни и концентрационни полета в печната камера доказват недобре организиран горивен процес и насочват към промяна вида на горелките и на пространственото им разположение с цел по-добро обтичане на редалката от горещите газове. Решението на този проблем трябва да бъде съобразено със съществуващата топография на изхода на продуктите на горене от печната камера, чиято реконструкция ще изисква допълнителни разходи и ресурси.

Алтернатива за подобряване на топлообмена е и увеличаване на светлото сечение в редалките с цел увеличаване влиянието на радиационния топлообмен между горещата флуидна среда и керамичната продукция. Но от друга страна това преразпределение на геометрията на редалката би довело до редуциране на количеството на изпичаната продукция в пещта

3.2. Подобряване на нестационарния спрегнат топлообмен в печната камера чрез прецизиране на конструктивното оформление на печния агрегат и на температурния режим на изпичане

След обсъждане на вариантите и възможностите за реконструкция на печния агрегат с ръководството на завода и с водещи специалисти в областта на този тип пещи е прието да бъдат проведени моделни изследвания при:

- различни по отношение на типа, броя и топологията горелки със съответстваща на топлинния баланс мощност;



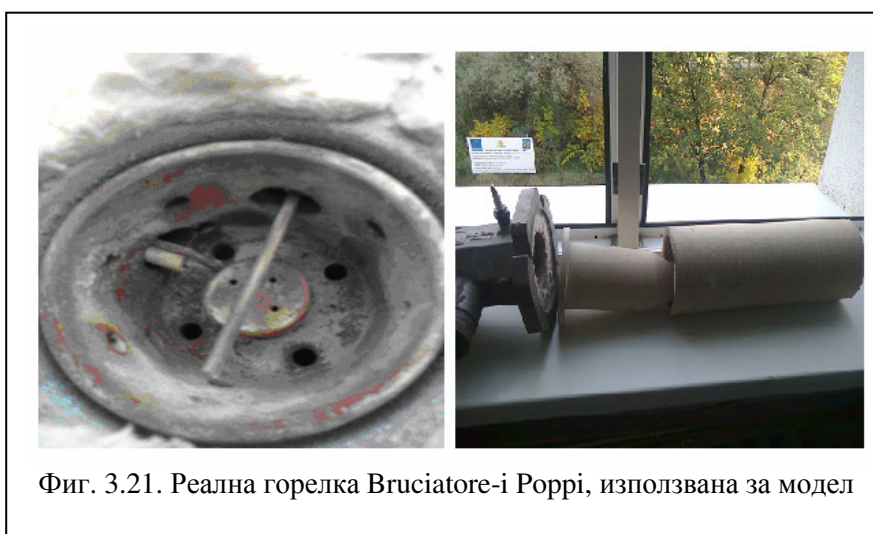
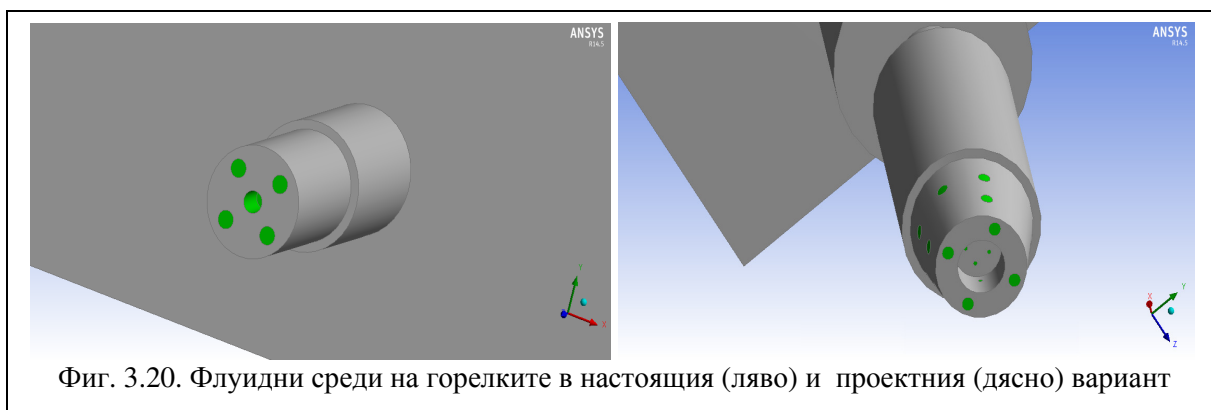
- нова температурна крива, определяща нов температурен режим на работа на печния агрегат;

- нова редалка.

Дебелините, структурата и свойствата на ограждащите елементи на печната камера се запазват.

