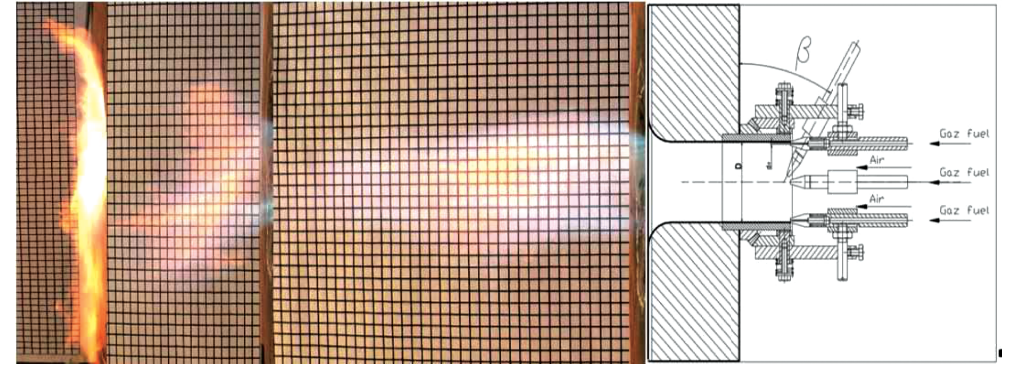




Невен Кръстев • ДИНАМИКА И ТОПЛООБМЕН ПРИ ИНЖЕКТИРАНИ НЕИЗОТЕРМИЧНИ ЗАВЪРТЕНИ СТРУИ

Невен Кръстев

ДИНАМИКА И ТОПЛООБМЕН ПРИ ИНЖЕКТИРАНИ НЕИЗОТЕРМИЧНИ ЗАВЪРТЕНИ СТРУИ



АВАНГАРД ПРИМА

доц. д-р инж. Невен Йорданов Кръстев

**ДИНАМИКА И ТОПЛООБМЕН
ПРИ ИНЖЕКТИРАНИ
НЕИЗОТЕРМИЧНИ ЗАВЪРТЕНИ СТРУИ**

МОНОГРАФИЯ

Издателство Авангард Прима
София, 2024

В настоящата монография е направен анализ на резултатите от проведени изследвания при формирането на радиална струя и наличие на горивен процес. Направена е оценка на възможностите за повишаване на степента на топлоотдаване и равномерното нагриване на изделията, с минимално замърсяване на околната среда. Показани са основните топлотехнически параметри, от които зависи формирането на плосък факел и влиянието на всеки от тях върху ефективността на горене и възможността за неговото управление.

Съответните експериментални изследвания са презентирани в настоящия монографичен труд със съответния снимков материал, растерни изображения, таблици и графики, в достъпен вид за широк кръг от читателската аудитория, включително и за специалисти извън областта на горивната техника.

Монографичният труд може да послужи при проектиране на работещи на същия принцип устройства и има практическа насоченост в областта на енергетиката и промишлеността, което би довело до подобряване на технологичния цикъл на произвежданите изделия.

Авторът изказва своите благодарности на рецензентите за задълбоченото разглеждане и дадените препоръки.

© 2024 доц. д-р инж. Невен Йорданов Кръстев, автор
2024 Рецензенти:
проф. д-р инж. Иван Славейков Антонов
проф. д-р инж. Росица Тодорова Величкова
2024 Авангард Прима, издател
ISBN 978-619-279-058-5

Съдържание	стр.
Съдържание	3
Приети съкращения и означения	4
Въведение	5
Глава първа	10
ТОПЛООБМЕН В ПРОМИШЛЕНИТЕ ПЕЩИ	10
1. Анализ на топлообмена в работното пространство на нагревните пещи	10
1.1 Ролята на моделирането в процеса на топлообмен.....	11
1.2 Ролята на зидарията в процеса на топлообмен.....	23
1.3 Конструкции радиационни горелки.....	23
1.4 Конструкции на пещи с радиационни плоскопламъчни горелки	58
1.5 Изводи от литературния обзор.....	66
Глава втора	67
ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ	67
1. Изследване на възможността за получаване на радиална струя по ежекционно - инжекционен принцип при изотермични условия	67
1.1 Въведение.....	67
1.2 Методика на експеримента	67
1.3 Изводи.....	72
2 Влияние на режимните и конструктивни параметри върху основните размери на радиална инжектирана струя...	73
2.1 Въведение	74
2.2 Методика на експеримента	70
2.3 Същинска част.....	76
2.4 Изводи.....	83
3. Математическо планиране на експеримента при изследване работата на инжекционна вихрова горелка.....	84
3.1 Въведение	84
3.2 Методика на експеримента	87
3.3 Същинска част.....	89

3.4 Изводи.....	94
4. Експериментално изследване влиянието на ъгъла на наклон на дюзите върху режимните условия на инжекционна вихрова горелка.....	95
4.1 Въведение	95
4.2 Методика на експеримента	98
4.3 Същинска част.....	99
4.4 Изводи.....	102
Глава трета	103
ЧИСЛЕНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ	103
1. Изследване на процеса горене в ограничена инжектирана завъртяна струя, с помощта на числено симулиране.....	103
1.1 Въстъпителни бележки.....	103
1.2 Описание на експеримента	104
1.3 Основни уравнения при числено пресмятане на струйни течения.....	106
1.4 Резултати от численото решение.....	114
1.5 Изводи.....	120
Заклучение	121
Литература	122

ПРИЕТИ СЪКРАЩЕНИЯ И ОЗНАЧЕНИЯ

- α – коефициент на излишък на въздух;
 β [rad]– – ъгъл на наклон на лопатките;
 \mathbf{W} [W]– – топлинно натоварване на горивното устройство;
 c [kg/m³] – концентрация;
 d [m] – диаметър на отворите за изтичане на газ;
 D [m] – вътрешен диаметър на горивната камера;
 ω - съотношение между повърхността на нагряваното изделие и
околната повърхност на пещта;
 \mathbf{K} [kg.m/s] – количество на движение;
 \mathbf{L} [m] – дължина, характеристичен мащаб;
 \mathbf{M} [kg.m²/s] – момент на количеството на движение;
 NO_x [kg/m³] – емисии азотни оксиди (NO, NO₂, N₂O);
 \mathbf{S} – степен на въртене;

T [K] – абсолютна температура;
КПД, η – коефициент на полезно действие;
 τ [s] – време;
 q [W/m²] – плътност на топлинния поток;
 Q_i [J/kg], – долна граница на топлина на изгаряне;
u, w, v [m/s] – осева, тангенциална и действителна скорост.
 α^* [W/m².K]– коефициент на топлопредаване;
Q [W]– топлинна мощност;
V [kg/s], [m³/s] – разход на гориво;
 λ [W/m.K] – коефициент на топлопроводност;
m [kg] – маса;
p [Pa] – налягане;
 ρ [kg/m³] – плътност;
h [J/kg], [J/m³] – специфична енталпия;

ВЪВЕДЕНИЕ

Газовото гориво е енергоносител с нарастващо значение за обществения сектор, енергетиката и промишлеността в целия свят.

Причините за това са комплексни, включващи реализация на нови технологии, непрекъснато повишаващите се изисквания към опазване чистотата на околния въздух и не на последно място е себестойността на използваното гориво. Разбира се нашата страна не прави изключение в това отношение, като меродавен за нас е икономическия фактор. Според някои литературни източници [5], има направено проучване с което е доказано, че в икономически аспект е по-рентабилно да се инвестира в повишаване на КПД на горивната инсталация, като спестената в резултат на това енергия изкупува направената инвестиция за по-малък срок, отколкото инвестирането в добива на същото количество гориво.

Използването на природния газ в промишлените пещни устройства и котли, при рационална организация на неговото изгаряне е съпроводено със съществено повишаване на ефективността на работа на агрегата като цяло, повишаване на

качеството на нагръваните изделия, намаляване на разхода на гориво и редукия на образувалите се вредни емисии.

Характерно за работата на такива горивни устройства е спазването на определени параметри на факела при работа на технологичния процес в преходен режим от различни съображения. Променливото натоварване неизменно води до преразпределение на температурните полета и равномерността на нагръване на съответните изделия. Това изисква задълбочено познание за влиянието на отделните параметри върху основните размери и свойства на факела, в частност радиална струя [1], [3], [4], [9].

С цел повишаване ефективността на използване на газовото гориво се търсят нови експлоатационни решения в областта на горивната техника и системите за управление на горивните устройства [5].

Въздействието на косвеното радиационно нагръване върху различни материали е широко използвано в промишлеността [20].

Едни от най-перспективните устройства за създаване на режим на косвено направление на топлообмена и реализация на неговите предимства се явяват плоскопламъчните горелки [21], [22]. Те се използват във високотемпературните пещи с цел интензификация на процеса на топлообмен и създаване на източник на равномерно топлинно излъчване.

Характерна особеност на плоскопламъчните горелки е радиалния факел. За създаване на радиални струи се използват различни трудно обтекаеми тела, прилагат се необичайни организации на горивния процес при които газовъздушните струи се насочват радиално, или се използва ефекта на завъртяната струя. По този начин, горивовъздушната смес изгаря във ветрилообразен слой върху излъчващата повърхност на горивното устройство [39].

Изучаването на устройството, принципа на действие на плоскопламъчните горелки, както и процесите, които протичат при

изгарянето на газовете са необходими, с цел подобряване на техните експлоатационни параметри, както и с намиране на нови приложения на тези видове горелки.

Организацията на процеса на горене се състои в това, пределно да се използва топлината на изгарящия газ и да се получи най-голямо топлоотделяне в пещта, при което се обезпечават всички изчислителни показатели. Понякога се наслагват още допълнителни условия по характера на топлоотдаване във факела: в едни случаи трябва плосък, а в други-дълъг пламък. На процеса на горене на газа в пламъка, особено при пълно изгаряне, влияят вътрешни и външни условия [26].

Вътрешните условия се определят от съотношението на количеството и скоростта на газа и въздуха, процесите на взаимодействие на потоците в горелката и във факела, началните температури на двата компонента (температурна смес), изходния състав на газа и други. Външните условия (на запалване) са (подвеждане на топлина към корена на факела), габаритите на горивната камерата, температурата в камерата на горене, топлоотвеждането на факела и др. За успешно изгаряне на газа трябва да бъдат изпълнени вътрешни и външни условия[14], [16], [62], [87].

Ако вътрешните условия за завършване на пълно изгаряне на газа са изпълнени, а външните не, например факела докосва студени повърхности, то последните се покриват с налеп, който представлява загуба на гориво във вид на непълно изгорял въглерод. При докосване със студена повърхност, пламъка така се охлажда, че не може да се осъществи протичане на пълната реакция на съединение на горивото с окислител.

Вътрешни условия се явяват основни за организация и завършване на процеса на горене на газовете. Степента на съвършенство на горенето се установява с помощта на анализ на

продукти на изгаряне. При пълно изгаряне на горивото, горими елементи в продуктите на горене няма, при непълно – се намира въглероден оксид, а при определени условия- и компоненти на изходния газ.

Възможността за определяне влиянието определени параметри върху вътрешните и външни условия на горене при инжекционни струйни течения [26], [37], предполага при едни и същи условия да се оползотвори по-голямо количество топлина в горивния процес. В съвременни условия на енергийна криза и непрекъснато повишаващо се енергопотребление, това е основна задача, която специалистите и експерти в областта на горивната техника, трябва да решат. При това решението не е еднозначно и единствено. То трябва да бъде съобразено и с екологичните норми и непрекъснато трябва да се усъвършенства, с цел по -добри резултати.

Предвид сложността на математично описание и натурно изследване на процеса горене, в много от експериментите е използвана числена симулация [57], [58], [91]. При правилно използване, този подход дава възможност, освен за съкращаване на времето за изследване и намаляване на експерименталните разходи, но и за откриване на по-задълбочени начини за въздействие върху горивния процес и самото проектиране на горивни устройства.

В това се състои и основната цел на тази научна разработка.

В настоящият монографичен труд са представени само някои изследвания върху възможността за въздействие, с цел по-ефективно управление на горивния процес, на инжектирана завъртяна струя [9]. [33], [34], [35], [85], [86].

Разглежда се горивен процес единствено при изгаряне на газово гориво, основно газ – технически чист пропан, като получените резултати могат сравнително да се анализират и с друг вид газово гориво – метан, като основна съставка на природния газ.

По-голямата част от придружаващи и последващи тези изследвания, свързани с тази тематика, ще бъдат представени в отделен дисертационен труд, под мое ръководство.

Монографичният труд се разделя основно на две части(глави).

За изпълнението на поставената цел съм предвидил, детайлен анализ на горивни устройства, промишлени пещи, свързани с реализация на радиационно нагряване на изделията, съответни изводи от него и набеязване на мерки за последващи експериментални изследвания. Това е заложено, като задача за изпълнение в първата част на монографичния труд. Във втората част са представени някои базови експериментални изследвания, както при неизотермични, така и при изотермични условия.

Изследванията представляват съчетание на натурни експерименти с числена симулация. Направено е и предварително планиране на експеримента. В графичен вид е демонстрирано влиянието на определени параметри върху структурата на горивния факел, като промяна на температурните и скоростни полета, наличието на циркулационни зони и съответните концентрационни съотношения.

Направена е количествена оценка и съответни изводи от всяко научно изследване.

ГЛАВА ПЪРВА

ТОПЛООБМЕН В ПРОМИШЛЕНИТЕ ПЕЩИ

1. Анализ на топлообмена в работното пространство на нагревните печи.

В промишлените печи, работещи с газово гориво, преноса на топлина се осъществява чрез излъчване, конвекция и топлопроводност.

Основният топлопренос е от първите две съставляващи. Продуктите от горенето се явяват първичния носител на топлина, имащ най-висок температурен потенциал, отдават топлина на нагриваното изделие и зидарията, чрез излъчване и конвекция. Топлината предадена на зидарията от газовете чрез излъчване и конвекция във вид на лъчиста съставляваща, преизлъчва към нагриваното изделие.

Резултантния топлинен поток $\sum Q$ към нагриваното изделие е сумата от трите съставляващи:

- първата - топлинния поток от излъчване на газа непосредствено към нагриваното изделие и преизлъчването от зидарията към нагриваното изделие $Q_{л}$;
- втората - топлината предадена чрез конвекция от газа към зидарията и преизлъчена към нагривания продукт $Q'_{л}$;
- третата - топлинния конвективен поток от газа към нагриваното изделие $Q_{конв.}$;

$$\sum Q = Q_{л} + Q'_{л} + Q_{конв.} \quad (1.1)$$

Върху дяла на конвективната съставляваща ($Q_{\text{конв.}}$) в сумарния топлинен поток, влияе коефициента на топлопредаване α_k , температурата на газа и степента му на чернота ϵ_r , а също така и съотношението на повърхностите на нагриваното изделие и зидарията Ω .

Известно е [20], че дялът на конвективната съставляваща се увеличава с намаляване степента на чернота на газа, както и с увеличаване на коефициента на топлопредаване чрез конвекция α_k и параметъра Ω .

Влиянието на повърхностната температура на нагриваното изделие, практически е еднакво във всички случаи: в началото дяла на конвективната съставляваща намалява с повишаване температурата на нагривания материал, а с приближаване на температурата на нагривания материал $T_{\text{н.м.}}$ до температурата на газа T_r , особено за ниските температури и малка степен на чернота на газа ϵ_r , тя отново нараства [22], [27].

1.1 Ролята на моделирането в процеса на топлообмен.

При моделирането на топлообмена в нагривните пещи се използват различни уравнения, които описват трите основни механизма на топлообмен: топлопроводност, конвекция и излъчване. Разбирането на тези механизми е важно за оптимизиране на работата на промишлените пещи и подобряване на тяхната енергийна ефективност е [13], [14], [23], [29].

Ето основните уравнения, които се използват:

Уравнението на топлопроводността (Fourier's Law):

Топлопроводността е процесът на предаване на топлина през твърди тела. В контекста на нагривните пещи, този процес включва

предаване на топлина през стените на пещта, огнеупорни материали и самия материал, който се обработва. Топлопроводността изцяло се определя от движението на молекулите в тялото.

В теорията на топлопроводността твърдото тяло се разглежда като непрекъсната среда. На основата на такава предпоставка, Фурие формулира основния закон на топлопроводността:

Векторът на топлинния поток разпространяван чрез топлопроводност е пропорционален на температурния градиент в разглеждания момент от време:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}T = -\lambda \frac{dT}{dn}. \quad (1.2)$$

където:

- q е топлинният поток (W/m^2),
- λ е коефициентът на топлопроводност на материала ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$),
- $\text{grad} T$ е градиентът на температурата (K/m).

Диференциално уравнение на топлопроводност.

Диференциалното уравнение на топлопроводност отразява характера на изменение на температурата с неограничен брой решения. За получаване на решение съответстващо на конкретни условия е необходимо да се дефинират условията за еднозначност на топлообменния процес – геометрични, физични, начални и гранични условия.

Геометричните условия определят формата и размерите на топлообменната повърхност.

Физическите условия дефинират стойностите на топлофизическите параметри на топлообменната повърхност λ , μ , ρ , c_p (fluid properties) като функция на температурата и налягането или

като константи, които влизат в диференциалното уравнение на топлопроводност.

Началните условия определят разпределението на температурата до началния момент на времето τ_0 .

Граничните условия характеризират особеностите на топлообменния процес на границите на твърдото тяло и могат да бъдат зададени по различен начин.

Диференциалното уравнение на топлопроводност описва разпределението на температурата в твърди тела с течение на времето:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 T + \frac{q_v}{c \cdot \rho} \quad (1.3)$$

където:

- $\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ е оператор на Лаплас в правоъгълна координатна система;
- a е коефициент на температуропроводност (m^2/s);
- ρ — плътност на материала (kg/m^3);
- c — специфичен топлинен капацитет при постоянно налягане ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$);
- T — температура (K),
- t — време (s),

Уравнението на топлопренос чрез конвекция (Newton's Law):

Конвективния топлообмен изцяло се предизвиква от хидродинамичното движение на флуидите.

Конвективното движение по природата на своето възникване е свободно и принудително. При принудителна конвенция движението възниква вследствие действието на външни сили, приложени на границите на системата или за сметка на кинетична енергия приложена към системата отвън.

Свободното движение възниква, вследствие наличието на масови сили, предизвикани от разлика в температурите в различни точки на флуида.

В практиката особено значение има случая на конвективен топлообмен между флуид и твърдо тяло, който се нарича **топлопредаване**.

За обменената топлинна мощност между флуида и повърхността от твърдото тяло, която е в контакт с потока, се прилага формулата на Нютон:

$$Q = h(T_s - T_f) \cdot A \quad (1.4)$$

където:

- Q е топлинният поток (W),
- h е коефициентът на топлопредаване ($W/m^2 \cdot K$),
- A е повърхностната площ (m^2),
- T_s е температурата на повърхността (K),
- T_f е температурата на флуида (K).

Диференциално уравнение на конвективен топлообмен.

Уравнението за енергията за конвекция описва преноса на топлина в течности и газове, включвайки както преноса на топлина чрез движение на флуида (конвекция), така и топлопроводността. Това уравнение е основно за анализа и моделирането на конвективния топлообмен.

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \cdot \text{grad}T \right) = \text{div} \cdot (\lambda \cdot \text{grad}T) + Q \quad (1.5)$$

където:

- ρ е плътността на флуида (kg/m^3),
- c_p е специфичният топлинен капацитет при постоянно налягане ($J/(kg \cdot K)$),

- T е абсолютна температура (K),
- t е времето (s),
- $\mathbf{u} = \mathbf{f}(V_x, V_y, V_z)$ е векторът на скоростта на флуида (m/s),
- V_x е компонентата на скоростта по оста x ;
- V_y е компонентата на скоростта по оста y ;
- V_z е компонентата на скоростта по оста z ;
- ∇T (grad T) е градиентът на температурата (K/m),
- λ е коефициентът на топлопроводност на флуида (W/(m·K)),
- Q е обемната плътност на вътрешните източници на топлина (W/m³).

Терминът $\mathbf{u} \cdot \nabla T$ представлява конвективния пренос на топлина, където \mathbf{u} е векторът на скоростта на флуида и ∇T е градиентът на температурата. Този член описва как топлината се пренася чрез движение на флуида.

Терминът $\text{div}(\lambda \cdot \text{grad} T)$ или $\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T)$ описва топлопроводността, където λ е коефициентът на топлопроводност. Това е израз на закона на Фурие за топлопроводност, който описва как топлината се разпространява чрез молекулярно движение в флуида.

Дивергенцията на векторно поле е скаларна функция. Ако дивергенцията е положителна в дадена точка, това означава, че от нея има отдаване на енергия. Ако е отрицателна, обратно.

Уравнение на Навие-Стокс за конвекция.