От анализа на получените резултати и след повторно обсъждане с ръководството на завода и отговорния за изпичането персонал са приети следните мерки за реконструкция:

1. По предложение на екипа на предприятието горелките да бъдат марка Bruciatore-i Porri – 8 броя, всяка с мощност 40kW (Приложение 3). Те са разположени по две на всяка вертикална стена така, че да образуват два противотокови кръга - горен и долен (фигура 3.19). На всяка горелка има по четиринадесет дюзи за подаване на въздух (диаметър 0,006m) и седем дюзи за подаване на горивото - природен газ (диаметър 0,002m). Съпоставка на флуидните среди на горелките в настоящия вариант и във виртуалния модел са представени на фигура 3.20, като за създаването на виртуалния геометричен модел е заснета конструкцията на бъдещите горелки – фигура 3.21.



2. Нов температурен режим, определен от отговорния за изпичането персонал, като данни за температурната крива са дадени на фигура 3.22.

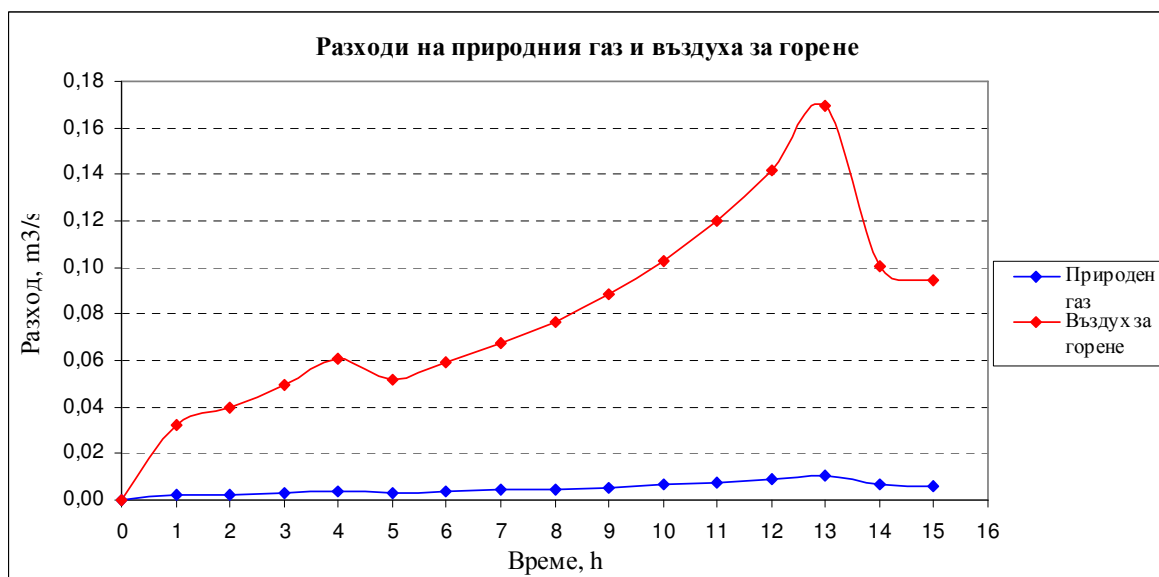


3. С цел по-пълно използване на пещното пространство и по желание на екипа на предприятието се възприе чрез моделни изследвания да се провери възможността за изпичане при една етажна конструкция на редалката (в настоящия момент те са две) и увеличена маса на керамичната продукция (фигура 3.19).
4. Въвеждане на САР за регулиране на горивния процес отделно за долния и горния кръг. Предвидено е да топлинният товар на долния и горния кръг горелки да бъде разпределен и поддържан в съотношение 60/40.

Въз основа на уравнението на топлинния баланс в матричен вид (2.17)

$$[B]([Q_o^p] + V_\alpha [h_{вздох}] + [h_{гор}] - V_\alpha^{\partial z} [h_{\partial z}]) = [\dot{Q}_{нагр}] + [\dot{Q}_{прод}] + [\dot{Q}_{огн}] + [\dot{Q}_{хим}]$$

са определени часовите стойности на разхода на природен газ с температура 20°C и въздуха за горене с температура 150°C - фигура 3.23 (Приложение 4 – таблици 1-4). Топлинните потоци за нагряване на огнеприпаса, продукцията и задарията в съответните матрици са определени чрез симулиране на нестационарното им прогриване по температурната крива чрез утвърдени модели. На базата на преизчислените разходи на горивото и въздуха са изчислени скоростите им на входа на дюзите на горелките (Приложение 4 - таблица 3). На базата на числените стойности на тези скорости са изведени в средата на MAPLE зависимости, които отразяват изменението им във времето (Приложение 4, точка 4).



Фиг. 3.23. Разходи на природния газ и въздуха за горене, получени в резултат на топлинния баланс

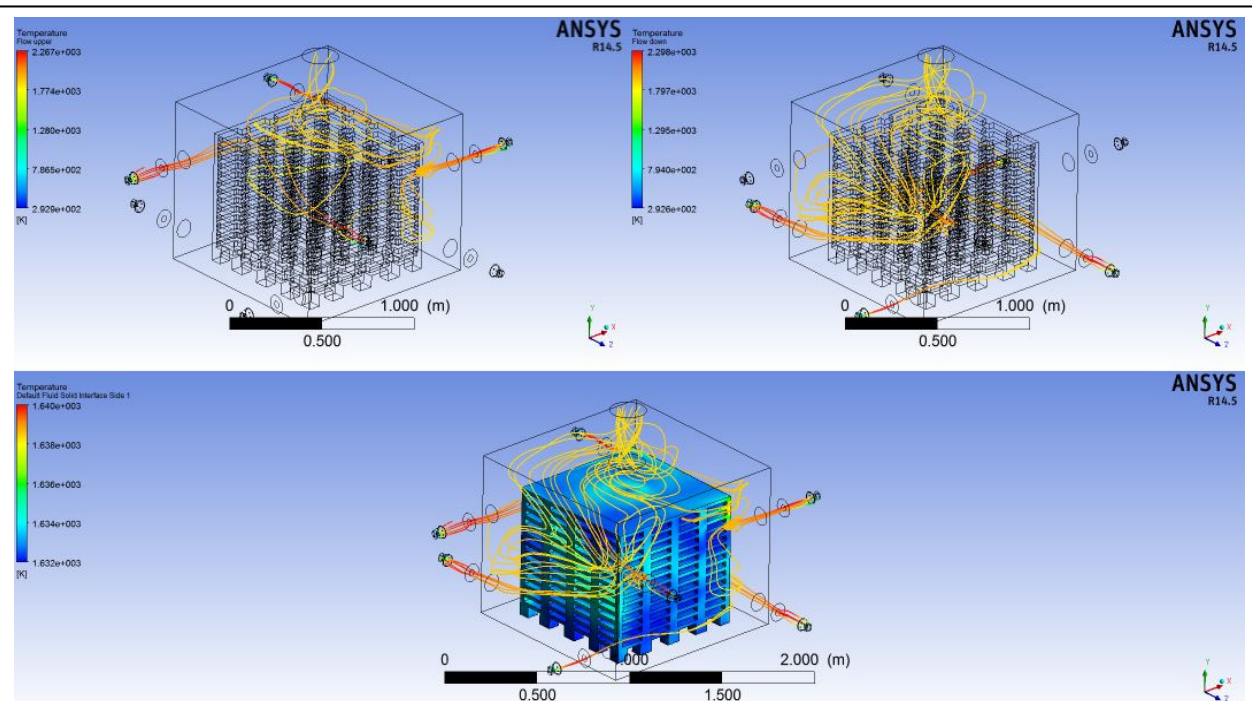
Условията на еднозначност отразяват приетите условия на процеса и изменението на разходите на въздух и гориво с времето В таблица 3.10 са показани граничните условия за моделиране на нестационарния топлообмен при проекто-варианта на пещта.