Уравнения за движението на реалните флуиди могат да се получат, като се излезе от закона за запазване на количеството на движение или от втория принцип на Нютон. За ламинарни течения на Нютонови флуиди са получени независимо един от друг от Навие (1827), и от Стокс (1845). В Декартова координатна система

уравненията на движението могат да бъдат представени в общ вид (Навие-Стокс), в сила и за ламинарни и за турбулентни течения:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial t} + V_x \cdot \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial y} + V_z \cdot \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial z} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \\
 & + R_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) + T_x \\
 & \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial t} + V_x \cdot \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + V_z \cdot \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + + R_y + \\
 & \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_y}{\partial z} \right) + T_y \\
 & \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial t} + V_x \cdot \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial y} + V_z \cdot \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \\
 & + R_z + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + T_z \quad (1.6)
 \end{aligned}$$

където: g_x, g_y, g_z – компоненти на вектора на земното ускорение;
 μ_e - ефективен динамичен вискозитет

При ламинарни течения за ефективния вискозитет се приема молекулярния такъв.

Закон на Стефан-Болцман за топлинно излъчване

Енергията в природата може да се разпространява по лъчист път, като пренасянето на топлина се осъществява под формата на електромагнитни вълни с различна дължина на вълната.

Всички тела, нагрети до висока температура, излъчват видима светлина. Например при нагриване на метал (стомана) до температура 600-800°C той започва да излъчва червена светлина, като с повишаване на температурата цветът на излъчването се променя. При по-ниски температури телата също излъчват електромагнитни вълни, но те не се възприемат от човешкото око.

Интензивността на топлинно излъчване зависи изключително от температурата на тялото. Независимо от физическите свойства на

телата, електромагнитните излъчвания имат еднаква природа и се отличават само по дължината на вълната, с която се разпространяват.

Той изразява зависимостта на интегралното излъчване, на абсолютно черното тяло от температурата. Всъщност той изразява плътността на излъчване при дадена температура по целия възможен интервал на дължина на вълната E_θ за абсолютно черно тяло.

Законът на Стефан-Болцман е кръстен на двама учени, които са изиграли ключова роля в откриването и формулирането на този физически закон: **Йозеф Стефан** и **Лудвиг Болцман**

Йозеф Стефан (1835–1893) е австрийски физик и математик, който през 1879 г. емпирично открива, че излъчването на енергия от абсолютно черно тяло е пропорционално на четвъртата степен на неговата абсолютна температура. Той достига до това заключение чрез анализ на експериментални данни, получени от измервания на топлинното излъчване.

Лудвиг Болцман (1844–1906) е бил ученик на **Йозеф Стефан** и също така австрийски физик, формулира и теоретично обосновава закона на Стефан, използвайки термодинамиката и теорията на електромагнитното излъчване.

Със съчетаването на емпиричната работа на Стефан и теоретичния анализ на Болцман, законът става известен като закон на Стефан-Болцман.

Законът на Стефан-Болцман в диференциална форма може да бъде записан като:

$$\frac{dE}{dT} = 4\sigma T^3 \quad (1.7)$$

където:

- $\frac{dE}{dT}$ е изменението на излъчвателната способност спрямо температурата,

- $\sigma = 5,67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ е константата на Стефан-Болцман,
- T е абсолютната температура на тялото.

Това диференциално уравнение показва как промяната на излъчваната енергия зависи от промяната на температурата на тялото. Ако искаме да получим излъчвателната способност E като функция на температурата T , трябва да интегрираме уравнението:

$$E(T) = \int 4\sigma T^3 dT = \sigma T^4 + C \quad (1.8)$$

където C е интеграционна константа.

В случай на абсолютно черно тяло при температура 0 K , $C=0$, и тогава имаме стандартния закон на Стефан-Болцман:

$$E(T) = \sigma T^4 \quad (1.9)$$

За определяне на топлинния поток се използва уравнението:

$$q = \epsilon\sigma A(T_s^4 - T_{air}^4) \quad (1.10)$$

където:

- ϵ е степен на чернота на тялото;
- σ е константата на Стефан-Болцман ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$);
- A е площта на излъчвателната повърхност на тялото (m^2);
- T_s е абсолютната температура на излъчвателната повърхност на тялото (K);
- T_{air} е абсолютната температура на околната среда (K).

В пещите обикновено се налага да се разгледат комбинации от тези уравнения, тъй като топлообменът се извършва чрез всички три механизма едновременно.

Обобщено уравнение на топлинния баланс:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + \dot{Q}_{generated} = \frac{d}{dt}(m c_p T) \quad (1.11)$$

където:

- Q_{in} е входящата топлина (W),
- Q_{out} е изходящата топлина (W),
- $Q_{generated}$ е генерираната вътрешна топлина (W),
- M е масата на материала (kg),
- C_p е специфичният топлинен капацитет (J/kg·K),
- T е температурата (K).

Компютърни Модели и Симулации.

Симулациите на топлообмена в промишлените нагревни пещи обикновено се извършват с помощта на числени методи като **метода на крайните разлики (Finite Difference Method - FDM)**, **метода на крайните елементи (Finite Element Method - FEM)** и **метода на крайните обеми (Finite Volume Method - FVM)**.

Тези методи се използват за решаване на горепосочените уравнения в сложни геометрии и условия.

- **CFD (Computational Fluid Dynamics)**: използва се за анализ на конвективния топлообмен.
- **FEA (Finite Element Analysis)**: използва се за анализ на топлопроводността и лъчистия топлообмен.
- Софтуери като ANSYS, COMSOL Multiphysics, Fluent и други са често използвани за симулации и анализи [28].

Заклучение

Разбирането и правилното прилагане на тези уравнения е критично за моделирането и оптимизацията на топлообмена в нагревните пещи. Това позволява подобряване на ефективността, намаляване на енергийните разходи и осигуряване на качествено изпълнение на процесите в пещите.

1.2 Ролята на зидарията в процеса на топлообмен.

Важен конструктивен параметър, значително влияещ на топлинните характеристики на пещта, като цяло се явява съотношението между повърхностите на нагриваното изделие и околната повърхност на пещта - ω .

Ако е прието [20], [21], [22], [23], че основния начин за предаване на топлина е излъчването на газовете (които излъчват селективно т.е. в определен интервал на дължината на вълната), то максималния дял на зидарията, като преизлъчвател на топлина съответства на средната стойност на степента на чернота на газа $\varepsilon_g = 0,2 - 0,6$ и съставлява примерно 30-35%. С понижаване и повишаване на ε_g ролята на зидарията намалява и изчезва при $\varepsilon_g = 0$ и 1.

Ако се допусне, че $Q_{conv} = Q_{loss}$ (загубите от топлопредаване чрез конвекция от газовете към зидарията), може да се стигне до извода, че ролята на зидарията в сумарния топлообмен към нагривания материал се намалява. Ролята на зидарията в сумарния топлообмен е особено съществена при малки степени на чернота на газа. При слабо излъчващи газове, дялът на топлоотдаване от зидарията зависи от отношението - повърхност на метала към повърхност на зидарията (ω) и от средния коефициент на топлопредаване чрез конвекция h_{conv} .

Ако процеса на горене протича в близост до стената на пещта, основния топлоотдаващ източник е зидарията, която преобразува конвективния поток Q_{conv} и селективното излъчване Q_{rad} на слоя на продуктите на горене в сиво излъчване на зидарията. Известно е [20], че слой продукти на горене със средна степен на чернота $\varepsilon_g = 0,2$ при температура $T=1980$ К създава такъв лъчист топлинен поток, както зидария с $\varepsilon_g = 0,9$ при температура $T=1360$ К.

При косвен топлообмен от зидарията в пещта може да се достигне температура, непостижима в нагривните пещи работещи при друг режим на топлообмен. При организация на горенето по повърхността на зидарията, следва да се очаква интензификация на топлообмена, в сравнение с топлоотдаването само от взаимно реагиращите продукти на горенето. Това се дължи на равномерното нагриване на зидарията на пещта с което се повишава ефективността на нагриване на обработвания материал, следствие факта, че излъчвател е твърдо тяло, което излъчва в целия спектър за разлика от газовия факел, който излъчва селективно.

При пещите работещи в режим на косвено насочен топлообмен, когато горенето протича в близост до зидарията на пещта, основния дял на топлоотдаването се определя само от тази част на пламъка която има максимална температура.

Тези пещи могат да се разделят на два вида, определени от начина на изгаряне на газа, зависещ от конструкцията на газогоривните устройства, тяхната компоновка и геометрията на пещното пространство:

- изгаряне на газа в обема на камерата;
- с повърхностно изгаряне на газа.

Под повърхностно изгаряне се разбира такова горене, локализирано в зона, прилежаща на зидарията на пещта.

Установено е [64], че при изгаряне на газа близо до повърхност рязко нараства скоростната константа на горенето. Повърхностното горене обезпечава високи скорости на реакциите, позволява да се достигнат високи топлинни натоварвания в обема на пещта, значително нараства стойността на сумарния коефициент на топлопредаване от излъчвателя към нагриваната повърхност.

Пример за горивно устройство с повърхностно горене са плоскопламъчните горелки с радиален факел [17], [30], [48].

Основно тяхно преимущество е, че създават къс факел, а самото горене се развива върху излъчващата повърхност на зидарията. По този начин се избягва локалното прегряване на обработвания материал, което е недостатък при правоточните горелки.

При изгаряне на газа в близост до повърхността на зидарията се наблюдава интензификация на топлообмена: коефициента на топлопреминаване нараства до 30% в сравнение с режим на равномерно разпределен топлообмен, вследствие на повишената интензивност на излъчване от зидарията и ефективната температура [21]. Тези параметри в дадения случай се определят от степента на чернота и температурата на зидарията, която се приближава до максималната температура на пламъка.

Ако топлината от продуктите на горене към зидарията се предава основно чрез конвекция, с намаляване на степента на чернота на зидарията ще се интензифицира топлопредаването. Това се постига при повърхностно изгаряне на газовъздушната смес и съкращаване, разстоянието от излъчвателя (зидарията) до нагриваната повърхност. Това разстояние се определя от желаната равномерност на нагриване на изделията. Приближаването на нагриваната повърхност към излъчвателя (зидарията), може значително да съкрати размерите на печната камера, да се намалят загубите в околната среда и да се минимизират разходите по изграждането на такова съоръжение. Това е още едно от предимствата на горелките, създаващи радиална неизотермична струя.

Тези горелки за разлика от правоточните имат къс факел и голям ъгъл на разкритие. Автори [64], [65], [67], изследвали топлообмена в камера с правоточен и завъртян факел са установили, че във втория случай топлоотдаването е с 30-40% по-високо. Това се обяснява с усилената конвективна съставляваща, в резултат на

разстилането на потока по зидарията на горивната камера, под действието на центробежните на силно развитият турбулентен факел. При плоскопламъчните горелки, ъгълът на разкритие на пламъка е най-голям - 180° . Освен този факт, по високото топлоотдаване се дължи и на нарастването на лъчистата съставляваща, дължащо се на приближаването на високотемпературните продукти на горене към зидарията на камерата.

1.3 Конструкции радиационни горелки.

В последните години са разработени различни конструкции радиационни горелки. Те са широко използвани в металургичната, химическата, стъklarската, строителната и други отрасли на промишлеността. Най-разпространените от тях са чашеобразните.



Фиг. 1. Радиационни чашеобразни горелка на фирма “Selas” САЩ.

Една от предлаганите конструкции е на фирма „Selas” САЩ [96], [97].

Тук се използва принципа на работа, чрез разделяне на потока на отделни струи.

Тези горелки са с доказана подобрена производителност в сравнение с други от този тип. Предназначени са за изгаряне на предварително подготвена газовъздушна смес, при диапазон на работното налягане от 0,5 – 2,0 кРа. Те са с уникална чаша, като дизайн, която позволява горивото и необходимия въздух за горене да се смесят бързо и хомогенно в дюзата. В зависимост от материала на отражателя, тези горелки се използват при работни температури до 600°C (в пещи при производство на луминисцентни лампи и оптически стъкла, в сушилни и други апарати).

С цел подобряване стабилизацията на пламъка в горелките от този тип е предложена форма на чашата с издатини.

Предимство на този тип горелки се явява възможността да работят с различно гориво с топлина на изгаряне от $1,2 \cdot 10^4$ kJ/Nm³ до $1,2 \cdot 10^5$ kJ/Nm³. За започване на горенето се използва възпламенител — механичен или електронен. Навлизайки в чашата, потока се турбулизира, изгаря бързо и напълно, докато се върти около малка площ. Това бързо изгаряне е източник на бързо отделяща се топлина, излъчена от напълно реагиралите газове. При това температурата е близка до теоретичната на пламъка. В следствие на това температурата от продуктите на горенето върху повърхността на чашата се доближава до адиабатната. Топлинния поток е постоянен, с възможност да се контролира.

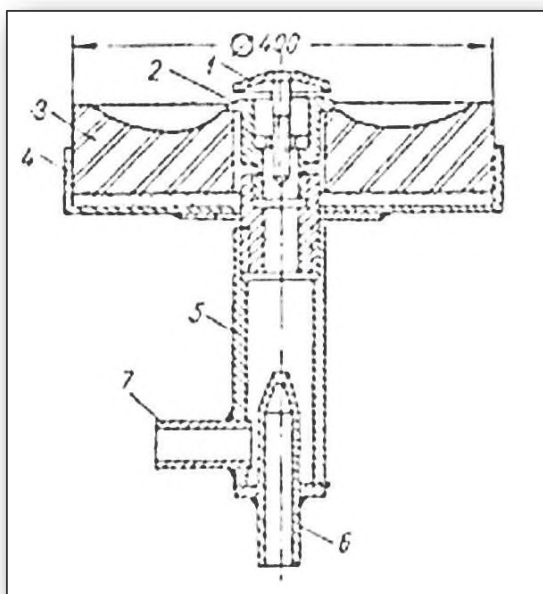
Максималната температура на повърхността на чашата (над 1100°C) се развива за много кратко време.

При тези горелки няма опасност от директно въздействие на пламъка върху обработваните детайли, по този начин се избягват и горещи точки, лющене и декарбонизация. Позволява също така пещите да бъдат компактни и с по-ниска себестойност при изграждането.

Друго тяхно предимство е необходимостта от по-малко количество въздух за осъществяване на горенето, не се губи частично изгоряло гориво, като по този начин се постига висока топлинна ефективност. Освен излъчването от повърхността на чашата, напълно реагиралите продукти от горенето се разпространяват в обема на пещта и загряват изделията, топлинния поток е равномерен.

Недостатъци на този тип горелки са:

- отворите през които изтича газовъздушната смес леко се запушват при работа. Това налага необходимостта да се монтират газоочистители;
- наличието на метален или керамичен отражател, който съкращава допустимите температурни граници на работа и ограничава използването им в условия на закрити пещни камери;
- намален радиационен коефициент на чашата (отношението на излъчваната от горелката топлина към общото количество топлина при изгаряне на горивото) при производителност различна от номиналната;
- необходимост от значително налягане на сместа и сложна стабилизация на процеса на горене на повърхността на чашата;
- основен недостатък на чашеобразните горелки „Selas” е сложната им конструкция, а оттам и изработка.



Фиг. 2. Радиационна чашеобразна горелка, конструкция на Институт газа НАН Украйна.

Друга конструкция на радиационна чашеобразна горелка е разработена в Институт газа НАН Украйна [21]. При нея топлопредаването е по-интензивно в сравнение с други аналогични устройства. Общия вид на тази горелка е показан на фиг. 2.

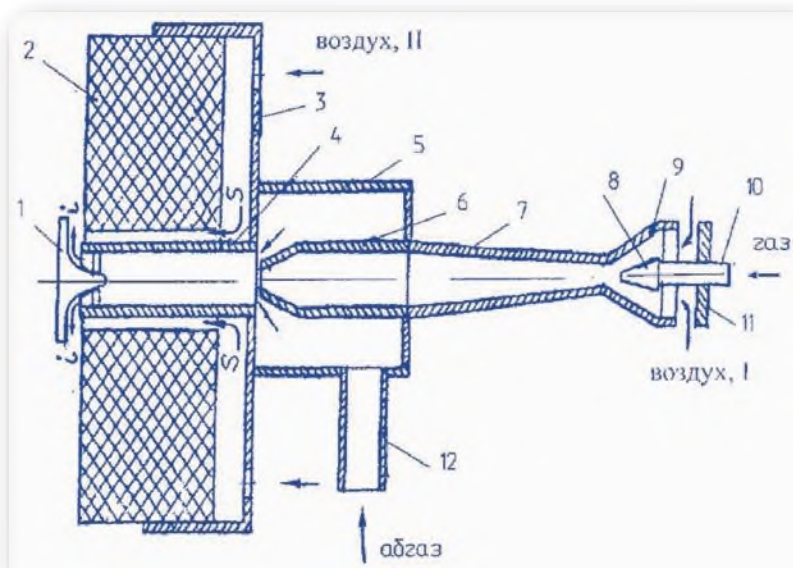
В горелката се постига пълно предварително смесване. Принципът на действие е следният - въздухът постъпва от дюза 6 под налягане 0,3- 0,35 МРа, а горивото се подава през тръбопровод 7 под налягане 5 кРа. Към смесителя 5, чрез метално легло е закрепена излъчващата керамична чаша 3 с диаметър $\varnothing = 400\text{mm}$.

Газовъздушната смес се подава през пръстеновидна междина, образувана от метална „гъбка“ 1 и втулка 2. Благодарение на

специалната конструкция на керамичния стабилизатор се постига устойчива работа на горелката при изгаряне на висококалорични газове в широк диапазон на топлинни натоварвания. Оптималното натоварване на горелката е при разход на газ - $20 \text{ m}^3/\text{h}$ (природен газ) при разстояние от повърхността на нагряване $100\text{-}200 \text{ mm}$.

При отклонение от посочените стойности на натоварване и разстояние от топовъзприемащата повърхност, КПД на горелката намалява.

Авторите са извършили сравнение с горелка без радиационна повърхност, при която разхода на гориво е $40 \text{ m}^3/\text{h}$ и е била поставена на 600 mm от топовъзприемащата повърхност.



Фиг. 3. Газова радиационна горелка, конструкция на Украински институт за проектиране на петролни рафинерии и нефтохимически предприятия.

Установено е, че при радиационната горелка топлинния поток е равномерно разпределен, плътността му е по-голяма в близост до излъчващата чаша и КПД на радиационната е почти 1,5 пъти по-голям.

Този вид радиационна горелка е предназначена за използване в химическата, нефтопреработвателната, металургичната и други индустрии.

В производствените процеси на тези индустрии се образуват различни газове, съдържащи много вредни компоненти и са с ниска калоричност, наречени абгаз.

Обикновено те се изхвърлят при ниско налягане, което ги прави трудни за използване. Изгарянето на газове с ниско съдържание на горими компоненти е изключително трудно, тъй като за „постните“ (ниска концентрация на горими компоненти) смеси, температурата на запалване е твърде висока, което ги прави невъзможни за самостоятелно изгаряне.

От друга страна, поради ниското налягане, скоростта на тези газове на изхода на дюзата е малка и не е възможно да се осигури ежектирането на необходимото количество въздух за тяхното изгаряне. Освен това голямото количество „баласт“ (негорими компоненти) не позволява стабилното им горене.

Обикновено повечето от тези газове се отделят в атмосферата или изгарят в открити факели, както се прави в рафинериите, което води не само до значителни топлинни загуби, но и до замърсяване на атмосферата.

Представената газова горелка (фиг. 3) има следните елементи: обтекаемо тяло 1, огнеупорна плоча 2, метална плоча с отвори 3, втори смесителен участък 4, цилиндрична камера за отпадни промишлени газове 5, вторична дюза 6, първичен смесител дифузьор

7, газова дюза 8, конфузор 9, тръба за подаване на газ 10, регулируема диафрагма 11, дюза за абгаз 12.

Целта се постига чрез факта, че горелката за газово излъчване, която съдържа газова дюза разположена в конфузора, дифузьор и огнеупорна плоча за изгаряне на посочената смес, допълнително има вторична дюза, монтирана след дифузьора от която се инжектира отпадния индустриален абгаз, смесвайки се с газово-въздушния поток от първичната дюза. Изгарянето на сместа (въглеродороден газ, абгаз и въздух) се извършва върху огнеупорна нажежена повърхност, върху която протичат реакции на горене, дори при минимални концентрации на горими компоненти в сместа.

Горелката работи по следния начин:

Горивният въглеродороден газ при налягане 0,2-0,5 МРа се подава към дюзата 8, изтича от нея с висока скорост и увелича първичен въздух (въздух I), чието количество се регулира от диафрагмата 11. След това, за да се осигури необходимото налягане пред дюзата 6, в дифузьора 7 се преобразува част от кинетичната енергия на газо-въздушната смес в потенциална.

Газо-въздушната смес под налягане 0,102-0,105 МРа постъпва във вторичната дюза 6, структурно направена под формата на дюза с коничен край.

Отпадните промишлени абгазове постъпват в цилиндричната камера 5. Вследствие на тяхната кинетичната енергия, абгазовете се инжектират в смесителната дюза 4, където се образува смес от горивен газ, въздух и абгаз. Газовата смес се придвижва до изходния отвор с обтекаемостта тяло 1, разстила се по огнеупорната плоча 2 и изгаря при температура 1100-1200°C с интензивно отделяне на лъчиста енергия.