Таблица 3.10

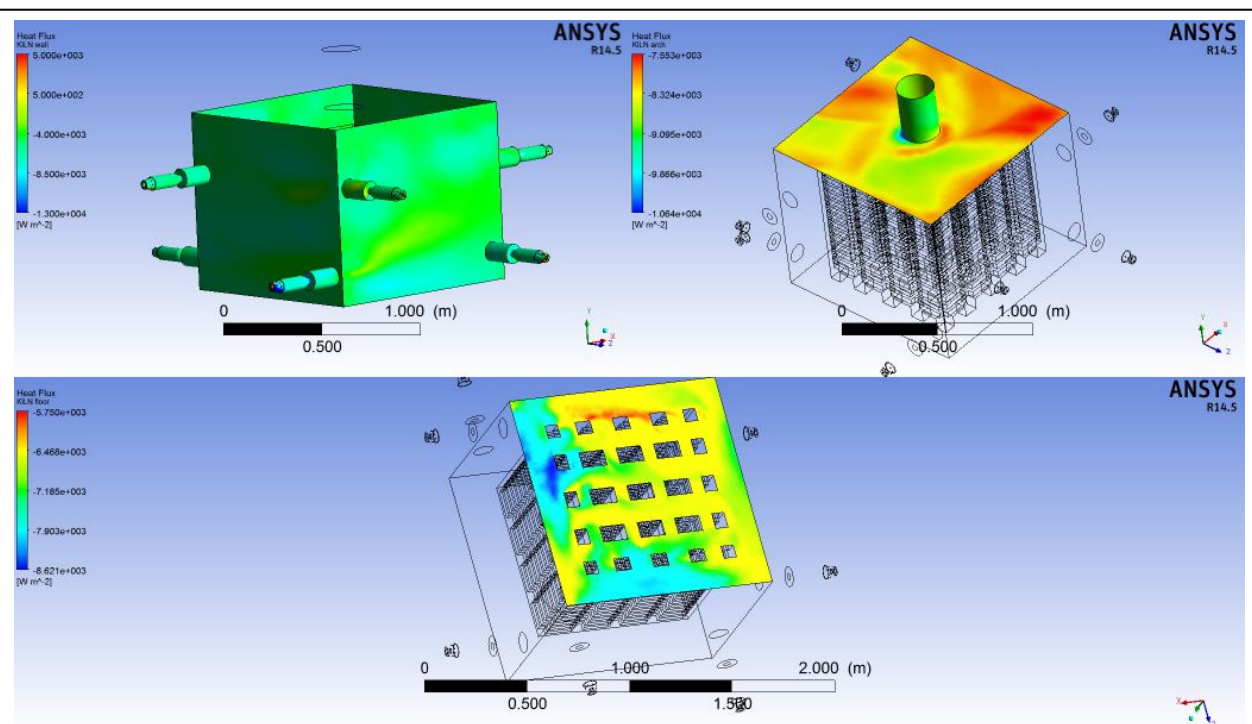
Граници	Гранични условия
1. Околни повърхнини на пещното пространство	
1.1 Стени, под, свод	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U^* (T - T_o) = 0$ където: $U^* = \frac{U^*_{init} + U^*_{end}}{2}$ $V_x = V_y = V_z = 0$
1.2. Повърхнини на редалката и продукция-та, граничещи с флуидната среда	$V_x = V_y = V_z = 0$
1.3 Контактни повърхности на отделните части на редалката	$V_x = V_y = V_z = 0$ Идеален топлинен контакт $(\partial/\partial y)_{yi}=0$
2. Входящи и изходящи газови потоци ⁽¹⁾	
2.1 – Вхове на въздушните потоци	$T_{вздох} = 423 \text{ K}$ $V_x = V_y = 0$, $V_z = V_n = \frac{V_a B_o}{\sum F_{вздох}}$ където : $B_o = B_o(\tau)$ Масови части на кислорода и азота: $g_{O2}=0,22$; $g_{N2}=0,78$;

<i>Долен кръг от горелки</i>	$V_n = \begin{cases} 0,568e-2\tau - 9,584e-7\tau^2 + 7,639e-11\tau^3 - 2,085e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 18000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 18,384 + 0,619e-3\tau + 1,735e-8\tau^2 - 1,722e-13\tau^3 + 1,907e-17\tau^4 & \text{за } 18001s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 49,958 + 0,127e-1\tau - 0,350e-5\tau^2 + 2,016e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
<i>Горен кръг от горелки</i>	$V_n = \begin{cases} 0,379e-2\tau - 6,389e-7\tau^2 + 5,092e-11\tau^3 - 1,390e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 12,256 + 0,413e-3\tau + 1,156e-8\tau^2 - 1,132e-13\tau^3 + 1,267e-17\tau^4 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 33,305 + 0,849e-2\tau - 0,233e-5\tau^2 + 1,344e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
<i>2.2 – Входи на горивото</i>	$T_{гор} = 293K \quad V_x = V_y = 0, \quad V_z = V_n = \sum \frac{B}{F_{гор}} \quad \text{където : } B=B(\tau)$
<i>Долен кръг от горелки</i>	$V_n = \begin{cases} 0,695e-2\tau - 0,117e-5\tau^2 + 9,350e-11\tau^3 - 2,552e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 18000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 22,502 + 0,759e-3\tau + 2,115e-8\tau^2 - 2,049e-13\tau^3 + 2,322e-17\tau^4 & \text{за } 18001s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 61,150 + 0,156e-1\tau - 0,428e-5\tau^2 + 2,467e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
<i>Горен кръг от горелки</i>	$V_n = \begin{cases} 0,464e-2\tau - 7,821e-7\tau^2 + 6,234e-11\tau^3 - 1,701e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 15,002 + 0,506e-3\tau + 1,408e-8\tau^2 - 1,354e-13\tau^3 + 1,546e-17\tau^4 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 40,767 + 0,104e-1\tau - 0,285e-5\tau^2 + 1,645e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
<i>2.3 – Изход на пещта</i>	$p = 0 Pa$

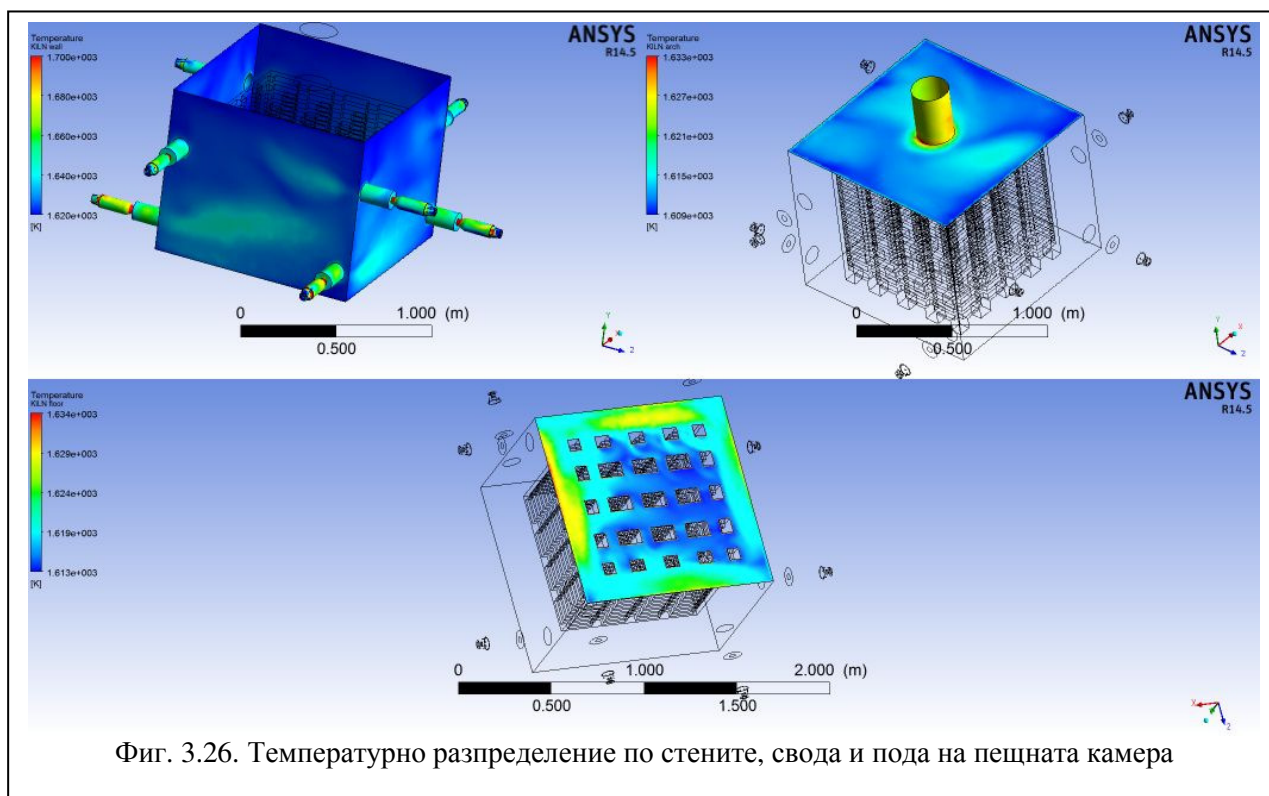
При изменените съгласно концепцията за реконструкция условия за еднозначност е проведена числена симулация на нестационарните температурни, скоростни, концентрационни полета и разпределението на налягането при процеса на изпичане. Визуализирани резултати са представени на фигури 3.24 – 3.26.



Фиг. 3.24. Токови линии на газовите потоци на горния (ляво) и долния (дясно) ред горелки. Общ изглед на обтичането на редалката в крайния момент на процеса на изпичане (долу)



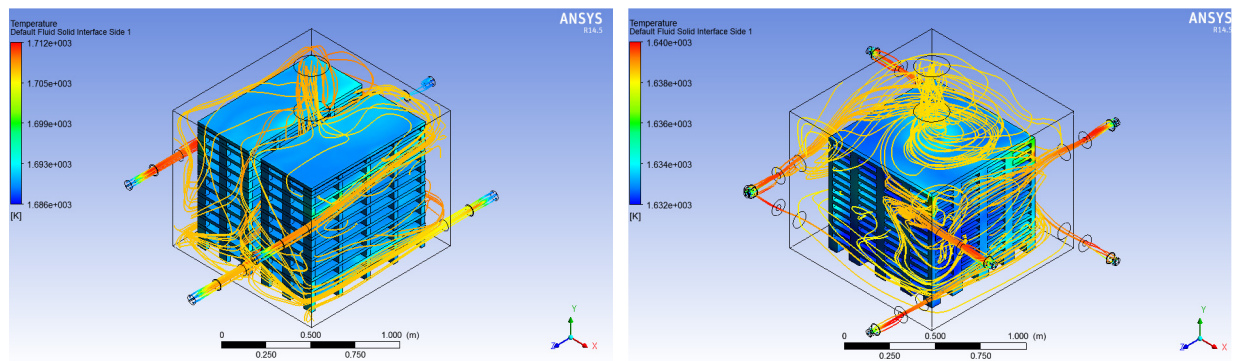
Фиг. 3.25. Топлинно натоварване на стените, свода и пода на печната камера



При полученото температурно разпределение по ограждащите печната камера повърхнини са установени температурни разлики между зоните с най-ниска и най-висока температура под 100 K. Така например в последния етап от процеса на изпичане температурната разлика по стените е 80K (4,9%), за свода е 24K (1,5%) и за пода е 21K (1,3%).