В същото време през пръстеновидната междина "s", образувана от огнеупорната плоча на горелката 2 и тръбата на смесителя 4, се

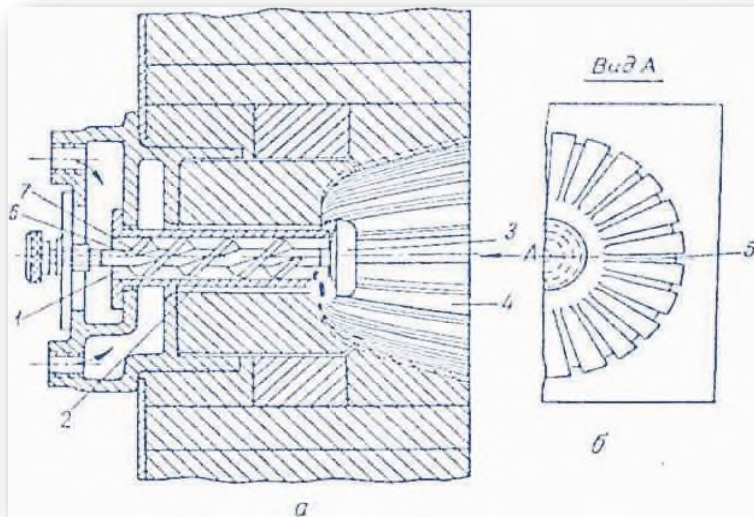
засмуква вторичен въздух, който влиза през отворите на металното тяло 3.

Поради относително ниската температура на горене (1000-1200°C), образуването на азотни оксиди е незначително и не надвишава 100 mg/Nm³, но тази температура е достатъчна за пълното окисляване на всички органични съединения, съдържащи се като горими компоненти в отпадния промишлен газ.

Основен недостатък на разглежданата конструкция е сложната и изработка. За получаване на радиален факел на изхода на горивното устройство е поставен обтекаем отражател, изискванията към който са големи. Той трябва да е изработен от материал устойчив на високи температури (над 1000°C). Наличието му в конструкцията, допълнително усложнява изработката на горелката.

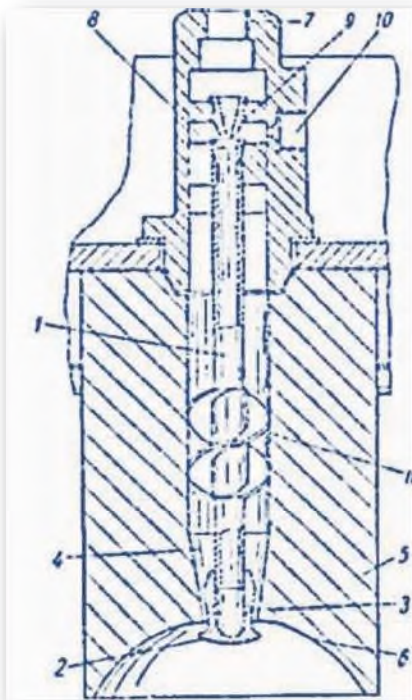
В горелката на английската фирма „Thermic Equipment and Eng. Co” (фиг. 4) излъчващата повърхност е във вид на орebrена чаша [88].

Такава конструкция на чашата позволява да се интензифицира горенето и топлоотдаването, вследствие на по-високата ефективна степен на чернота на твърдото тяло и неговата температура. В тази горелка се използва завъртане на въздуха посредством винто-лопатъчен механизъм.



Фиг. 4. Радиационна горелка на английската фирма “Thermic Equipment and Eng. Co.”
 1-входящ въздух; 2- входящ газ; 3-направляващ диск; 4-огиеупорна чаша; 5-радиални
 прорези в чашата; 6 и 7- винт- завихрител па въздушния поток.

Отличителна черта на друга горелка на английската фирма “Thermic Equipment and Eng. Co.” [89] се явява двустепенно принудително подаване на горещ въздух.



Фиг. 5. Радиационна горелка на английската фирма "Thermic Equipment and Eng. Co." с двустепенно подаване на въздух.

Горещия въздух постъпва през щуцер 7 в горелката и се разделя на два потока:

- първичен, подаван през дюза 9 в тръбопровод 1, където се смесва с газа постъпващ през щуцер 10;
- вторичен, движещ се по основния тракт покрай дюзата.

Първичната газовъздушна смес с коефициент на излишък на въздух $\alpha < 1$, постъпващ по тръба 1 през дюза 3 в направляващ апарат (отражател) 2, изгаря в огнеупорната чаша 6 при постъпване на

вторичен въздух през пръстеновидния отвор 4 образуван между огноупорната плоча 5 и тръбопровода 1. Потока вторичен въздух се завърта посредством завихрителя 11.

Описаната конструкция обезпечава устойчиво скоростно изгаряне на газа.

Въпреки значителните предимства на тези горелки, остава въпроса с трудната и твърде скъпа за изработване конструкция.

Плоскопламъчните горелки се използват във високотемпературните пещи с цел интензификация на процеса на топлообмен и създаване на източник на равномерно топлоизлъчване.

Това са принципно нов клас радиационни горелки. Тези горелки се явяват най-перспективните устройства за създаване на режим на косвено насочен топлообмен и реализация на неговите предимства.

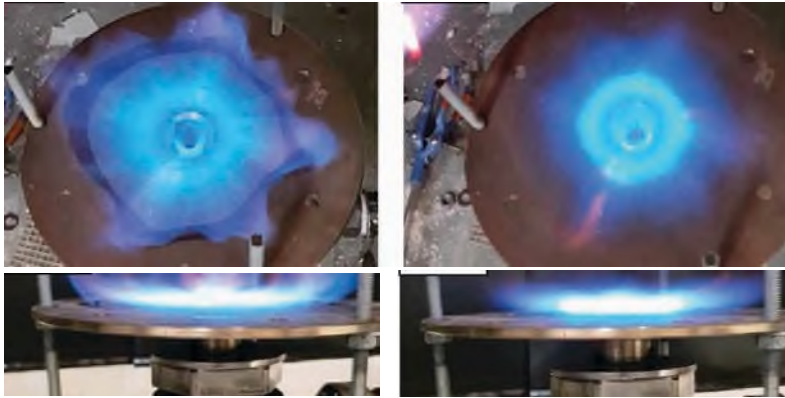
Характерна особеност на плоскопламъчните горелки се явява радиалния факел. Под радиален факел се разбира такъв с ъгъл на разкритие 180° , разстилащ се в тънък ветрилообразен слой върху излъчващата повърхност на която е монтирана горелката. При това, радиуса на факела може да превъзхожда дължината му от 4 до 16 пъти [22], [48].

Такова развитие на факела се съпровожда с рязко нарастване на топлоотдаването (главно чрез конвективен топлообмен и в по-малка степен лъчист) от факела към повърхността на зидарията около която догаря. Зидарията се нагрива и служи за източник на интензивен, равномерен обратен лъчист топлинен поток. Сумарния коефициент на топлопредаване на системата продукти факел-зидария-нагривано изделие значително нараства в сравнение със случая на конвенционално изгаряне на горивото в обема на пещта.

Факел равномерно разпределен по периметъра и прилепващ към излъчващата повърхност се създава по два начина:

- чрез въвеждане в потока на отражател (трудно обтекаемо тяло);
- или по аеродинамичен способ - чрез завъртане на потока.

В литературата [98] ефекта на непрекъснато обтичане на тяло и прилепване на струята към повърхността му се нарича ефект на Коанда.



Фиг. 6. Изображения на факел с ефект на Коанда, в открито пространство.

(Victor Castaneda, Cardiff Univeristy, Queen's Building, The Parade, Cardiff, Wales, CF24 3AA, United Kingdom).

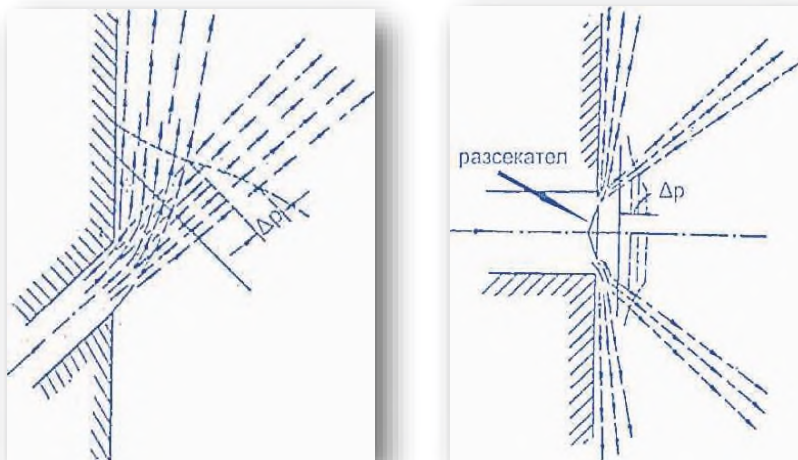
Именно този ефект се използва за създаване на радиален факел по аеродинамичен способ. Основан е на непрекъснатото обтичане на тороиден дифузьор.

Според Ляховски [39] този ефект възниква вследствие наличие в струята на напречен градиент на налягането.

Разликата в наляганята е обусловена от това, че при изтичането на флуида в пространство между струя и стена в тази област настъпва голямо разреждане за разлика, ако струята е в неограничено пространство или в ограничено такова фиг. 7.

Сам по себе си ефекта е стационарен, появява се само при наличие на някакъв начален пад на налягането, предизвикващо

отклонение на токовите линии от тяхното направление. След този процес, изкривяването на токовите линии протича с нарастваща интензивност и завършва с прилепване на потока към стената.



Фиг. 7. Схема на образуване на радиално течение.
а) отклонение на струята към ограждащата повърхност;
б) под въздействие на разлика в наляганята;

В такъв смисъл Ляховски счита, че причината за прилепване на потока към твърда повърхност е динамичното въздействие на градиента на налягането на потока.

Други автори [71] са провели опити при изотермични условия с вихрова горелка с тороиден дифузьор на изхода. Установено е [71], че при определена степен на завъртане на потока, той има ъгъл на разкритие 35° . Същите автори са установили, че това явление е крайно неустойчиво. С увеличаване степента на въртене възниква интензивно обратно течение в приосовата зона и прилепване на струята към стената не се наблюдава.

Авторите [71] свидетелстват, че при изотермични продувки на горивния тракт не са могли да постигнат радиално течение. Ефекта е настъпвал само при неизотермични условия, в тези случаи, когато областта на горене е достигала повърхността на тороидния дифузьор. Предположили са, че определящ за формирането на радиално течение е процеса на горене. Ролята на последния е да генерира допълнителна турбулентност. т.е. към увеличаване на турбулентната интензивност на потока съпътстваща се с увеличение на ежектиращата способност и като следствие - прилепване на потока към външната излъчваща повърхност. При това изкривяването на токовите линии към обтичаната повърхност води до възникване на градиент на налягането по зидарията (излъчващата повърхност) като реакция от действието на центробежните сили около тороидалната повърхност на дифузьора. Също така, при прилепването възникват бързо растящи при горенето междумолекулни сили на привличане, които също противодействат на откъсването на факела. Турбулентността, генерирана от пламъка е близка по стойност на собствената турбулентност на потока при максимално натоварване на горелката. Благодарение на значителната турбулентност причинена от горенето, става възможно горящия поток да не се откъсва, в широк диапазон на изменение на натоварването.

Освен ежектиращата способност на факела, основна аеродинамична характеристика на факела се явява степента на въртене. Най-широко разпространение [32] за определяне степента на въртене е получила следната формула:

$$s = \frac{M}{K.R} \quad (1.12)$$

където:

- M , [$\text{kg.m}^2/\text{s}$] е момента на количество на движение на завъртяната струя;
- K , [kg.m/s] е количество на движение изчислено по осевата компонента на скоростта;
- R , [m] е характерен размер (радиус) за цилиндрични горелки;

Моментата на количество на движение около оста на завъртяната струя може да бъде изразен така:

$$M = 2\pi\rho \int_0^r r^2 \cdot u \cdot w dr \quad (1.13)$$

където:

- ρ , [kg/m^3] – плътност на въздуха;
- u , [m/s] – аксиална компонента на вектора на скоростта;
- w , [m/s] – тангенциална компонента на вектора на скоростта;
- r , [m] – текущо разстояние от оста на струята до приложната точка на тангенциалната компонента;

Количеството на движение в произволно сечение след устройството придаващо въртливо движение на струята, може да се представи по следния начин:

$$K = 2\pi \int_0^r r(\rho \cdot u^2 + P) dr \quad (1.14)$$

където:

- ρ , [kg/m^3] – плътност на въздуха;
- u , [m/s] – аксиална компонента на вектора на скоростта;
- r , [m] – текущо разстояние от оста на струята до приложната точка на тангенциалната компонента;
- P , [Pa] – статично налягане в измерваната точка (в която се измерва скоростта - текуща стойност);

Освен тази формулировка, при експериментални изследвания се използва и друга формула за определяне на степента на въртене, базирана на кинематичния критерий по максимална стойност на двете скоростни компоненти:

$$n = \frac{u_{max}}{w_{max}} \quad (1.15)$$

$$w = w_{max} \left(\frac{r}{R} \right); \quad u = u_{max} \quad (1.16)$$

тогава:

$$M = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot u_{max} \cdot w_{max} R^3 \quad (1.17)$$

$$K = \pi \rho u_{max}^2 R^2 \left(1 - \frac{1}{4} n^2 \right) \quad (1.18)$$

$$s = \frac{M}{K \cdot R} = \frac{\frac{n}{2}}{1 - \left(\frac{n}{2}\right)^2} \quad (1.19)$$

Формула 1.19 е валидна за степени на въртене $s \leq 0,4$. При по-високи степени на въртене $s > 0,4$ се използва формулата:

$$s = \frac{M}{K \cdot R} = \frac{\frac{n}{2}}{1 - \frac{n}{2}} \quad (1.20)$$

В заключение [6], [7] може да се каже, че най-голямо разпространение за определяне степента на въртене се използва изразът по формула 1.12, а при слабо завъртяни струи, където потокът е с почти постоянно разпределение на осевата компонента на скоростта в дадено сечение след завъртящия апарат, може да се ползва изразът по формула 1.15.

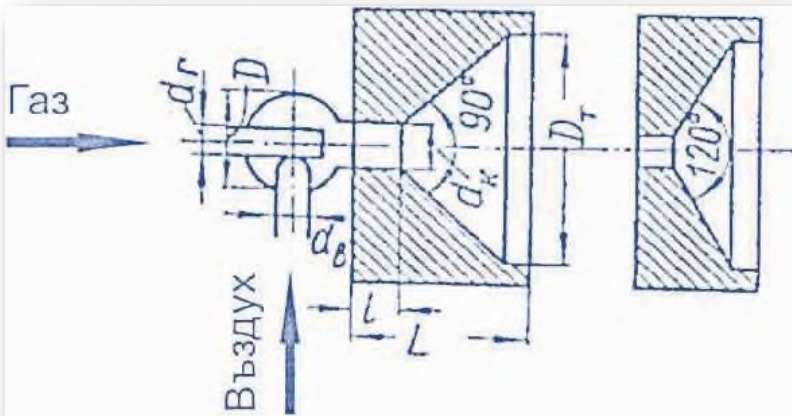
При експериментални изследвания и наличие на данни за разпределение на скоростните компоненти в различни сечения след завъртящия апарат, за определяне на степента на въртене с достатъчна точност може да се приеме отношението на

средноинтегралните стойности на тангенциалната и аксиална компоненти на вектора на действителната скорост на потока.

$$n = \frac{\int_0^{r_1} w dr}{\int_0^{r_1} u dr} \quad (1.21)$$

Като интегрирането може да се извърши и по графичен способ.

Процес на горене в радиален факел може да се организира и в горелки със сферичен смесител фиг. 8. [17].



Фиг. 8. Вихрова горелка със сферичен смесител.

Въздуха се подава тангенциално в сферичния смесител, завърта се в него и се смесва с газовото гориво. При малки степени на въртене смесването е слабо.

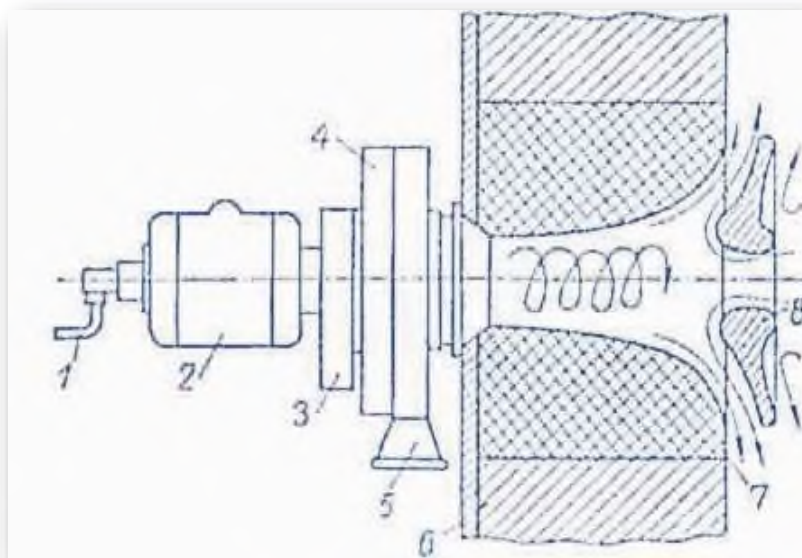
Положението на централната газова тръба се регулира. Когато края и се намира в центъра на сферата смесването завършва в горивния тунел.

Тези горелки са получили широко разпространение. Използват се за изгаряне на нискокалорични газове. Въздухът се подава предварително загрят до 400°C.

Те дават къс пламък разстелен по повърхността на така наречения ширококоъгълен тунел.

От гледна точка на устойчиво горене и равномерно излъчване се използват тунели с ъгли на разкритие от 90° и 120°. Газът се подава с ниско налягане (0,1 kPa), а въздуха - при номинално налягане 1,5 kPa.

Плоскопламъчна горелка за изгаряне на разпръснато течно гориво е показана на фиг. 9. [45].



Фиг. 9. Конструктивна схема на плоскопламъчна горелка на фирма „Офенбау“
1-тръбопровод за гориво; 2-електродвигател; 3-пулверизатор; 4-въздуховод; 5- подаване на въздух за горене; 6-зидария; 7-горниси тунел; 8-отражател(обтекаемо тяло).

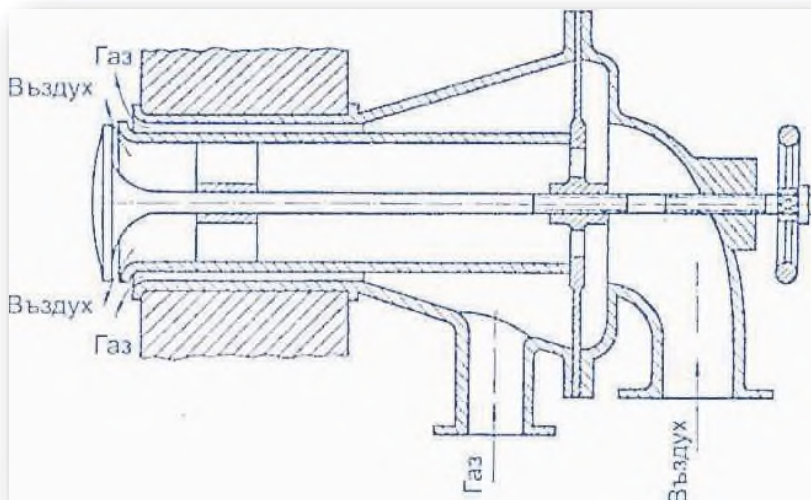
Горивото постъпващо през тръбопровод 1, се разпръсква в пулверизатора 3 и се смесва със завъртения поток въздух 5.

Образуващата се гориво-въздушна смес постъпва в плавно разширяващия се тунел 7, преминаващ през зидарията 6. Пламъка придобива ветрилообразна форма (радиален факел, разстилащ се по зидарията на изхода) благодарение на отражателя 8 (обтекаема шайба с централен отвор).

Отражателя се намира частично в равнината на тороидалния дифузор, с криволинеен профил към периферията му.

Обратния вихър на продуктите на горене се връща през централния отвор на шайбата (отражателя), изпълняваща роля на стабилизатор на горенето. Схемата на движение на потока в горелката е показана на фиг. 8 със стрелки.

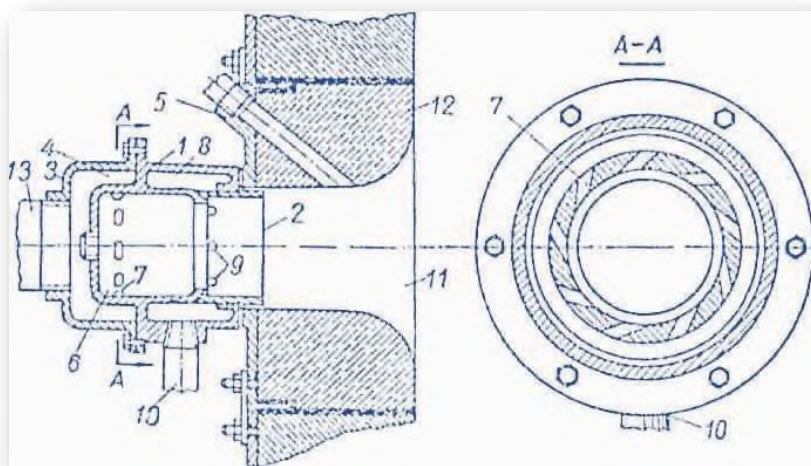
Радиален факел създава и газовата горелка (фиг. 10), работеща без предварително смесване на газа и въздуха [46].