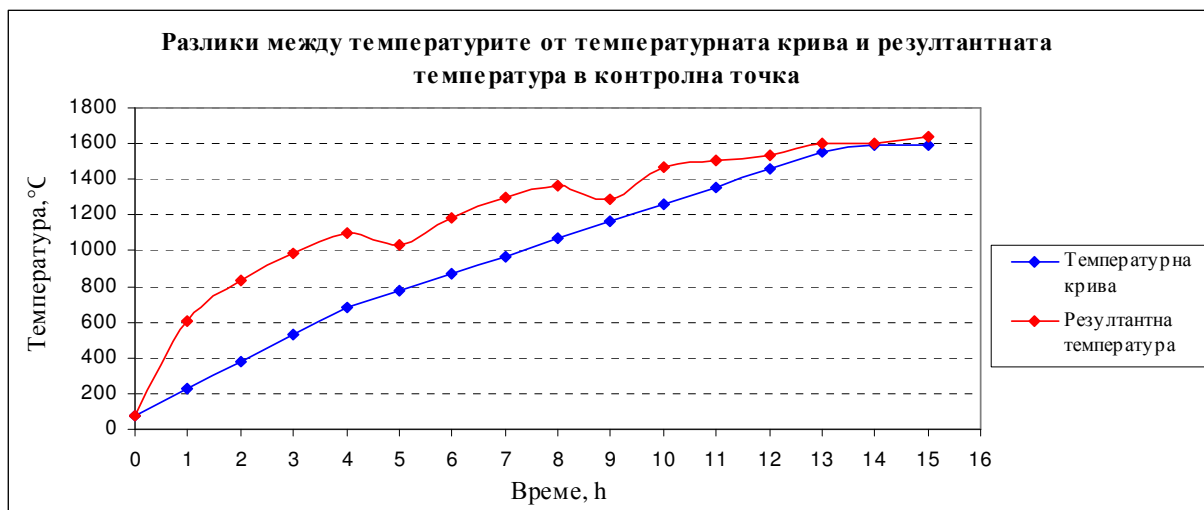
Установено е и намаляване на температурния градиент в редалката при съпоставката между реалната и проектната печ. Температурната разлика (между минималната и максимална повърхностна температура) в последния етап на изпичането при действащата печ е 26K (1,5%), докато при проектната е 8K (0,5%).

На фигура 3.27 е направена съпоставка на разпределението на газовите потоци при реалната и виртуалната печна камера. При приетите условия за моделиране се наблюдава увеличаване на престоя на горещите газове средно с 30-35% в печната камера в сравнение с настоящия вариант на горивната инсталация. Това се дължи на удължения път на потоците при формираните циркулационни кръгове, създадени от противотоковото действие на двата кръга горелки – долен и горен. По този начин се намалява възможността за непълно горене и се увеличава количеството на отдадената топлина от газовете към изпичаната продукция. Така енергията, отделена при горивния процес се усвоява по-пълно.



Фиг. 3.27. Съпоставка на резултатите за газовите потоци в крайния момент на процеса при настоящото положение (ляво) и след въвеждане на предвидените изменения (дясно)

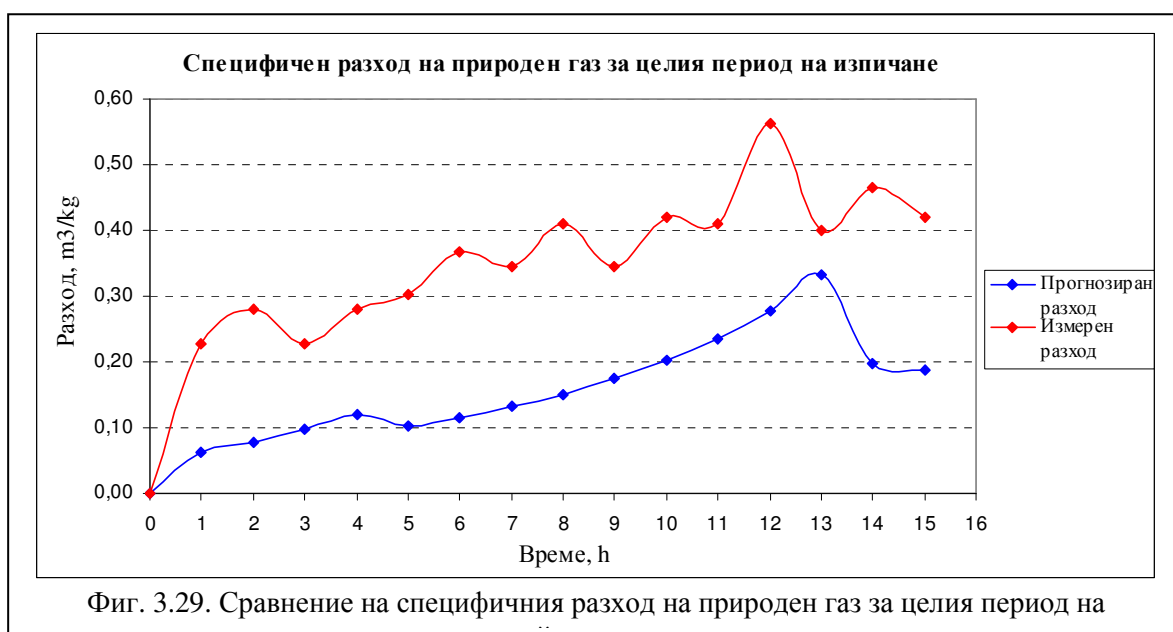
Разликата между изчислените температури в контролната точка и зададените стойности по температурна крива са дадени на фигура 3.28 (Приложение 4 – таблица 5). Отклоненията са по-големи в началото и значително намаляват в края на процеса. Тези отклонения се дължат на сравнително непрецизното моделиране на топлинните загуби през стените и на акумулираната топлина от ограждащите елементи на зидарията, и в реалния обект могат да бъдат редуцирани чрез САР.