Фиг. 10. Плоскопламъчна горелка с метален разделител.

В тази горелка газа и въздуха са разположени в успоредни пръстеновидни потоци в радиално направление по дължина на стените на горивната камера. Скоростта на изтичане на въздуха и на газа може да се регулират, в резултат на което, може да се променят геометричните параметри на факела.

Горелки от такъв тип, работещи с коксов газ са били изпробвани във ванна пещ за поцинковане на тръби [82]. Преди това тази пещ е била оборудвана с циркулационни горелки. Използването на плоскопламъчни горелки е позволило повече от два пъти да се увеличи износоустойчивостта на ваната и междуремонтния период, което се обяснява с по-равномерното нагряване на ваната по височина. Значително се е увеличила производителността на пещта вследствие повишаване на натоварването с 2-3 пъти.



Фиг. 11 Плоскопламъчна горелка на фирма „Eclipse” САЩ.

1-корпус на горелката; 2-смесителна тръба; 3-корпус на въздушна камера; 4- въздушна камера; 5-блоков фундамент; 6-камера на завихрителя; 7- тангенциални канали за въздух; 8-камера за газово гориво; 9-изходни отвори на газа; 10-газопроводна тръба; 11- горивен тунел; 12- излъчвателна (радиационна) повърхност; 13-въздухопроводна тръба;

Плоскопламъчната радиационна горелка на фирма „Eclipse Fuel Eng&Co” е показана на фиг. 11 [94].

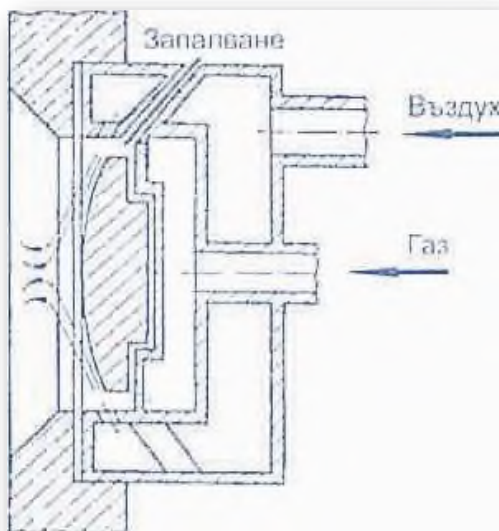
Горелката работи по следния начин: от въздухопроводна тръба 13, въздуха попада в завихрящата въздушна камера 6, през тангенциално разположени канали 7;

Въздушната камера 6 е разположена в камерата за газово гориво 8, от която през отвори 9 газът постъпва в смесителна тръба 2. Излъчващата повърхност на горелката е изработена от термоустойчив огнеупорен материал (до 1730°C). Горивния тунел 1 плавно преминава към излъчващата повърхност 12.

Горелката има голямо повърхностно излъчване, което обезпечавя равномерно разпределение на температурите по повърхността на нагряваните детайли.

Завъртения въздушен поток чрез радиалните отвори 9 увелича (ежектира) горящ газ. При движението към дифузора газовите и въздушните струи се смесват и в тръба 2, сместа се намира в стехиометрично съотношение или близко такова.

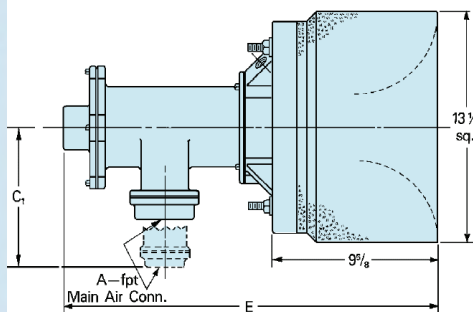
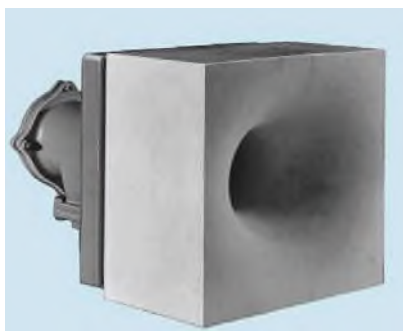
Тази горелка намира приложение в пещите на много отрасли от промишлеността (в ковашката, металургичната, стъklarската и др.) и в топлообменници с различно предназначение. Горелката е предназначена за работа с природен газ. Съществуват различни типоразмери в зависимост от необходимото топлинно натоварване. Номиналното налягане на входа на горелката е 7 кРа.



Фиг. 12 Плоскопламъчна горелка на фирма „Eclipse” САЩ.

В друга радиационна горелка на фирма “Eclipse” [95] газа и въздуха се подават през отвори с пресичащи се оси. Във всеки от трактовете има 32 отвора. Тъй като двата потока се пресичат, дължината на пътя на смесване не е голяма. Пълно изгаряне се достига в малък участък в тънък слой върху огнеупорната повърхност фиг.12.

Към горелките обезпечаващи радиален факел на база на неговите аеродинамичните особености се отнася горелката на фирма “North American Mfg. Co.” фиг. 13, [75].



Фиг. 13 Радиационна горелка на фирма „North American ” САЩ.

Тази горелка създава радиален факел чрез интензивно завъртане на потока. За създаване на добра степен на въртене на потока, налягането на въздуха на входа на горелката трябва да бъде в интервала 5,4-7,2 кРа. Горелката има устойчива работа при различни режими на натоварване. В литературата отсъстват подробни данни за конструкцията на това устройство.

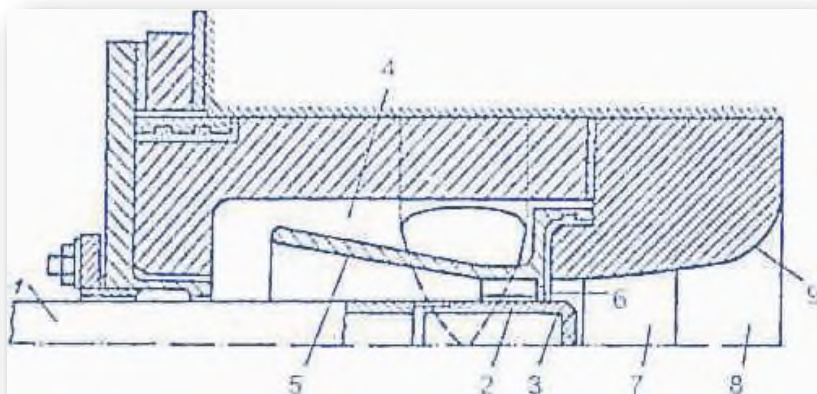
Характеристиките на плоския пламък на тези горелки намаляват възможността за локални прегрявания на материала, причинени от прякото въздействие на обемн пламък при работа от

разстояние. Тези горелки се използват предимно при топене на алуминий и стъкло и термична обработка на стомана.

Горелката показана на фиг. 14 е разработена от френската фирма „Heurtey” [72]. Тя се отличава с наличието на конфузур 5, монтиран във въздушната камера 4 на горелката, като по този начин се усилва центробежния ефект и се увеличава ъгъла на подем на винтовата линия на потока.

Завъртането на потока става чрез тангенциално принудително подаване на въздух. Подаването на газ се осъществява чрез централно разположена тръба 1.

Дифузора на изхода от горивното устройство е с тороидална форма с криволинейна образуваща, която плавно преминава към излъчващата повърхност на горивното устройство 9.



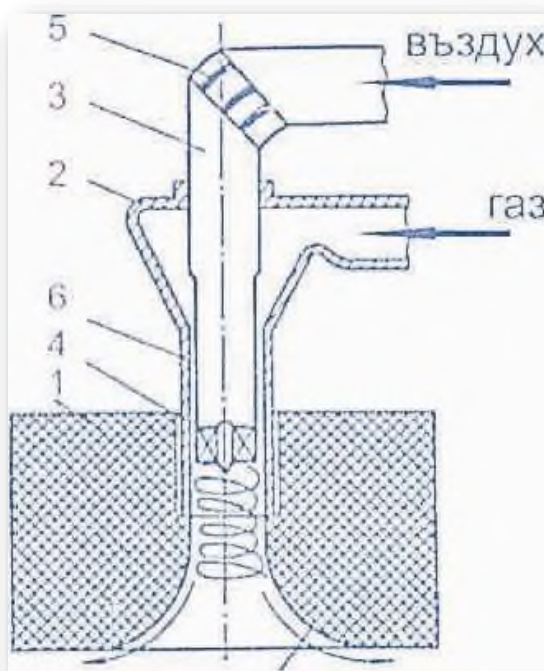
Фиг. 14 Плоскопламъчна горелка на фирма “Heurtey”.

1-газопроводяща тръба; 2-дюза; 3-отвори през които изтича газа; 4-въздушна камера; 5-конфузур; 6- гориво; 7-дифузур; 8-профилиран горивен тунел; 9-дифузур-пзлъчвател

Тази горелка е изпитвана в горивна камера при изгаряне на природен газ с коефициент на излишък на въздух, изменящ се от 0,8

до 1,2. Горелката има надеждна работа и обезпечава равномерно нагриване на изделията на разстояние 100 mm от излъчвателната повърхност. Предполага се, че предимството на тази горелка е работа при сравнително ниски налягания на въздуха.

В друга горелка фиг. 15, [15] за интензифициране на смесването на газа с въздуха завъртането се осъществява от въздушния поток, който се движи в централна тръба 3. Коаксиално на въздушния поток по периферията на горелката се подава газ.



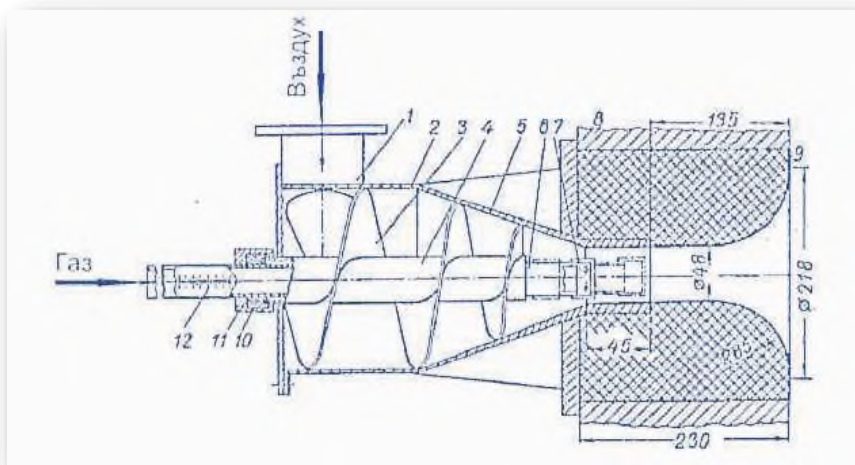
Фиг. 15 Плоскопламъчна горелка -1-огнеупорна зидария; 2-корпус на горелката; 3-въздуховод; 4-лопатки на завихрителя; 5-направливащи лопатки; 6-газова тръба; 7-профилпран горивен тунел.

За равномерно подаване на въздух към завихрителя 4, се използва изравнителна решетка 5. За изравняване на скоростното поле на газа с това на въздуха на изхода на газопровода 6 конструктивно е оформен конфузор 2.

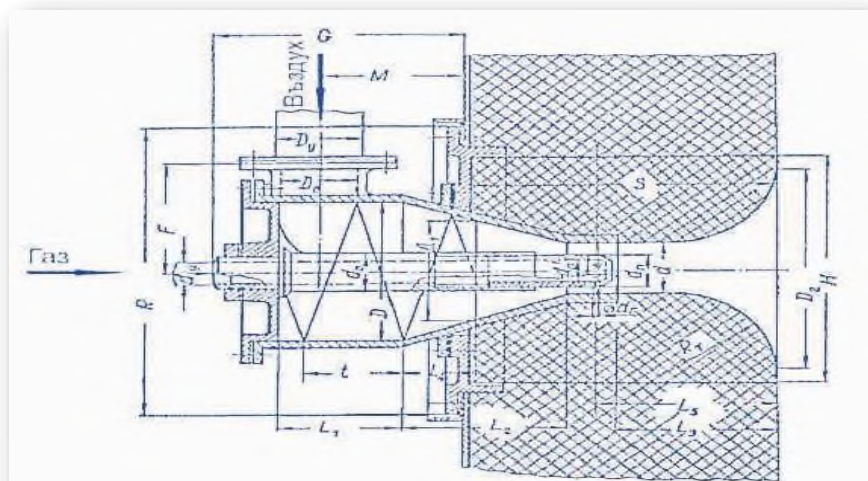
Завъртения въздушен поток, под действието на центробежните сили се насочва към стената на смесителната тръба, където се смесва с потока газ. Сместа изгаря върху повърхността на зидарията (след тороидния дифузьор на изхода). Пълно изгаряне се обезпечава при коефициент на излишък на въздух $\alpha=1,0\div 1,1$.

Плоскопламъчни горелки, при които, за създаване на радиален факел се въвеждат различни отражатели в потока, не могат да се използват в условия на високи температури.

По тази причина в газовия институт НАН-Украйна е разработена конструкция на плоскопламъчна горелка, която създава радиален факел по аеродинамичен метод, а именно чрез силно завъртяна струя.



Фиг. 16 Плоскопламъчна горелка, патент на Газов институт НАН Украйна, вариант 1



Фиг. 17 Плоскопламъчна горелка, патент на Газов институт НАН Украйна, вариант 2.

Заедно с получаване на радиален факел, това позволява значително да се намали аеродинамичното съпротивление на горивния тракт [24].

Конструктивната схема на опитния образец на плоскопламъчната горелка е показана на фиг. 16.

Въздухът, необходим за процеса горене се подава принудително през тангенциално разположената тръба 1 в цилиндричния корпус 2, където се движи между направляващите на винта 3, тръба 4 и стените на корпуса. Винт 3 има постоянен по дължина, малък ъгъл на подем - 10° , вследствие на което потока силно се завърта.

При движение по периферните повърхнини на корпуса, под действието на центробежните сили, въздушния поток има малка осева съставляваща. Цилиндричния участък на корпуса 2, преминава

в коничен 5, където стъпката на направляващия винт постепенно намалява. Ъгълът на подем на винтовата линия е постоянен по цялата дължина на винта. Увеличаването на скоростта на движение на въздуха в коничния участък е съпроводено с намаляване на ефективния радиус на въртене на потока, вследствие на което рязко нараства центробежната сила, действаща на потока.

Газът се подава чрез тръбопровод 6, който се намира в тръба 4 и има възможност да се премества в осево направление. Газовият тръбопровод 6 завършва с дюза 7, където излиза през шест радиално разположени на нея отвора. Положението на газовата тръба се регулира чрез гайка 11 и се фиксира по градуирана линия 12. Горивния тунел 9 се състои от цилиндрична част и дифузъор изпълнен като тороидна повърхност.

Някои специфични особености на горелката:

- Диаметърът на входа на въздушния поток в горелката се приема равен на 0,75 от стъпката на винта за запълване на цялото пространство между винта и корпуса на горелката което, понижава загубите на входа.
- Конусното сечение позволява да се подобри периферното разпределение на въздушния поток, в резултат на което се създава възможност за управлението му от страна на пристенния пограничен слой [4].
- Конфузорната камера, в която се движи завъртания поток, предизвиква намаляване на степента на въртене (и следователно намаляване на отношението на тангенциалната към осевата скорост). За запазване степента на въртене, винта с малък ъгъл на подема е продължен и в конусната част на корпуса.
- От гледна точка запазване на стойността на степента на въртене, най-удачен се явява винта с постоянен ъгъл на подема

по цялата дължина. Това обаче, води в коничната част на корпуса, към рязко нарастване на аеродинамичното съпротивление на въздушния тракт.

Наред с това, такава конструкция на винта позволява, при непроменен диаметър на входа и скорост на подаване на въздуха, да се обезпечи по-висок момент на количество на движение M на завъртения поток въздух на входа. Величината - момент на количество на движение M определя степента на въртене на потока на газовия факел, която в определена (малка) степен се променя по дължина на камерата след завихрителя.

След изпитанията на опитния образец в лабораторни условия е създаден и промишлен такъв показан на фиг. 17.

Изследванията в реални условия са позволили, да се коригират геометричните характеристики на горелката, с което се е намалило налягането на принудително подавания въздух и в същото време се намалил коефициента на аеродинамично съпротивление.

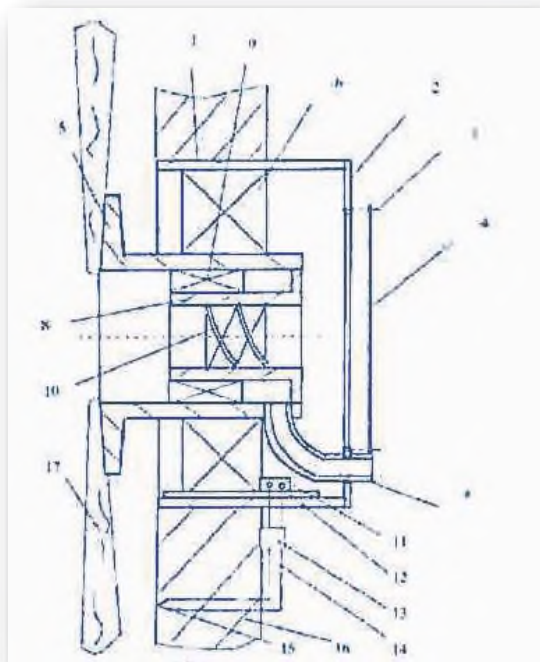
Това е било постигнато за сметка на намаляване на броя на навивките в конусната част на винта, което значително е намалило аеродинамично съпротивление на въздушния поток и почти не е влошило завъртането на потока след него.

Наред с това е намален и диаметъра на отворите през които изтича газа (0,5 mm), което значително е подобрило устойчивостта на горене на радиалния факел.

С изменение на радиуса на кривина на тороидния дифузьор устойчивостта на горенето почти не се е нарушила. При сравняване на тази горелка с промишлени образци от този тип на други производители се е оказало, че горелката на Газовия институт - Украйна работи при значително по-ниско налягане (2-3 пъти по-ниско) на въздуха [20].

Съществуват различни конструктивни модификации на разгледаната горелка [17], [21], [22], [30].

Горелката патент [61] [62] фиг. 18 на Казанския държавен енергиен университет - Русия е предназначена да изгаря газообразно гориво в камерите на котли и пещи.



Фиг. 18. Газова горелки на Казанския държавен енергиен университет.
1-корпус; 2-шибър; 3-пружинни винтови регулатори на шибъра; 4-клапа на шибъра; 5-стабилизатор; 6-завихрител на вторичния въздух с аксиално разположени лопатки; 7-тръба за подаване на газ; 8-инжектор; 9-завихрител на газа с аксиално разположени лопатки; 10-пластинчат завихрител на първичния въздух; 11-електродвигател; 12-зъбна рейка; 13-преобразувател на ТЕДН; 14-електрическа връзка; 15-термодвойка; 16-огнеупорна зидария; 17-радиален факел на горелката.

Конструкцията включва - цилиндричен корпус 1 с регулируем шибър 2, 3, 4 за подаване на въздух, в който са поместени завихрител на газа 9 и завихрител на вторичния въздух 6, с аксиално разположени лопатки, стабилизатор 5 и тръба за подаване на газа 7.

Във вътрешната част, съосно е монтиран инжектор 8, по надлъжната повърхност на който са закрепени лопатките за завихряне на газа 9.

Конструиран е и пластинчат завихрител 10 на първичен въздух.

В горелката е монтирана зъбна рейка, неподвижно закрепена в цилиндричния корпус и система за контрол на температурата на излъчващата повърхност 13 включваща преобразувател на термоелектродвижещо съпротивление 13, свързан с термодвойка 15 която е поставена в зидарията (излъчвателя) на пещта. Системата за подаване на въздух и газ има възможност да се премества в осево направление спрямо цилиндричния корпус посредством електродвигател 11, който е свързан с преобразувател на термоелектродвижещо напрежение и механизма за преместване по зъбната рейка.

Горивното устройство позволява да се намали топлинното прегряване на огнеупорната излъчващата повърхност 16, чрез автоматично регулиране на разстоянието между радиалния факел на горелката и излъчващата повърхност, в зависимост от топлинната мощност.

Горелката работи по следния начин:

Газът се подава чрез тръба 7 под налягане към завихрителя 9, завихря се и на изхода, за сметка на центробежните сили, се прилепя към вътрешната цилиндрична повърхност на корпуса на стабилизатора 5.

В камерата след завихрителя на газа се създава подналягане (разреждане) и благодарение на това се засмуква (увлича) струя

първичен въздух, която се завърта в пластинчатия завихрител на първичен въздух - 10.

Посоката на въртене съвпада с тази на газовото гориво. Засмукването предизвиква интензивно смесване на струята на първичния въздуха и горивото.

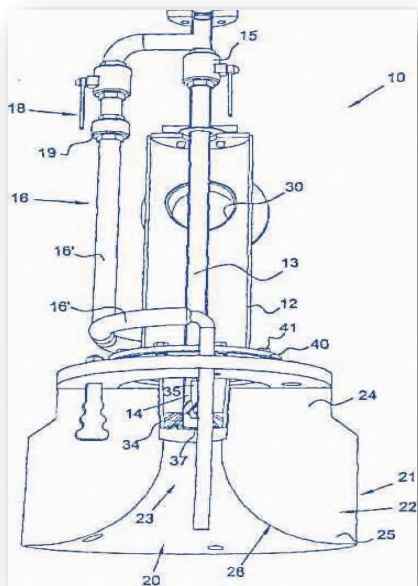
За сметка на центробежните сили газовъздушната смес на изхода от стабилизатора 5 се разстила в радиална струя върху външната излъчваща повърхност на горелката. Към тази струя се увеличава и вторичен завъртян въздух чрез завихрителя 6. Неговото количество се регулира чрез промяна на разстоянието между капака 2 и клапа 4 чрез пружинни винтови регулатори 3.

При запалване, газовъздушната струя изгаря като образува плосък факел с голям диаметър (до 3 метра) и малка дължина (дебелина) - до 100 mm.

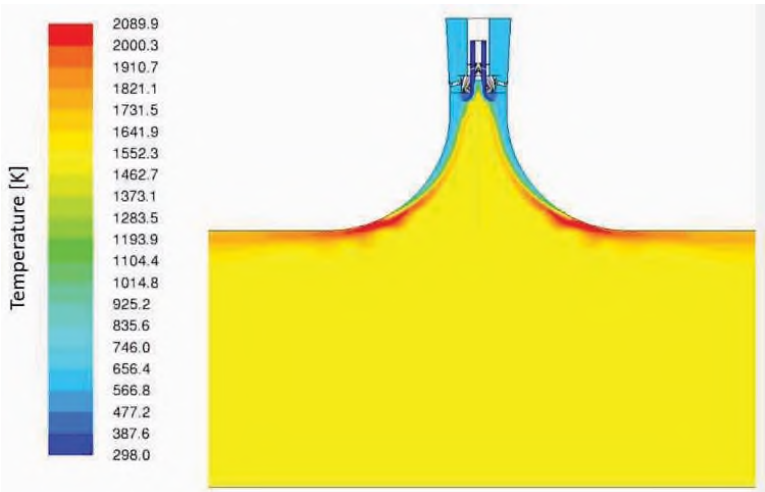
Регулирането на температурата на факела става автоматично по начина споменат по-горе.

Плоскопламъчната горелка с ниски нива на вредни емисии (фиг. 19) е патент на италианската фирма „Tenova S.p.A” Италия [99].

Горелката е предназначена за монтаж в свода на печта. Тя се използва в пещи за термична обработка, където е нужна висока равномерност на температурното поле, създавано чрез лъчист топлообмен.



Фиг. 19. Плоскопламъчна горелка „Tenova S.p.A” с ниски нива на вредни емисии.



Фиг. 20. Плоскопламъчна горелка „Tenova S.p.A” – числена симулация CFX.

Горелката се състои от горивна камера 20 и корпус 12, който представлява кух метален цилиндър. Газовата тръба 13, през която се подава горивото е коаксиална на корпуса. Тя завършва с централна вътрешна дюза 14 за впръскване на газа.

Към основния корпус 12 е присъединен въздушен отвор с фланец 30. Горелката се отличава с това, че има две външни дюзи 17 разположени извън основния корпус 12 за впръскване на горивото в горивната камера 20.

На централния поток горивен газ 14 е разположен разпределителен клапан за регулиране на разхода 15.

Налице е и втори разпределителен клапан 18, предназначен за регулиране на разхода на газ за двете външни дюзи 17.

С разпределителните клапани 15 и 18 може да се регулира процентно разпределението на газа между централната вътрешна дюза 14 и двете външни 17. Така се осъществява прехода от пламенен работен режим, при който горивото се направлява само чрез централната газова дюза 14 към беспламенен режим при който горивото се отвежда само чрез външните газове дюзи 17.

Горелката се поставя в керамичен блок 22 от огнеупорен материал, формиращ свода 21 в който се намира гърловината 23, оформена като тороиден дифузор, с кръгла или елипсоидна крива.

Коаксиално на централната дюза е монтиран метален въздушен дифузор с корпус и лопатки 34 изпълнен във вид на спирала.

В корпуса е монтирано устройство за възпламеняване, а също и система за автоматичен контрол на пламъка.



Фиг. 21. Плоскопламъчна триредова горелка „Tenova S.p.A” – реално изображение.

Едно от предимствата на тази горелка са ниските нива на вредни емисии в продуктите на горене.

Друго предимство е възможността да се обезпечат в пещта температурни режими и стабилна работа при условия на по-високи температури от температурата на самовъзпламеняване на горивото, която за природния газ е 810 К.

Фактически е известно, че за да се управлява горенето в безопасен режим е необходимо постоянно и стабилно да се поддържа работната температура по-висока от указаната пределна.

Друго предимство е подобрената равномерност на температурното поле в горивната камера.

Въпреки споменатите по-горе предимства основен недостатък на тази горелка си остава твърде сложната конструкция.

1.4 Конструкции на пещи с радиационни плоскопламъчни горелки.

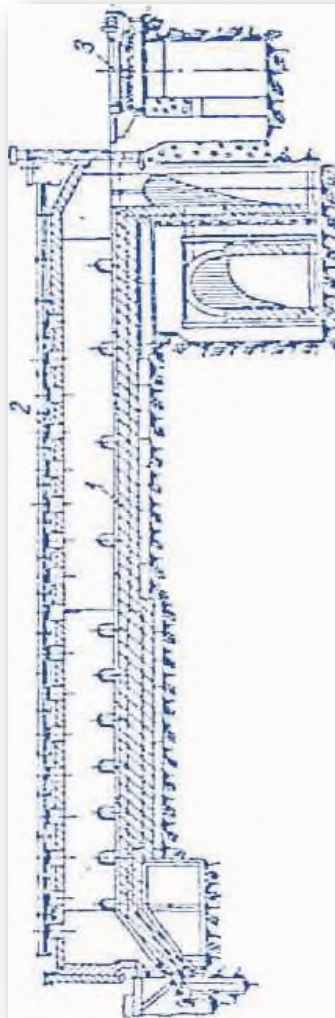
При горелки с принудително подаване на въздух, работната температура може да достигне до 1200°C.

В промишлените пещи горелките се разполагат на свода на разстояние 150-200 mm от нагръваната повърхност. По този начин се обезпечава равномерно нагръване на изделията и повишена производителност, до 22% повече, отколкото при електропещите.

От направения литературен обзор, информацията получена от натрупаните данни в промишлени условия, свидетелства за значителни преимущества на радиационното нагръване при изгаряне на газ върху огнеупорната повърхност на зидарията или в специални керамични детайли - излъчващи чаши или блокове, в сравнение с директното обемно нагръване на изделията.

На фиг. 22 е показана конвейерна пещ на фирма „Selas”, работеща с радиационни горелки монтирани на свода, за нагръване на метални плочи.

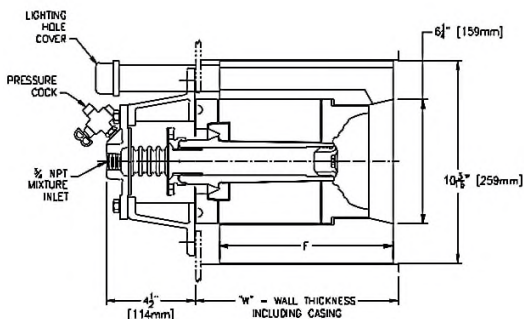
Производителността ѝ е 130 m³/h. Разпределение товар върху пода е 700 kg/m². В резултат на мощния равномерен нагрев от свода разхода на гориво в тази пещера е с 37% по-нисък от разхода на стандартните многозонови пещи [1]. При това благодарение на намалените габарити и простата конструкция на пещта са снижени и капиталовите и текущи разходи.



Фиг. 22 Прходна пещ с радиационни горелки на фирма „Selas”.
1-монолитен под; 2-свод с радиационни горелки; 3-устройство за зареждане.

Особено високи резултати са получени при използването на косвен радиационното нагряване в пещи с подвижен под за термообработка на корпуси за турбини до 200 t.

Пещите са оборудвани с 36 излъчващи (чашеобразни) горелки „Duradiant” на фирма “Selas” САЩ, разположени на стените и свода на пещта, обезпечаващи постоянно и равномерно нагряване, при различните температурни режими, необходими за термообработката на корпусите [96].



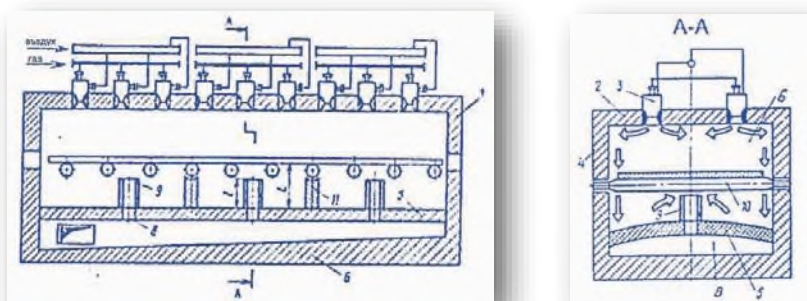
Фиг. 23 Стенни горелки за пещи с подвижен под Selas Duradiant®.

Използването на косвеното радиационно нагряване в тези пещи позволява да се съкрати времето за термообработка с 20% в сравнение със съществуващите пещи, оборудвани с дългофакелни горелки. Сnižават се и капиталните разходи за сметка на намалените габарити.

Пещта за нагряване и термообработка на материали фиг. 24, [55] е патент на Газовия институт НАН Украйна.

Тази пещ е с праволинейно преместване на материала. Може да бъде използвана в строителната промишленост, металургичната, машиностроителната, в частност и за термообработка на тръби и листов материал и в други отрасли на промишлеността.

На фиг. 24 в ляво е показан надлъжен разрез на пещта, а в дясно А-А - напречен разрез през димозасмукващите тръби и утилизиционната камера.



Фиг. 24 Пещ за нагряване и термообработка на материали.

Корпуса на пещта е от огнеупорен материал, в който са разположени две камери: работна Б и утилизиционна „В“.

Работната камера е ограничена от свода 2 с монтирани в него плоскопламъчни горивни устройства, стените 4 и работния под 5.

Работния под изпълнява едновременно и функция на свод на утилизиционната камера „В“. От страната на захранването на пещта в утилизиционната камера са разположени основните димоотвеждащи канали 9. Утилизиционната камера има форма на дифузор и се разширява от страната на основните димоотвеждащи канали.

Перпендикулярно на свода 5 на утилизационната камера по цялата ширина на работното пространство са изпълнени вертикални прегради 11 в горната част на които са поставени ролките на транспортъора.

Пещта работи по следния начин: на конвейера 10, задвижван от електродвигател се подава изделието подлежащо на термообработка. При движението му от единия до другия край на пещта се осъществява нагриване и термообработка. Изгарянето на горивото се осъществява с помощта на плоскопламъчните горелки 3.

При това се организира радиален факел, прилепен към излъчващата повърхност - свода на работната камера „Б“. Нагретия свод и стените на работната камера са основните източници на лъчист топлообмен към повърхността на нагривания материал.

Освен това за сметка на циркулиращите газове в работната камера над изделието се обезпечава и конвективно нагриване върху повърхността му.

След това продуктите на горене попадат под ролките, преминават покрай повърхността 5 на утилизационната камера „В“ и попадат в димоотвеждащите чаши 9. При този процес продуктите на горене нагриват повърхността на свода 5, който става източник на излъчване на топлина към обработваните изделия.

В същото време се осъществява и конвективен топлообмен от отработените газове. Продуктите на горене попадат в утилизационната камера от работната област, където температурата е с 50 до 150 К по-ниска, отколкото в пристенния слой на пода 5.

Това повишава степента на използване на топлината в работното пространство на пещта, което способства за увеличаване на енергийния КПД на пещта като цяло.

За повишаване на енергийния КПД има роля и формата на утилизационната камера която е изпълнена във вид на дифузър.

Именно тази форма обезпечава еднакво налягане в работното пространство на печта, а поставянето на напречните прегради 11 разделя камерата В на печта на отделни участъци, като се дава възможност за качествено регулиране на температурата.

По този начин се намалява възможността от наслояване с димни газове на отделни участъци и поява на зони с различни температурни нива.

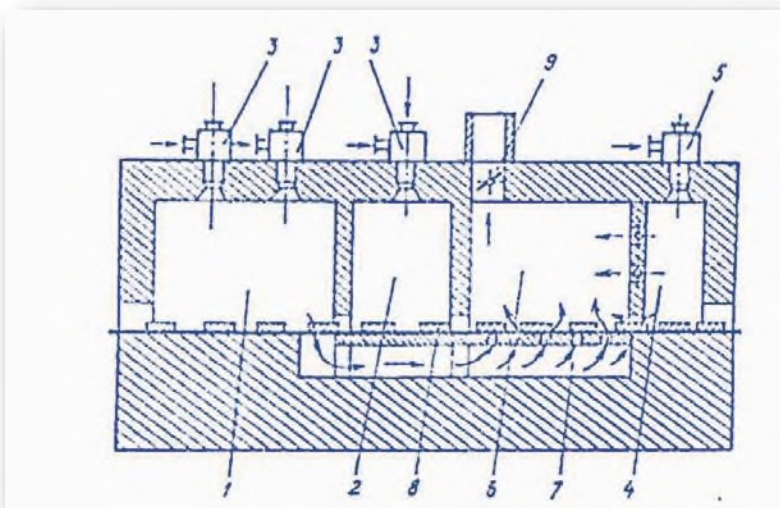
Тази пещ дава икономически ефект за сметка на намаления разход на гориво и повишеното качество на нагриване на изделията.

Въпреки редицата предимства на разглежданата пещ, основни недостатъци са: необходимостта от изграждане на сложна въздухо-разпределителна мрежа, за да се достави въздух необходим за горенето и необходимостта от вентилатори за принудителното подаване на въздуха. Освен това има и сложна димоотвеждаща система.

Пещта показана на фиг. 25 е също разработка на Газовия институт НАН Украйна [50].

Тя се използва за термообработка на керамични изделия в ролкови или конвейрни пещи, със специални устройства за охлаждане на обработвания материал и циркулация на газовата среда в камерата за нагриване, изпичане и охлаждане.

В това съоръжение е предотвратено разрушаване на изделията в резултат на термични напрежения.



Фиг. 25 Пещ за нагряване и термообработка на материали
на Газовия институт НАН Украйна.

Пещта работи по следния начин: в зоната за нагряване на керамични изделия 1 и изпичане 2 се подава чрез горивните устройства 3, в режим на радиален факел, гориво с окислител (въздух).

Охлаждането на изделията, с цел да се избегне разрушаването им от възникнали термични напрежения протича на два стадия - в началото в зоната на регламентираното, а след това в зоната на интензивното охлаждане.

В зоната на интензивното охлаждане 4 се подава чрез дюзи вторичен въздух (охлаждащ въздух) 5 в режим на радиално течение, а в зоната на регламентираното охлаждане 6 се подават продукти от горенето от зоната на нагряването чрез канал 7, разположен под

обработвания материал, заобикаляйки зоната за изпичане, равномерно по цялата площ на пода.

Също така в зоната на регламентираното охлаждане, в най-високата и точка се подава струя от вече затоплен, но с по-ниска температура въздух от зоната за интензивно охлаждане, в противоток на движението на материала, където той се смесва с продуктите на горенето.

Образуваната в зоната на регламентираното охлаждане смес от охлаждащ въздух и продукти на горене се отделят чрез димоходните канали 9, разположени в свода на зоната за регламентирано охлаждане.

Подаването на продукти на горене разпределено под изделията перпендикулярно на направлението на преместване, води до създаването около него на газов слой екранен по отношение към излъчването.

Т.е. в предлагания способ, за разлика от известните начини, скоростта на охлаждане на материала се регулира, не чрез изменението на температурата на охлаждащата смес, а чрез изменение на дължината на газовия екранен слой от продукти на горене, препятстващи радиационното му охлаждане, благодарение на наличието в продуктите на горене на триатомни газове (въглероден диоксид и водни пари) поглъщащи излъчването от материала.

При това са нужни отработени газове за охлаждане в количество в пъти по-малко, отколкото в известните методи, които ефективно се утилизират, благодарение на тяхната висока температура и ниски окислителни свойства.

1.5 ИЗВОДИ

От разгледаните в обзорната част различни конструкции плоскопламъчни радиационни горелки и използването им в пещи в различни отрасли от промишлеността, могат да се направят следните изводи:

- при изгарянето на газово гориво в плосък факел, обработваните повърхнини се нагряват равномерно, подобрява се качеството на топлинна обработка, избягва се локално прегряване на изделието (в сравнение с правоточните горелки);
- обезпечават се по-високи технологични температури;
- съкращават се размерите на пещното пространство, намаляват се загубите в околната среда, необходими са по-малки капиталовложения за построяването на пещта;
- в сравнение с други режими на топлообмен, тук се наблюдава по-нисък разход на гориво и по-висок КПД;
- намалено съдържание на вредни емисии от продуктите на горене.

Въпреки безспорните предимства, съществуващите конструкции плоскопламъчни горелки и пещите в които се използват, имат и определени недостатъци:

- в част от конструкциите за получаване на радиален факел на изхода на потока се поставя разсекател (отражател) с особена форма - трудно обтекаемо тяло, което не може да бъде използвано в условия на високи температури;
- използват се различни конструкции завъртащи апарати, които са трудни за изпълнение и усложняват допълнително конструкцията на горивното устройство;
- в разгледаните конструкции пещи, големият брой плоскопламъчни горелки са обвързани с необходимостта от система въздуховоди и вентилатори за принудително подаване на въздух; прецизно хидравлично регулиране и поддържане на постоянен напор за всяка горелка.

ГЛАВА ВТОРА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

На основата на задълбочено представяне на най-често използваните газогоривни устройства, авторът си поставя за цел да допълни даденото с нови, изследвани с негово участие дюзи за получаване на завъртяна струя.

В монографичният труд са представени някои изследвания, като е използвана горивна инсталация на радиационна инжекционна горелка, разработена и позиционирана в ИПФ- Сливен.

При тази конструкция [34] отпада необходимостта от въздуховоди и вентилатори, което е предпоставка за реализация на по-евтини пещи и по-удобни за настройка и експлоатация.

1. Изследване на възможността за получаване на радиална струя по ежекционно - инжекционен принцип при изотермични условия.

1.1 Въведение.

Целта на изотермичните изследвания е да се изучи аеродинамиката на течението в горелката и взаимодействието на газовата струя с въздушния поток. При съпоставяне на данни от изследванията при изотермични и неизотермични условия може да се оцени влиянието на процеса на горене върху аеродинамиката на радиационната инжекционна горелка и характера на аеродинамичното съпротивление на смесителния тракт на горелката.

1.2 Методика на експеримента.

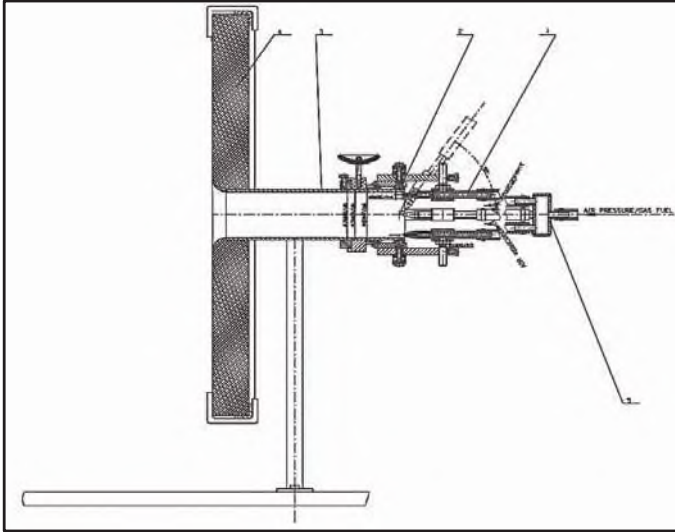
Получаването на радиален факел чрез въвеждането в течението на различни отражатели среща физически ограничения при високи топлинни натоварвания. Ето защо при изследване получаването на

радиална струя се изучава аеродинамиката на завъртяна струя, получена на инжекционен принцип.



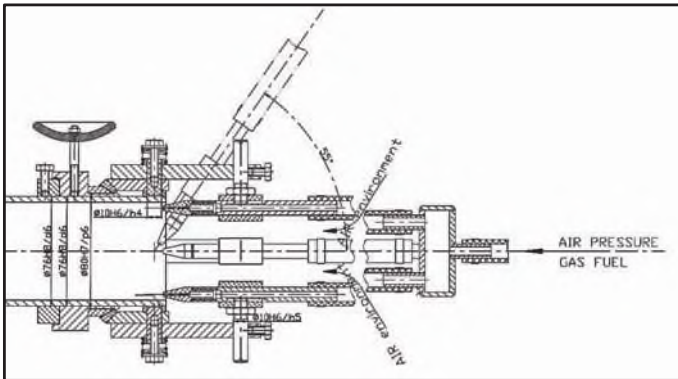
Фиг. 26 Лабораторна уредба на плоскопламъчна горелка.

Лабораторната уредба [34] и схема на горивното устройство са показани съответно на фиг. 26 и фиг. 27.



Фиг. 27 а) Обща схема на лабораторната инсталация.