Фиг. 3.28. Разлики между изчислените температури и контролираните стойности на температурата от температурна крива

3.3. Енергиен и екологичен ефект при реализиране на предложените мерки

Изменението на специфичния разход на природен газ m^3/kg за периода на изпичане при съществуващата пещ и проекто-варианта за реконструкция е представено на фиг.3.29 (Приложение 4 – таблица 6). При числено интегриране на разходите на гориво във времето са определени сумарните количества природен газ за един цикъл на изпичане (Приложение 4 - таблица 2). Установено е, че след реконструкцията на пещта разходът на гориво за един цикъл на изпичане ще се редуцира от 506m^3 до 264m^3 (с 47,8 %), което води до икономия на енергия от 2,343 MWh/работен цикъл.



Реализираната икономия на гориво е 3 m^3 природен газ за 1kg изпичана продукция за един работен цикъл на пещта. Това води до редукция на специфичната енергия за изпичане с 29 kWh/kg . При определянето на тази икономия е взето предвид увеличението на масата на изпичаната продукция за един работен цикъл от $92,6\text{kg}$ на 108kg .

Екологичния ефект е изчислен съгласно Закона за енергийна ефективност и Наредба №7 / 15.12.2004г. за енергийна ефективност на сгради - таблица 3.11.

Таблица 3.11

Икономия на специфична енергия	Коефициент на екологичен еквивалент на енергоресурси f_i	Спестени емисии CO_2
kWh	$\text{gCO}_2 / \text{kWh}$	kg
29 kWh/kg продукция	202	5,87 kg/kg продукция
2343 kWh/работен цикъл	202	473,2 kg/работен цикъл

Изводи

1. Организацията на горивния процес и начина на подреждане на продукцията и помощния огнеупорен материал в камерните газови пещи са основни фактори, влияещи върху топлообмена в пещното пространство и върху качеството на изпичаните изделия. Те трябва да осигурят равномерна обтекаемост на продукцията от горещите газове, условия за интензивен топлообмен и равномерно температурно поле в сравнително ограниченото пещно пространство при температури, максимално близки до технологичната температурна крива.

2. В съвременните пазарни среди за техническо обезпечаване на технологичното оборудване в пещни агрегати се предлагат разнообразни по отношение на геометрията и мощността дифузионни горелки. Това позволява вариране на броя и на конструкцията на отделните горелки при определена обща мощност на горивната инсталация. Влиянието на вариантни комбинации от последните фактори върху топлообмена в пещното пространство могат да бъдат оценени най-пълно чрез моделни изследвания.

3. В настоящата работа е предложен алгоритъм за моделно изследване на нестационарните процеси на изпичане на керамични изделия в камерни пещи, който позволява детайлна оценка на горивния процес, хидродинамичната обстановка в пещта, топлообмена и температурното поле при вариране на:

- брой, конструкция, мощност, пространствено разположение и ориентация на горелките;
- пространствено разположение на димохода за отвеждане на изходящите газове;
- маса и геометрия на изпичаните за един цикъл керамични изделия;
- начин на нареждане на продукцията и помощния огнеупорен материал в пещното пространство.

4. Ефективността на предложения алгоритъм е доказана чрез приложението му за анализ и подобряване на топлообмена във една работеща високотемпературна камерна газова пещ за изпичане на керамични изделия.