1-дюза, 2-завъртащ апарат, 3-смесителна камера, 4-огнеупорна плоча с дифузор,
5 – входен газов/въздушен разпределител.



Фиг. 27 б) Схема на завъртащият апарат на лабораторната инсталация.

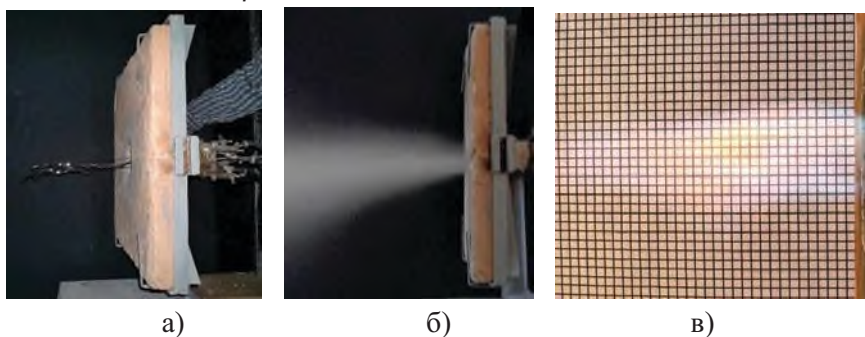
Въздух под налягане, създадено от компресор (0,2 MPa), се инжектира чрез дюза 1 в смесителната камера 3 под определен ъгъл

β , като увелича (ежектира) със себе си атмосферен въздух от околната среда, в случая от лабораторното помещение.

Промяната на ъгъл β , се осъществява посредством завъртащ апарат 2. На изхода от дифузора въздушното течение се разширява. Вследствие на ежекцията въздушната струя прилепва по външната повърхност на дифузора (ефект на Коанда).

За визуализация на формата и размерите на въздушното течение, след тороидалната част на горивното устройство, в смесителната част се добавя ситно смляно прахообразно вещество с много малка плътност. В друг вариант се използват нишки с много малка линейна плътност, които също дават представа за „токовите линии“ на въздушното течение и тяхното разпределение в пространството.

Извършени са хладни продувки на горивния тракт при различни положения на дюзите, като формата на въздушното течение е визуализирана подходящо, и получените профили са фотографирани директно, съответно фиг. 28, фиг. 29 и фиг. 30 за стойности на ъгъл β - 0° , 30° и 55° .



Фиг. 28 Горивно устройство.

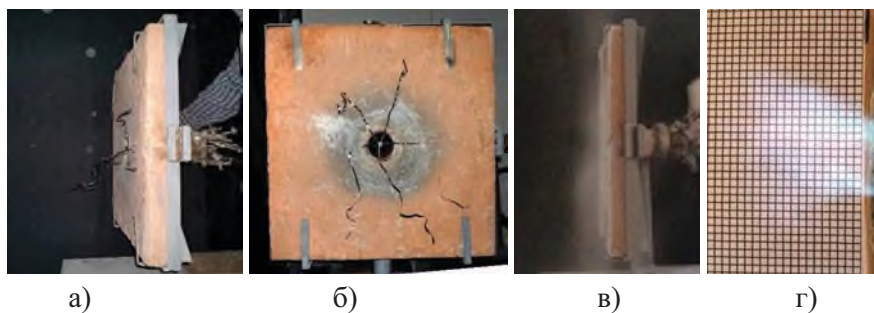
Правоточна газова струя при $\beta=0^\circ$. Визуализация на формата на потока чрез: а) нишки с малка линейна плътност; б) фино смляно прахообразно вещество; в) горящ факел

Експеримента е проведен при температура на околната среда 20°C и дебит на въздуха 1,8-2,0 m³/h. Получените резултати са съпоставени с формата на горящ факел [33] при еквивалентни аеродинамични условия.

При стойности на ъгъл $\beta = 0^\circ$ въздушното течение е правоточно (фиг. 28 а, б и в).

Формата на въздушната струя на изхода от дифузора (фиг. 28, б) се отличава от тази на факела (фиг. 28, в). Това е обусловено от намаляващата кинетична енергия на изтичащата газова струя и възникващите гравитационните сили.

Формата на факела (фиг. 28, в) е типична за дифузионния характер на изгаряне на гориво-въздушната смес.



Фиг. 29 Горивно устройство.

Завъртяна газова струя при $\beta=30^\circ$. Визуализация на формата па потока чрез: а) и б) нишки с малка линейна плътност; в) фино смляно прахообразно вещество; г) горящ факел

С постепенното увеличаване на степента на завъртане на потока ($\beta = 0^\circ - 45^\circ$) се наблюдава поява на обратни течения — циркулационни зони (фиг. 29 а, б, в и г).



а)

б)

в)

г)

Фиг. 30 Горивно устройство.

Завъртяна газова струя при $\beta=55^\circ$. Визуализация на формата на потока чрез: а) и б) нишки с малка линейна плътност; в) фино смляно прахообразно вещество; г) горящ факел

При достигане на ъгъл β около 55° , въздушното течение се разстила по външната повърхност на дифузора и се формира радиална струя (фиг. 30 а, б, в и г), което означава завъртане на струята на 90° .

От направените снимки ясно се вижда аналогията на формата на въздушния поток с този на факела при реални условия на работа на горелката.

1.3 Изводи.

- Инжектираната завъртяна струя устойчиво преминава в радиална при изотермични условия.
- Съществува качествено съвпадение при формиране на факела на радиална инжектирана струя.
- Хладните продувки на горивния тракт могат да служат за надеждна основа при създаването на горивни устройства.
- Провеждането на първоначални опити с въздушна струя при изотермични условия позволява определянето на различни

качествени и количествени характеристики на горивното устройство, геометрията на факела.

- Определят се най-добрите режими на работа и конструкция на горелката, които в най-голяма степен се доближават до изискванията на техническото задание при разработка на нови конструкции от този тип.

2. Влияние на режимните и конструктивни параметри върху основните размери на радиална инжектирана струя.

2.1 Въведение.

В литературните източници и научните журнали информацията за газови плоскопламъчни горелки е оскъдна, като се засягат предимно основните конструкции на този тип горелки и се споменават техните предимства и употребата им.

Характерното за плоскопламъчните горелки е създаване на радиална струя, която се развива в равнина перпендикулярна на оста им върху огнеупорна повърхност.

Плосък инжектиран факел, в познати от практиката конструкции, се получава като на изхода на подаваното течение се поставя отражател с особена форма, с роля на трудно обтекаемо тяло или прилагането на специална конструкция на завъртащ апарат, който придава въртеливо движение на инжектирания газов поток.

Завъртените струи намират широко техническо приложение, особено в горивната практика. При това завъртането на струята е средство за управление на основните характеристики на горящия факел, както и за ефективно и не застрашаващо околната среда пълно изгаряне на горивото.

В сравнение с незавъртения факел завъртения има редица преимущества - наличие на циркуляционни зони, които повишават стабилността на факела, повишена инжекционна способност и интензивен турбулентен обмен.

Положителните качества на завъртяната струя се дължат на нейната аеродинамика. Изследването на нейните особености и отчитането им при създаване на нови и усъвършенстването на съществуващите методи за инженерно проектиране е основа за създаване на ефективни горивни устройства.

Проведено е експериментално изследване с цел установяване влиянието на режимните и конструктивни параметри върху основните характеристики на радиален инжектиран факел при инжекционна плоскопламъчна горелка.

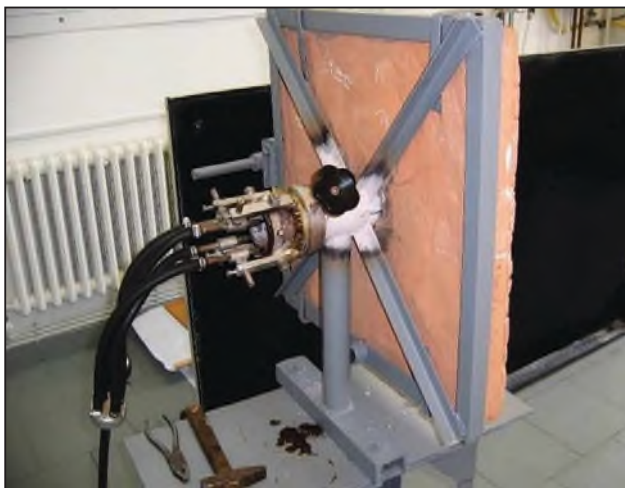
2.2 Методика на експеримента.

От направените проучвания е видно, че промяната на степента на въртене влияе осезаемо върху един от основните параметри - ъгъла на разширяване на свободната струя. По опитен път се доказва управлението на факела на струята чрез натурен експеримент.

Експериментите са проведени в лабораторията по „Горивна техника и технологии“ на ИПФ – Сливен, за изследване на плосък инжектиран факел, като е разработена нова конструкция завъртащ апарат, която придава въртеливо движение на инжектираното газово течение [33].

На фиг. 31 е показана конструкцията на лабораторната инсталация, която се състои от завъртащ механизъм и система от дюзи, през които изтича газовото гориво. Конструкцията на дюзите

осигурява промяна на пространственото им положение спрямо надлъжната ос на горелката.



Фиг. 31 Експериментална уредба с възможност за създаване на радиална струя.

Горивото постъпва от бутилки за втечен газ, под високо налягане в газов колектор. Посредством газова тръба, газът достига до четирите дюзи на горелката. Чрез ръкохватка и конусен зъбен механизъм, може да се реализира безстепенно изменение на ъгъла на наклон на дюзите β , спрямо централната ос на горелката. По този начин се променя степента на завъртане на газовия факел. Горелката позволява при определен ъгъл на наклон на дюзите β , завъртаното течение да премине в радиална струя. При тази конструкция, активни струи са газовете и принудително подаване на въздух не е необходимо.

Условия на провеждане на експериментите са:

- Налягане на изхода на горелката - атмосферно;
- Температура на околната среда - 35°C ;

- Входно налягане на газовия поток, преди колектора на дюзите - 0,18-0,22 МРа.

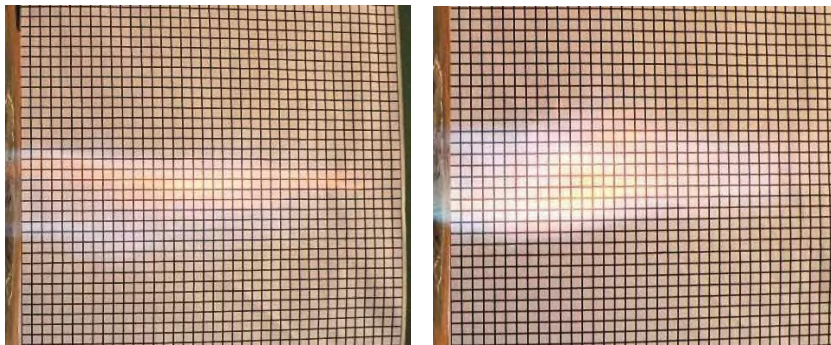
2.3 Резултати от експеримента.

- *Изменение на геометричните параметри на факела в зависимост от промяната на ъгъла на наклона на газовите струи.*

От експериментите е установено, че с увеличаване на ъгъл β , факела постепенно от правоточен преминава в умерено завъртян, като при β по-голям от 45° до 60° , става силно завъртян и се разстила по излъчващата повърхност на горелката - радиален факел.

Експериментални профили на горящ инжектиран газов факел при различни положения на дюзите са приведени по-долу.

Снимките на горящия факел са получени чрез пряко фотографиране с подходяща експозиция на фона на бяло-черна мрежа с разстояние между линиите 12 mm.



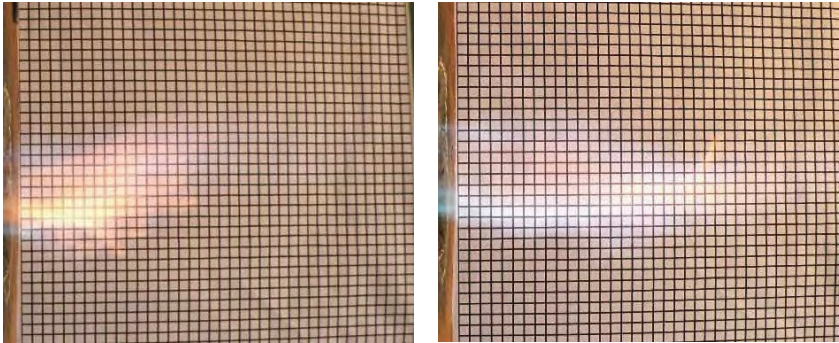
Фиг. 32 Профили на правоточна струя при $p=1,8$ bar и $p=2,2$ bar.

На фиг. 32, дюзите са разположени на ъгъл $\beta = 0^\circ$ спрямо оста на горелката и входно налягане на газовия поток при $p=1,8$ bar и $p=2,2$ bar.

Топлинното натоварване на инжекционната вихрова горелка, съответства на разход на гориво - $V_f = 1,8-2,5 \text{ m}^3/\text{h}$.

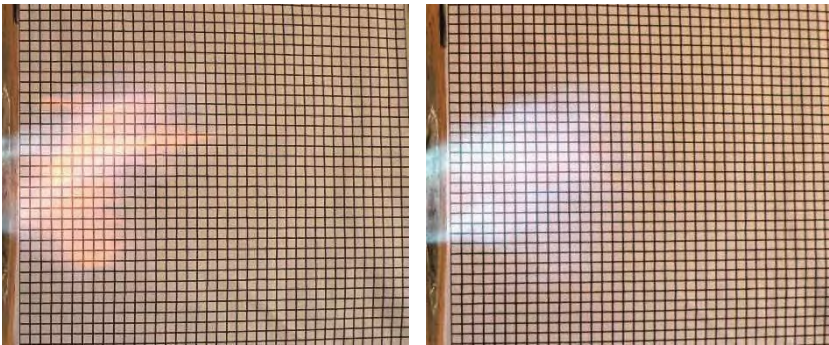
Опитите са реализирани при режим, близък до номиналния.

На следващата фигура, личи влиянието на променящия се ъгъл на газите дюзи върху размерите и формата на факела.



Фиг. 33 Форма на инжектиран факел при ъгъл на дюзите $\beta=20^\circ$ и входно налягане $p=1,8 \text{ bar}$ и $p=2,2 \text{ bar}$.

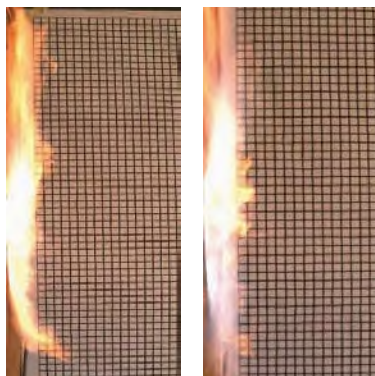
От фигура 34, нататък се появява осева циркуляционна зона , която постепенно нараства.



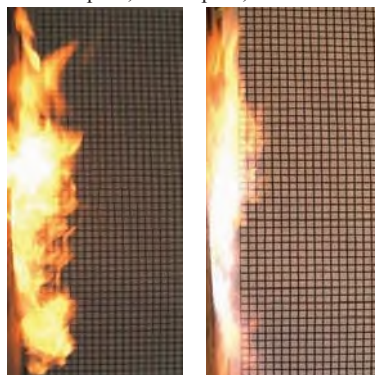
Фиг. 34 Форма на инжектиран факел при ъгъл на дюзите $\beta=30^\circ$ и входно налягане $p=1,8 \text{ bar}$ и $p=2,2 \text{ bar}$.

От фигурите добре се вижда как с изменение ъгъла на дюзите постепенно дължината му намалява, а се увеличават напречните му размери. При ъгъл $\beta=50^\circ$ факела преминава постепенно в радиален.

На следващите фигури е показано сформиранието на радиална струя, която се разстила по челната повърхност на огнеупорната плоча.



Фиг. 35 Форма на инжектиран факел при ъгъл на дюзите $\beta=45^\circ$ - 50° и входно налягане $p=1,8$ bar и $p=2,2$ bar.



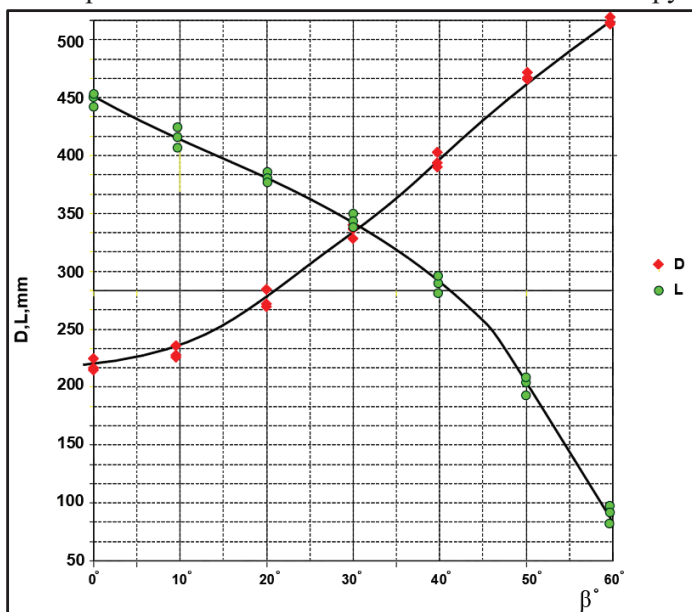
Фиг. 36 Форма на инжектиран факел при ъгъл на дюзите $\beta=55^\circ$ - 60° и входно налягане $p=1,8$ bar и $p=2,2$ bar.

От показаните опитни резултати се вижда влиянието на конструктивните и режимните параметри върху формата на

инжекционен газов факел, включително и реализиране на ефект на Коанда, подсказан при изследванията при неизотермични условия на инжекционен принцип.

От получените профили, може да се направи предположението, че с промяната на ъгъла на наклон на дюзите се променя съотношението между отделните компоненти на вектора на скоростта.

На фигура 37 е показано изменението на геометричните параметри на факела D (диаметър) и L (дължина на факела) в зависимост от промяната на ъгъла на наклона на газовите струи β .



Фиг. 37 Форма на инжектиран факел при ъгъл на дюзите $\beta=55^\circ -60^\circ$ и входно налягане $p = 1,8$ bar и $p = 2,2$ bar.

Зависимостта е получена при диаметър на газовите дюзи $d_0=0,6$ mm и дължина на смесителната камера $L=200$ mm. Топлинното натоварване на горелката е 60 kW съответстващо на дебит на газа 2,2 m^3/h .

- *Изменение на геометричните параметри на факела в зависимост от топлинното натоварване Q .*

В някои случаи нагревателните съоръжения работят при променлив топлинен режим, което се реализира чрез изменение натоварването на горелките. При това се променят условията на смесобразуване и горене, а от там и геометричните характеристиките на факела.

Проведените експерименти са насочени към определяне влиянието на топлинното натоварване на горелката върху геометричните характеристики на факела.

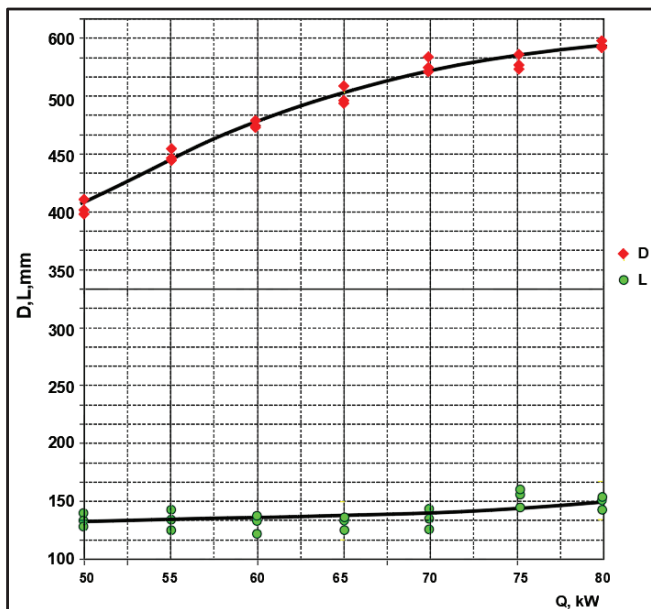
Топлинното натоварване е променяно по два начина:

- Чрез промяна диаметъра на газовите дюзи при постоянно налягане на входа им ($p = \text{const.}$) т.е. $Q = f(d_0)$;
- Чрез промяна на налягането на входа $Q = f(p)$, при постоянен диаметър на газовите дюзи ($d_0 = \text{const.}$);

За целта са използвани дюзи с различен диаметър на отвора $d_0 = 0,6; 0,7; 0,8$ mm.

Като при $d_0 = 0,6$ mm топлинното натоварване е $Q = 50$ kW и съответства на разход на гориво $V_r = 1,8$ m³/h, при $d_0 = 0,7$ mm, $Q = 65$ kW, $V = 2,2$ m³/h и при $d_0 = 0,8$ mm, $Q = 80$ kW и съответства на разход на гориво $V = 2,8$ m³/h.