5. На базата на моделни изследвания са установени варианти за проекто-конструкция на горивната инсталация на пещния агрегат и за начина на нареждане на продукцията в камерата, при които се очакват по-малки градиенти в топло- и хидродинамичните полета, редуциране на загубите на топлина от непълно горене, и загубите с изходящите газове. Това ще доведе до подобряване на:

-технологичната ефективност на топлинния агрегат – увеличаване на производителността, намаляване на брака на продукцията вследствие на равномерно изпичане съгласно температурната крива;

-енергийна и екологична ефективност на топлинния агрегат – предотвратяване на непълното горене, намаляване на специфичния разход на гориво и отделените емисии CO_2 .

6. Предложеното решение за отстраняване на възникналите проблеми при изпичането на керамични изделия може да се усъвършенства с оптимизиране на разпределението на разходите на гориво и въздух по горелки, а оттам и на съотношението на топлинните товари на долния и горния кръг на горивната инсталация.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подобряването на топлообмена при изпичане на керамични изделия е един интердисциплинарен проблем, включващ взаимосвързани задачи от механиката на флуидите, термодинамиката, топлопренасянето, неорганичната химия, приложната математика и информатика, генерирани от комплексния характер на разглежданите процеси:

- триизмерно турбулентно течение на многокомпонентна газова среда;
- горивен процес (дифузионно горене);
- взаимно влияние на горивния процес и турбулизацията на потока;
- сложна кинетика на химическите реакции на горенето;
- спрегнат топлообмен, включващ топлопредаване чрез конвекция и излъчване от газовата към твърдата среда, топлопроводност в твърдата среда, съпроводена с ендо- и екзотермични фазообразуващи процеси в изпичаната керамична маса, и топлообмен чрез излъчване между твърдите повърхности през непрозрачната за топлинното излъчване газова среда.

Математичното моделиране и съвременните хардуерни системи, и софтуерни среди позволяват вариантни решения (по разделен алгоритъм или комплексно), всяко с технико-икономически предимства и недостатъци. В настоящата работа са потърсени и открити решения за подобряване на топлообмена чрез реконструкция на камерната пещ-обект на изследване, на помощния огнеупорен материал и редалката. В момента се провеждат дейности за реализация на предложените дейности на територията на керамичния завод.

Представените изследвания убедително показват силата и възможностите на математичното моделиране и на компютърната симулация за ефективен анализ на различни проекто-варианти на топлинни агрегати и вземане на оптимално оперативно решение.

В съответствие с поставените цели в настоящия труд са постигнати резултати с научни, научно-приложни и инженерно-приложни приноси, които могат да се обобщят както следва:

Научни и научно-приложни приноси

1. Формулиран е научен подход (алгоритъм) за изследване и анализ на работата на високотемпературни камерни газови пещи за изпичане на керамика на базата на съставен математичен модел на нестационарните горивен процес и спрегнат топлообмен в пещното пространство.
2. При решаването на предложения математичен модел са получени числени стойности на нестационарните полета в пещния агрегат, които са визуализирани, анимирани и спомагат за по-доброто разбиране на преносните процеси в камерните пещи при изпичане на керамичните изделия.
3. Създадения алгоритъм позволява:
 - решаването на проектни и проверовъчни задачи за разгледания тип топлотехнически агрегат;
 - определяне и оценка на отделните разходни компоненти на енергийния баланс;
 - параметричен анализ за уточняване на разпределението на разходите на гориво и въздух, периоди на работа на отделните горелки и база за организация и програмиране на системите за автоматично регулиране;
 - оценка на топлообмена и степента на равномерност на температурното поле в обема на пещта при различни варианти на конструктивните елементи на пещния агрегат, и редалката.

Инженерно-приложни приноси

1. Предложени са конструктивни изменения в пещния агрегат, довеждащи до редуциране на разхода на гориво, на свързаните с горенето вредни емисии с 54,8% и до повишаване на производителността на пещта, и намаляване на брака.
2. На базата на получените резултати в настоящия труд в момента се извършва основна реконструкция на обследваната високотемпературна камерна пещ.

ПУБЛИКАЦИИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамика, Сборник-доклади от XVI научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011, Том 1, 214-219
2. Калин Крумов, Симулационно моделиране на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на техническа керамика, Сборник-доклади от XVI научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011, Том 1, 220-224
3. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на възможностите за повишаване на енергийната и технологична ефективност на високотемпературна камерна пещ за изпичане на керамика, сп.Топлотехника, ТУ-Варна, 2013, Книга 1, 60-65
4. Нина Пенкова, Калин Крумов, Анализ на нестационарния топлообмен във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика, Сборник-доклади от XVIII научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2013, Том 1, 307-313
5. Нина Пенкова, Калин Крумов, Повишаване на технологичната и енергийната ефективност във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия чрез прецизиране на конструктивното оформление на пещния агрегат, Сборник-доклади от XIX научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2014, Том 1, 256-260