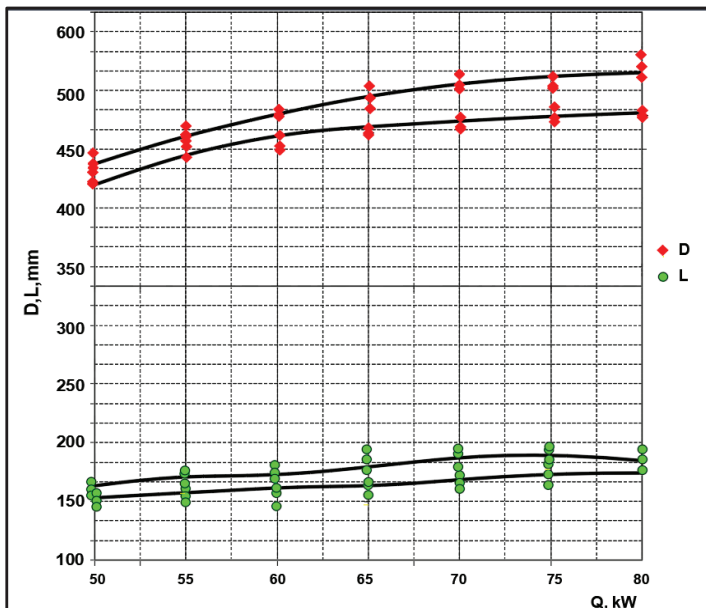
Входното налягане на газовия поток е $p = 0,18$ MPa, а ъгъла на наклона на дюзите $\beta = 55^\circ$.



Фиг. 38 Зависимост на геометричните характеристики (D и L) от топлинното натоварване $Q = f(d_0)$ и $p = \text{const}$.

Зависимостите на геометричните характеристики на факела (D и L) от топлинното натоварване Q, като функция на d_0 , са представени в графичен вид на фиг. 38 и фиг. 39.

От фигурата се вижда, че с увеличаване диаметъра на дюзите, респективно с увеличаване на топлинното натоварване, диаметърът на факела нараства чувствително, а изменението на дължината му е в незначителни граници.

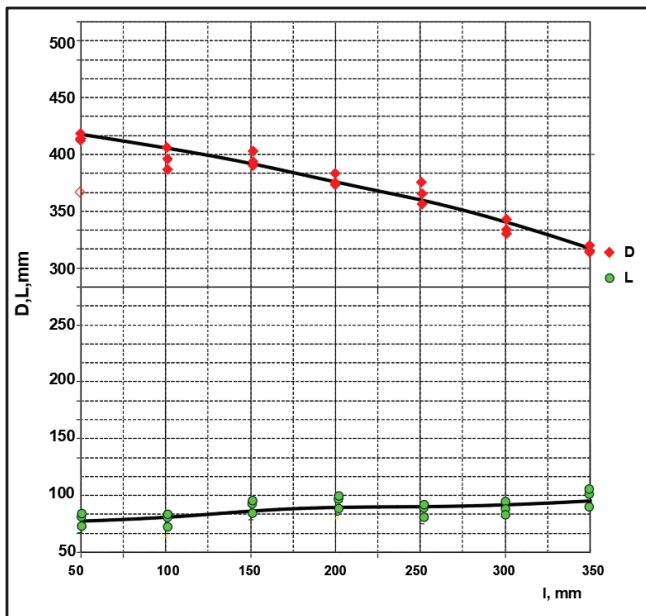


Фиг. 39 Зависимост на геометричните характеристики (D и L) при различни топлинни натоварвания $Q=f(p)$ и $d_0 = 0,6$ mm.

От фигура 39 се вижда, че тенденцията на изменението на геометричните размери на факела е подобна на случая $Q=f(d_0)$. Т.е. с промяна на топлинното натоварване (в случая $d_0=\text{const.}$, $Q=f(p)$) диаметъра на факела D нараства, а промяната на дължината му L е в малки граници. В този случай с промяна на налягането на входа се променя скоростта на изтичане на газа.

Вероятно се променят и скоростните характеристики на газовъздушното течение в смесителната камера, които определят формата на радиалния факел.

- *Изменение на геометричните параметри на факела в зависимост от промяна дължината на смесителната камера.*



Фиг. 40 Изменение на геометричните параметри на факела в зависимост от промяна дължината на смесителната камера.

На фигура 40 е показано, че с увеличаване дължината на смесителната камера диаметър D на факела намалява, а дължината му L нараства в малки граници. Това може да се обясни с по-големия път на смесване, вследствие на което процеса горене завършва за по-кратко време и за по-малко разстояние.

2.4 Изводи.

Въз основа на проведените експерименти и получените от тях резултати могат да се направят следните изводи:

- Формата и геометричните параметри на факела (диаметър и дължина) зависят от ъгъла на наклон на газовите дюзи, диаметъра

на отворите за изтичане на газа от дюзите, топлинното натоварване на горивното устройство и дължината на смесителната камера:

$$D, L = f(\beta, d_0, Q, 1).$$

- Влиянието на ъгъла на дюзите β , като конструктивен параметър, върху основните размери и формата на плоския инжектиран факел е значително.

- Това дава основание да се смята, че с подобна конструкция, успешно може да се реализира горелка, която да покрива голям диапазон от степените на въртене.

- Установено е, че при $\beta > 45^\circ$ устойчиво се развива радиална инжектирана струя;

- Режимните и конструктивни параметри са ефективни средства за формиране на радиален факел и управление на диаметъра му, което може да се използва във практиката.

- С увеличаване на топлинното натоварване Q , диаметърът на факела D нараства $D=f(Q)$ при $\beta=\text{const}$. Дължината му L се изменя в незначителни граници.

3. Математическо планиране на експеримента при изследване работата на инжекционна вихрова горелка.

3.1 Въведение.

Чрез метода на математическо планиране на експеримента се предлага подход за изучаване влиянието на режимните и конструктивни параметри на инжекционна вихрова горелка върху основните размери и формата на газовия факел.

Плоскопламъчните горелки намират своето приложение в промишлеността поради голямата равномерност на нагриване и

пълно изгаряне при нисък коефициент на излишък на въздух [54],[83].

Характерна особеност е възможността за създаване на плосък факел, разстилащ се в радиално направление върху огнеупорна плоча.

Ефективността от приложение на плоскопламъчната горелка се състои в това, че лъчистият поток се насочва към нагряваните изделия е с по-висока плътност, в сравнение със случая, когато горивото изгаря във вид на свободен факел в обема на пещта.

Ефектът се получава в резултат на това, че топлинния поток постъпващ в метала се определя основно, като сума от лъчист топлинен поток от пламъка и лъчист топлинен поток от плочата, след нейното нагряване. Разбира се към тях се добавя както отразеният лъчист поток от пламъка към плочата, така и конвективния топлинен поток от продуктите на горене към метала.

В практиката особен интерес представлява влиянието на режимните и конструктивни параметри на горивното устройство върху геометрията на факела, а именно:

- β , ъгъл на наклон на газовите дюзи;
- d , диаметър на газовите дюзи;
- Q , топлинно натоварване на горелката;
- l , дължина на смесване на реагиращите компоненти;
- w_G – скорост на изтичане на газа;
- α – коефициент на инжекция;
- ρ_G, ρ_B , плътност на реагиращите компоненти;

Възможността за определяне влиянието на основните режимни и конструктивни параметри върху геометричните характеристики на факела е предпоставка за ефективно въздействие върху горивния процес с цел неговото интензифициране.

От направения анализ на литературните данни, може да се обобщи, че при експериментални изследвания в реални условия, най-често се използва еднофакторен експеримент.

Както беше отбелязано, геометрията на факела се определя от редица фактори, като степента на влияние на всеки един от тях трудно може да бъде оценена чрез еднофакторен експеримент.

Оценката се затруднява допълнително от факта, че повечето от тях си влияят взаимно.

От проведените предварителни експерименти и по данни от литературния източници са определени четири основни независими параметъра, оказващи съществено влияние върху образуването на плосък факел:

- β - ъгъла на наклон на газовите дюзи;
- d - диаметъра на газовите дюзи;
- Q , - топлинното натоварване на горелката;
- l , - дължината на смесване на реагиращите компоненти.

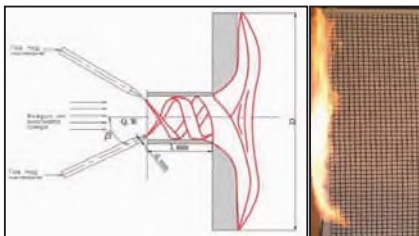
Ъгъла на наклон на газовите дюзи β , характеризира степента на въртене на въздушния поток и дефинира условията на топло- и масообмен във факела. Според [83], ъгъла на наклон на газовите дюзи определя до голяма степен и масовият коефициент на инжекция.

Диаметъра на отворите на дюзите за изтичане на газа определя начина на разпределение на горивото във въздушното течение и с това топлообменните характеристики на факела.

Топлинното натоварване определя температурния режим и е важен параметър, пряко свързан с технологията на производство.

Дължината на смесване на реагиращите компоненти определя времето за пребиване на реагиращите компоненти в смесителния участък и интензивността на възпламеняване на горимата смес.

Схемата за получаване на инжектирана завъртяна струя с основните режимни и конструктивни параметри е показана на фигура 41. Подробно описание на експерименталната инсталация е направено в [33], [34]. [36].



Фиг. 41 Схеми за получаване на инжектирана завъртяна газов факел.

Завъртения газов факел се формира по инжекционен способ, чрез система от дюзи разположени под определен ъгъл β спрямо оста на горелката. Активни газови струи изтичат под високо налягане p_g от завъртени спрямо оста на горелката дюзи. Налягането на газа определя разхода на гориво и топлинното натоварване на горелката Q .

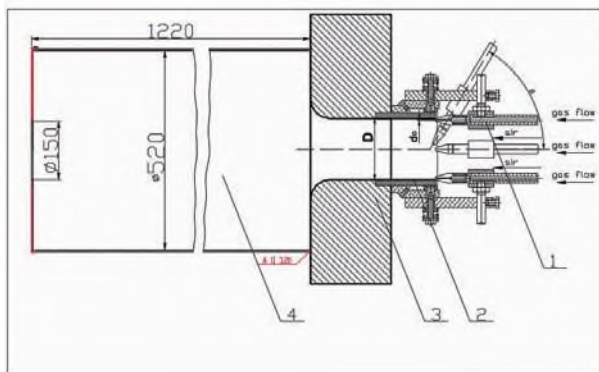
В резултат на разреждането, в областта на изтичане, се ежектира въздух от околното пространство, който заедно с газовите струи се инжектира в смесителния участък на горелката. След дифузора, двете течения изгарят дифузионно образувайки завъртяна газов факел и при определени условия и радиална струя.

3.2 Методика на експеримента.

Експериментите са проведени, като е използван лабораторен стенд на плоскопламъчна инжекционна горелка в лабораторията по „Горивна техника и технологии“ на ИПФ - Сливен.

Принципна схема на лабораторния стенд е показана на фиг. 42.

Принципът на действие е следния. Газово гориво – технически чист пропан се инжектира през дюзи 1 в смесителната камера 2.



Фиг. 42 Принципна схема на лабораторния стенд.

Дюзите са четири на брой, симетрично разположени в близост до стените на смесителя. В следствие процеса на инжекция, активните газови струи, увличат (ежектират) атмосферен въздух, необходим за осъществяване на процеса на горене.

За завъртане на течението, с цел реализиране на радиален факел, се използва завъртащ апарат – зъбен механизъм със система от дюзи.

Чрез него синхронизирано се променя ъгъла β , който сключват тангенциално разположените дюзи по отношение на вътрешната повърхност на смесителя.

Изхода на горивното устройство е изпълнен като тороиден дифузор, разположен по повърхността на огнеупорна плоча— позиция 3. Проявлението на ефекта на Коанда, при такава форма на дифузора, се изразява в прилепване на факела към външната излъчваща повърхност на горивното устройство. Тя е позиционирана в горивна камера 4, чийто геометрични размери са показани на фиг. 42.

Реализацията на отделните опити е осъществена при коефициент на излишък на въздух α съответстващ на условия близки до стехиометричните.

Топлинното натоварване на инжекционната вихрова горелка се изменя в интервала $\dot{V}_r=2,5 -4,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

На фигура 41 е показана формата на факела при различни стойности на ъгъл β и демонтирана горивна камера 4.

3.3 Резултати от изследването.

Локалната област на изменение на факторите е установена въз основа на литературни данни [52]. При планирането на експеримента е приет линеен характер на връзката между зависимата променлива и независимите величини [43].

В съответствие с информационните данни [33], [42], [43], [44], относно параметрите влияещи върху образуването на радиална струя е избран пълен факторен експеримент с план от типа 2^k т.е. на две нива с четири фактора ($k=4$).

Целта при избора на този план е минимизирайки броя на опитите и спазвайки изискванията за ротатабелност и ортогоналност на съответната матрица, да се получи възможно най-пълна информация относно влиянието на приетите фактори върху диаметъра на образувания плосък факел.

С цел елиминиране влиянието на външни фактори, опитите са проведени рандомизирано във времето.

Използването на този подход позволява да се филтрира влиянието на неотчетени по значимост фактори и да се избегне натрупването на систематична грешка.

В съответствие с това са проведени 16 опита, като всеки от тях е равномерно дублиран по 2 пъти.

Зависимата променлива у, представлява диаметъра на газовия факел D, mm.

Областта на изменение на факторите е установена въз основа на натурпан опит.

В таблица 2.1 са дадени интервалите на изменение на факторите – независимите променливи и техните стойности в натурален мащаб.

Табл 2.1

ФАКТОРИ	X1	X2	X3	X4
	β °	d, mm	Q, Nm ³ /h	l, mm
Основно ниво Z^0	45	0,7	3,5	225
Интервал на изменение ΔZ_i	15	0,2	1,0	75
Горно ниво $Z_i = +1$	60	0,9	4,5	300
Долно ниво $Z_i = -1$	30	0,5	2,5	150

Кодираните стойности на факторите x_i са свързани с натуралните по зависимостта:

$$x_i = \frac{(Z_i - Z_i^0)}{\Delta Z_i} \quad (2.1)$$

След прилагането на тази зависимост се получава:

$$x_1 = \frac{\beta - 45}{15} \quad (2.2)$$

$$x_2 = \frac{d - 0,7}{0,2} \quad (2.3)$$

$$x_3 = \frac{Q - 3,5}{1,0} \quad (2.4)$$

$$x_4 = \frac{l-225}{75} \quad (2.5)$$

Разширената матрица на плана е дадена в таблица 2.2.

Табл. 2.2

№	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₁ X ₄	X ₂ X ₃	X ₂ X ₄	X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₄	X ₁ X ₃ X ₄	X ₂ X ₃ X ₄	X ₁ X ₂ X ₃ X ₄	ȳ
1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	290
2	+1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	453
3	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	265
4	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	+1	400
5	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	288
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	393
7	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	255
8	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	330
9	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	328
10	+1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	523
11	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	295
12	+1	-1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	450
13	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	+1	-1	318
14	+1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+1	423
15	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	285
16	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	360

Проведения регресионен анализ се реализира при осъществяване на следните проверки:

- за однородност на редицата от дисперсии по критерия на Кохрен или G – критерий:

$$G^{изч.} = \frac{(S_{yi}^2)_{изч}}{\sum_{i=1}^{16} S_{yi}^2} = 0,152 \quad (2.6)$$

След осъществяване на линейна интерполация, за степен на свобода за даден опит $n=1$ и ниво на значимост $p = 0,05$ следва:

$$G_{0,05;1;16}^{табл} = 0,471 \quad (2.7)$$

От условието $G^{изч} \leq G_{0,05;1;16}^{табл}$ следва, че редицата от дисперсии е еднородна.

- за статистическа значимост на коефициентите от регресионното уравнение по критерия на Стюдент.

Приета е стойност на t - критерий съответно 2,12 и е определен доверителния интервал на коефициентите в уравнението на регресия:

$$\Delta b_j = t \cdot S_{bj} = 4,42 \quad (2.8)$$

Условието за значимост на коефициентите е:

$$|b_j| \geq \Delta b_j \quad (2.9)$$

- за адекватност на полученото регресионно уравнение по критерия на Фишер:

$$F^{изч} = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2} = 1,2 \quad (2.10)$$

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{16} (y_i - \bar{y}_i)}{N-l} \cdot n = 166,89 \quad (2.11)$$

където:

$S_{ад}$ е дисперсия на адекватност;

S_y е обща дисперсия за всички опити;

N е брой на опитите;

$n=2$ е брой на повторенията;

$l=7$ е брой на значимите коефициенти.

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^{16} (y_i)}{N} = 139,25 \quad (2.12)$$

Стойността на критерия на Фишер е:

$$F^{табл} = 2,55 \quad (2.13)$$

Условието за адекватност на полученото регресионно уравнение е:

$$F_{изч} \leq F_{9,16}^{табл} \quad (2.14)$$

което е изпълнено.

В съответствие с експерименталните данни и проведения статистически анализ е получен следния вид на регресионното уравнение с отчитане на всички междуфакторни взаимодействия, имайки предвид условието за статистическа значимост:

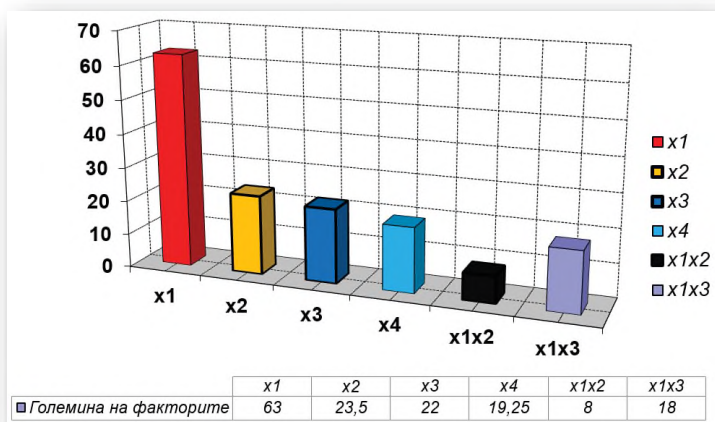
$$\bar{y} = 353,5 - 63X_1 + 23,5X_2 + 22X_3 - 19,25X_4 - 8X_1X_2 - 18X_1X_3 \quad (2.15)$$

След преминаване от кодиран в натурален мащаб уравнение придобива следният вид:

$$D = 353,5 - 63 \frac{b-45}{15} + 23,5 \frac{d-0,7}{0,2} + 22 \frac{Q-3,5}{1,0} - 19,25 \frac{l-225}{75} - 8 \frac{b-45}{15} \cdot \frac{d-0,7}{0,2} - 18 \frac{b-45}{15} \cdot \frac{Q-3,5}{1,0} \quad (2.16)$$

Всички съображения за големината и посоката на влияние на разгледаните фактори върху геометрията на газовия факел, могат да се изкажат само за избраните им в процеса на експеримента интервали на изменение.

На фиг. 43 е дадена диаграма на относителната големина на влияние на факторите и техните взаимодействия върху зависимата променлива – диаметър на факела, при инжектирана струя.



Фиг. 43 Относително изменение на големината на факторите и техните взаимодействия.

3.4 Изводи.

Вследствие на математическото планиране на експеримента е получено регресионно уравнение, от което могат да се направят следните изводи:

- от избраните независими величини като фактори, силно влияние върху геометричните размери на газовия факел оказва ъгъла на наклон на газовите дюзи и в по-малка степен диаметъра на отвора за изтичане на газ и топлинното натоварване на горелката.
- влиянието на останалия фактор – дължината на смесване на реагиращите компоненти е слабо изразено.
- в съответствие с матрицата на планиране и полученото регресионно уравнение могат да бъдат избрани подходящи нива на факторите при които да се получи желана геометрия на газовия факел.

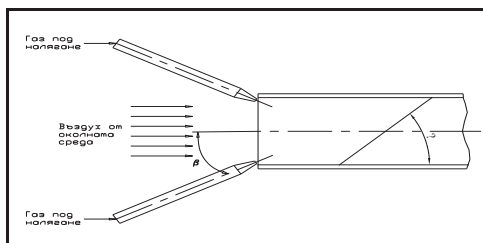
4. Експериментално изследване влиянието на ъгъла на наклон на дюзите върху режимните условия на инжекционна вихрова горелка.

4.1 Въведение.

В предходни изследвания бе установено влиянието на коефициента на излишък на въздух α и образуването на осеви циркулационни зони върху концентрацията на NOx при изгаряне на газообразно гориво в условия на инжекционни и вихрови горивни устройства. В [31] е установено, че коефициента на излишък на въздух нееднозначно оказва въздействие върху емисиите NOx – до определена стойност на α те нарастват, а след това намаляват.

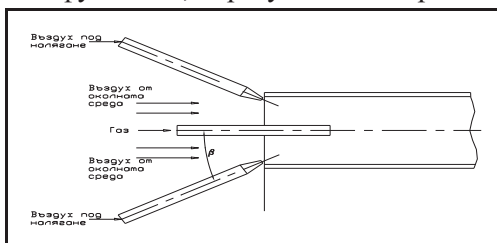
В [86], [91], чрез числено моделиране е показано, че намаляването на емисиите NOx е съпроводено с появата и развитието на осеви циркулационни зони, които охлаждат фронта на факела.

В специализираната литература са известни два основни принципа за получаване на инжектирана завъртяна струя. Схематично те са отразени на фиг. 44 и фиг. 45.



Фиг. 44 Схема за получаване на инжектиран завъртян газов факел – I вариант.

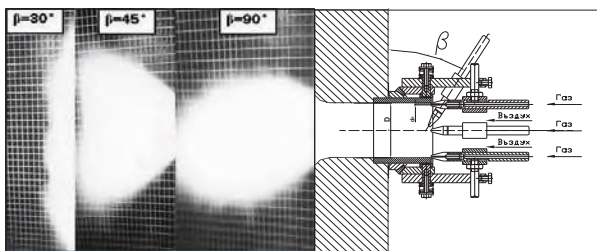
Завъртеният газов факел се формира по инжекционен способ, чрез система от дюзи разположени под определен ъгъл β спрямо оста на горелката. При първия вариант на схемата на фиг.43, активни газови струи изтичат под високо налягане от завъртени спрямо оста на горелката дюзи. В резултат на разреждането в областта на изтичане се инжектира въздух от околното пространство. Двете течения изгарят дифузионно, образувайки завъртян газов факел.



Фиг. 45 Схема за получаване на инжектиран завъртян газов факел – II вариант.

При втори вариант на фиг. 44, активни са въздушните струи т.е. през дюзите се подава принудително въздух с високо налягане, изтичайки се увеличава допълнително въздух от околната среда, формирайки завъртяна струя. Централно се подава газово гориво. Тази схема е подходяща при реализация на високи топлинни натоварвания.

В друга наша работа [33] е представена схема на горивно устройство с променливи конструктивни параметри, създаващо завъртяна инжектирана струя по първи вариант. Получени са също профили на горящ газов факел в открито пространство, чрез директно фотографиране при различни ъгли на наклон на дюзите показани на фиг. 46.



Фиг. 46 Принципа на вихрова инжекционна горелка и форма на факела при различни ъгли на наклон на дюзите ($90^\circ - \beta$).

От фиг. 46 ясно се вижда, че с последователното изменение ъгъла на наклон на дюзите, дължината на факела се скъсява и се увеличава напречното му сечение.

Характерна особеност, която се забелязва е появата на типични белези на циркулационна зона в осевата част при ъгъл $\beta = 45^\circ$. Изменяйки ъгъл β под тази стойност завъртения газ факел преминава в радиална струя. Отчетливо проявяващата се осева циркулационна зона при определен ъгъл на наклон на дюзите, предвид охлаждащия ефект, който тя оказва на фронта на факела е предпоставка за въздействие върху образуването на “термични” азотни оксиди [17], [54], [92].

Друга особеност на такъв тип горивни устройства е връзката между коефициента на инжекция и геометричните размери на газовите дюзи и централния отвор в огнеупорната плоча играещ ролята на смесител [83] по уравнение (2.17):

$$\frac{S_g}{S_{cm}} = \frac{\cos(90 - \beta) + u \cdot m}{(1 + u) \cdot (1 + u \cdot c) \cdot \left(\cos \gamma + \frac{\xi}{2 \cos \gamma} \right)} \quad (2.17)$$

където:

- $c = \frac{\rho_g}{\rho_a}$ - отношение на плътностите на газа и въздуха;
- ξ - аеродинамично съпротивление на горелката;

- $u = \frac{M_g}{M_z}$ - отношение на масовите дебити на въздуха и газа (масов коефициент на инжекция);

- $m = \frac{w_g}{w_z}$ - отношение на скоростите на въздуха и газа;

- β - ъгъл сключен между напречното сечение на горелката и газовите дюзи;

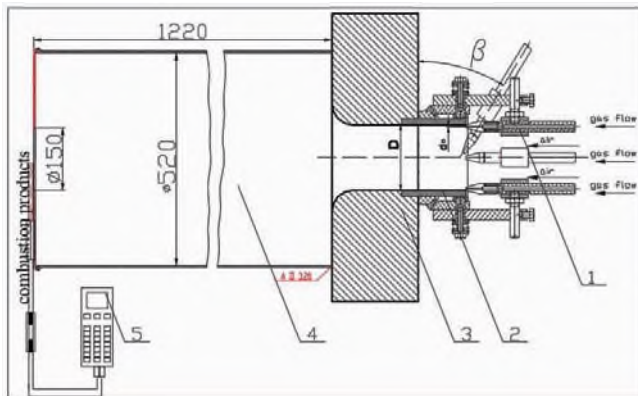
- γ - ъгъл сключен между вектора на действителната скорост на завъртяната струя в смесителя и надлъжната ос на горелката (фиг. 45).

Очевидно горелка с подобна конструкция позволява изгаряне на газа, като едновременно върху процеса на горене може да се въздейства чрез коефициента на излишък на въздух и предизвикване на осеви циркулационни зони, което, според теорията на Я. Б. Зельдович, би довело до намаляване на емисиите от “термични” азотни оксиди в продуктите на горене.

Основната цел е експериментално да се изследва възможността в условия на горелка с променливи конструктивни параметри, да се мултиплицира ефекта на намаляване емисиите азотни оксиди при едновременно въздействие на всеки от тях.

4.2 Методика на експеримента.

Използвана е лабораторната инсталация (фиг. 47) описана по-горе, като е необходимо да се отбележи, че размерите на горивната камера са съобразени с получените профили на горящия факел в открито пространство.



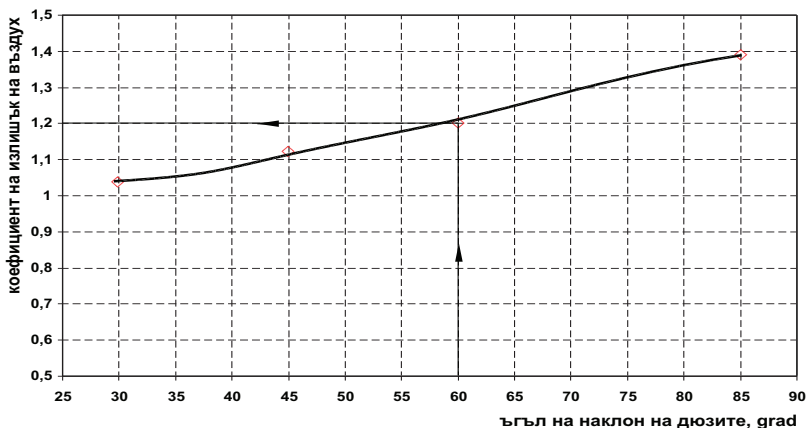
Фиг. 47 Принципна схема на лабораторния стенд за измерване на вредни емисии в продуктите на горене.

Газовия анализ за съдържание на NO_x в продуктите на горене се измерва с газоанализатор TESTO – 300M.

За определяне на зависимостта на коефициента на излишък на въздух α от ъгъла на наклон на дюзите β като следствие от основното изчислително уравнение (2.17) е проведен предварителен експеримент в лабораторни условия. Дебита на газ – технически пропан при провеждането на отделните опити е поддържан постоянен $V_T = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$. Конструкцията на завъртащия механизъм позволява, чрез конусна зъбна предавка, да се реализира безстепенно изменение на ъгъла на наклон на дюзите β . Коефициента на излишък на въздух α е определян по свободния кислород отчетен по показанията на газоанализатора.

4.3 Резултати от експеримента.

Графично резултатите от експеримента са представени на фиг. 48.



Фиг. 48 Принципна схема на лабораторния стенд за измерване на вредни емисии в продуктите на горене.

От графиката се вижда, че при преход от завъртяна към правоточна струя, коефициента на излишък на въздух α се увеличава, като потвърждение на уравнение (2.17).

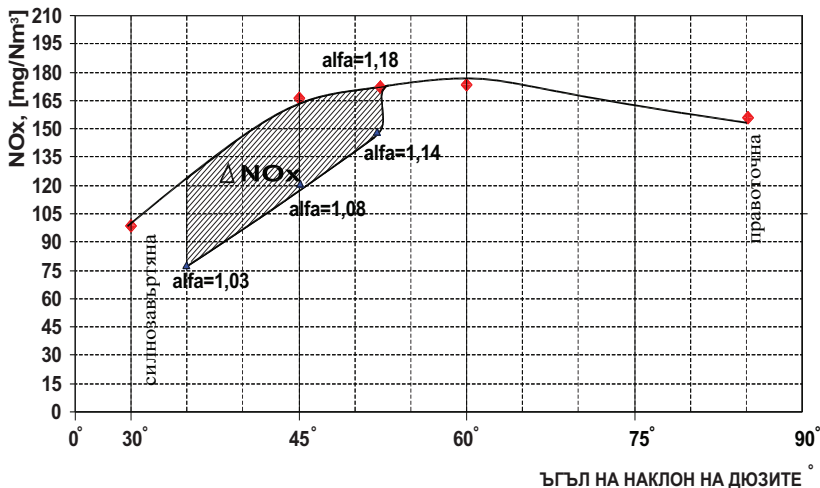
За определяне едновременното влияние на тези два параметъра върху образуването на азотни оксиди в горящ факел на инжекционна вихрова горелка при същите условия е проведен още един експеримент, като при тяхното изменение на изхода от горивната камера се осъществява непрекъснат газов анализ на продукти на горене.

Регистрираните при отделните случаи емисии NO_x са записани в паметта на газоанализатора.

За получаване на адекватни резултати, изследването е проведено с трикратно повтаряне на опитите. Не са констатирани съществени отклонения в резултатите при отделните опити.

На фиг. 49 е показано изменението на концентрацията NO_x в продуктите на горене при различни ъгли на наклон на газовите дюзи

и съответстващите им съгласно фиг. 48 стойности на коефициента на излишък на въздух α .



Фиг. 49 Зависимост на концентрацията на NOx в продуктите на горене от ъгъла на наклон на газовете дюзи β и коефициента на излишък на въздух α на инжекционна вихрова горелка.

От графиката на фиг. 49 се вижда първоначално нарастване на емисиите NO_x при преход от правоточна в слабозавъртяна струя, дефиниране на максимална стойност при ъгъл $\beta=60^\circ$ и последващо намаляване на емисиите NO_x. Сравнявайки зависимостта на тази фигура с предварително получените профили на открит горящ факел се вижда, че при ъгъл $\beta=45-52^\circ$ са налице типични белези на осева циркулационна зона.

При междинна стойност на ъгъла на наклон на лопатките $\beta = 52^\circ$ т.е. при наличие на осева циркулационна зона, коефициента на излишък на въздух е намален чрез промяна на отношението S_r/S_{cm} , при еднакви други условия. В този случай освен охлаждащия ефект, при проведените собствени изследвания, който оказва осевата циркулационната зона, се ограничава и концентрацията на

кислородни молекули в зоната на реагиране, което води до ниските нива емисии NO_x .

Ефектът от едновременното въздействие на тези два параметъра върху емисиите NO_x е показан на фиг. 48 с щрихованата област [86].

4.4 Изводи.

Въз основа на проведените експерименти и получените от тях резултати могат да се направят следните изводи:

- Експериментално е получена зависимост на коефициента на излишък на въздух от ъгъла на наклон на дюзите на инжекционна плоскопламъчна горелка, която потвърждава следствието от основното изчислително уравнение на такъв тип горивни устройства.

- При инжекционна вихрова горелка, изменението на коефициента на излишък на въздух реализиран чрез изменение на ъгъла на наклон на дюзите оказва съществено влияние върху концентрацията NO_x в продуктите на горене. Запазва се тенденцията за локален максимум на емисиите при стойност на α близка до 1,2.

- При определено отношение на сечението на смесителя и сумарната площ на отворите за изтичане на газ на инжекционната вихрова горелка и подходящо съчетаване с ъгъла на наклон на дюзите, дефиниращ степента на завъртане, може да се реализира съкращение на емисиите NO_x в продуктите на горене 20 до 50 %.

- Получените резултати дават възможност за подходящо настройване работата на съществуващи горивни устройства от такъв тип, с оглед опазване на околната среда от вредното въздействие на емисиите NO_x .

ГЛАВА ТРЕТА

ЧИСЛЕНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

1. Изследване на процеса горене в ограничена инжектирана завъртяна струя, с помощта на числено симулиране.

1.1 Встъпителни бележки.

Инжектираната завъртяна струя се формира под въздействието на пространствено разположени дюзи спрямо вътрешна цилиндрична повърхност.

От дюзите изтича газово гориво под налягане и за сметка на част от кинетичната му енергия се засмуква (ежектира) въздух от околната среда и се формира ограничена завъртяна струя.

Така се реализира горивно устройство, което с успех може да се прилага в случаите, когато е нецелесъобразно да се използва вентилатор. Предимствата на такива горивни устройства са изложени в [84].

Чрез компютърна симулация се изследват възможностите за въздействие върху процеса на горене с изменение на ъгъла на наклон на дюзите β . Изследвани са основните характеристики на процеса на горене, който започва в цилиндричния смесителен участък на горивното устройство.

Подобна информация би била много полезна от гледна точка на регулиране на горивния процес при реални условия.

Решението на тези и други въпроси не е възможно без детайлно изследване на процеса на горене. Напоследък все по-често намира приложение компютърното моделиране при изследването на различни процеси. То позволява получаването на достатъчно точни

резултати, при значително по-малки загуби на време и средства в сравнение с натурните експерименти.

За целите на настоящото изследване е използван приложния пакет ANSYS CFX, при следните условия:

- Симулирано е изгаряне на газ пропан, който изтича през система от дюзи насочени тангенциално към вътрешната повърхност на смесителя.

- Приема се, че околната среда е въздух при атмосферно налягане.

- Стените на смесителя са моделирани при адиабатни условия.

- Дължината на смесителя е $L = 200 \text{ mm}$.

- Вътрешния му диаметър е $\varnothing = 69 \text{ mm}$.

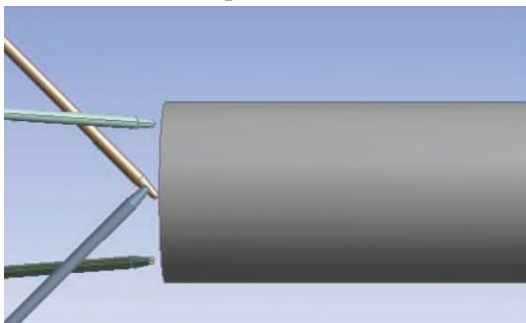
- Диаметъра на газовите дюзи е $\varnothing = 0,8 \text{ mm}$.

В такъв смесител са проведени и натурните експерименти, резултатите от които са представени.

1.2 Описание на експеримента.

Използвана е следната последователност при реализация на числената симулация.

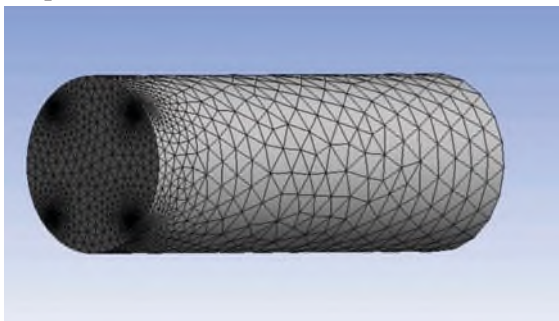
- Създаване на геометричен модел.



Фиг. 50 Схема на геометричния модел.

Геометричния модел е създаден в модул *Ansys Design Modeler*. Той се състои от 5 части – четири дюзи разположени под наклон спрямо централната ос и един цилиндричен смесителен участък.

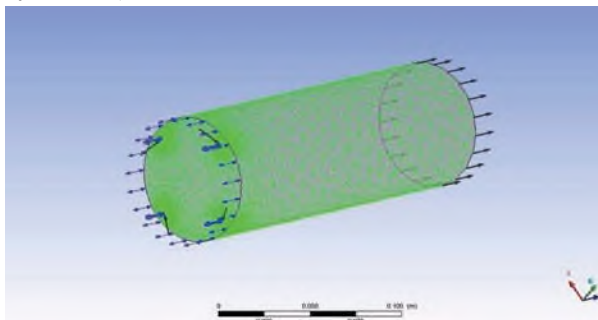
- Дискретизация на модела.



Фиг. 51 Създаване на мрежа от крайни елементи.

За създаването на мрежа от крайни елементи е използван автоматичния метод на софтуерния продукт, при който в зависимост от геометричните размери на отделните тела, програмата автоматично определя размерите на отделните елементи и тяхната гъстота. Общия брой на крайните елементи е 106751.

- Създаване на физичен модел (физично описание, начални и гранични условия).



Фиг. 52 Създаване на физичен модел.

Този програмен продукт включва горивни модели позволяващи симулации на потоци, в които възникват реакции на горене. Постоянно приложими са пет модела:

- EDM (eddy dissipation) модел с отчитане на турбулентността;
- FRC (finite rate chemistry) модел с ограничена химична скорост;
- FRC / EDM комбиниран модел;
- Ламинарен пламъчен (laminar flamelet) модел за дифузионни пламъци;
- Модел с предварително смесено или частично смесено горене (premixed and partially premixed), използващ пламъчния модел за горивни смеси;

В конкретния случай е използван EDM (eddy dissipation) модел.

Поради своята достъпност и сходимост при турбулентните реакционни течения, този модел е широко приложим в предлаганите промишлени горивни уредби.

Той е най-добрият приложим модел при турбулентните течения, когато скоростта на химичната реакция е сравнително бърза за преносните процеси в потока.

Базира се на схващането, че химичната реакция е сравнително бърза за преносния процес в течението. Когато реагентите се смесват на молекулно ниво, те моментално образуват продукти. Моделът допуска, че скоростта на реакцията може да се свърже пряко с времето на смесване на реагентите.

1.3 Основни уравнения използвани за числено пресмятане на струйни течения.

Турбулентните течения притежават изключителна способност да предават количество на движение, топлина и примеси. Както е

известно при тях скоростта, налягането, температурата, концентрацията на примеси и други характерни хидродинамични параметри безпорядъчно пулсират и нерегулярно се променят във времето и пространството [2], [68], [69], [70].

Уравненията на Рейнолдс за движение на турбулентно течение се правят на основата на хипотезата за равенство на моментната скорост на сбора от осреднената по време и пулсационната и съставляща.

Получава се един модел на турбулентно течение, при който се налага следващо моделиране на турбулентните напрежения.

$$V = \bar{V} + V'; u = \bar{u} + u'; v = \bar{v} + v'; w = \bar{w} + w'; p = \bar{p} + p' \quad (3.1)$$

където:

V, u, v, w, p са моментни стойности на параметрите;

$\bar{V}, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}$ - осреднените по време параметри;

V', u', v', w', p' - пулсационните съставлящи.

Съвременните програмни продукти (Ansys, Fluent) [63] са изградени върху описания по-долу подход. Основен недостатък при описанието им е, че използват неправилно термина „рейнолдсови уравнения“, което заблуждава читателя [2].

Уравненията на динамиката на флуидите в напрежения в скаларен вид са следните:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.2)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (3.3)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z}, \quad (3.3)$$

където:

- $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, са нормалните напрежения;

- τ_{xz} , τ_{yz} , τ_z , са тангенциалните напрежения.

Съгласно обобщения закон на Нютон - $P = a.S + b$, където P и S са тензорите на вътрешни напрежения и на деформационните скорости, $a=2\mu$ и b са тензорни константи [2]. Тогава за тангенциалните напрежения се получава:

$$\begin{aligned}\tau_{yx} = \tau_{xy} &= \mu_{ef} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu_{ef} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \tau_{zx} = \tau_{xz} &= \mu_{ef} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)\end{aligned}\tag{3.4}$$

За нормалните напрежения при несвиваем флуид следва:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -p + 2\mu_{ef} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \sigma_y &= -p + 2\mu_{ef} \frac{\partial v}{\partial y} \\ \sigma_z &= -p + 2\mu_{ef} \frac{\partial w}{\partial z}\end{aligned}\tag{3.5}$$

Съгласно хипотезата на Бусинекс, сумарното тангенциално напрежение може да се определи като сума от вискозните и тангенциалните напрежения. На тази база се приема, че

$$\tau_{eff} = \tau + \tau_T\tag{3.6}$$

От където за ефективния вискозитет μ_{eff} се приема изрза:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T\tag{3.7}$$

Относно (3.7) е необходимо да се подчертае, че за разлика от динамичния коефициент на вискозитета μ и μ_T не е константа и не е

свойство на флуида, а качеството на течението, зависещо от степента му на турбулентност.

Към тези уравнения се прибавя и уравнението за непрекъснатост:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.8)$$

При определянето на μ_t могат да се използват широка гама съвременни модели на турбулентност.

С получаването на μ_t се намира пълният спектър на турбулентността в примерна постановка.

Подходът за решаване може да бъде следният: с използване на упоменатите по-горе програмни продукти се пресмята динамичният турбулентен вискозитет [2], [69], [70]. Разбира се, в интерес на истината се допуска известна неточност, че първоначално μ_t се определя в двумерна постановка, но това се компенсира със следващото разглеждане. То може да се приеме като едно второ, по-точно приближение на задачата.

Описаният метод [2] на записване на уравненията на движение на турбулентния флуид, позволява моделиране на примерния спектър на турбулентност и решаване на практически задачи от механика на флуидите, топлотехника и др.

Уравненията за турбулентното движение за завъртени струи.

Видът им в координатна система $(x, r \text{ и } \theta)$ е следният:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + w \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} \right) - \\ - \nu_t \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} \right) \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\nabla^2 v - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) -$$

$$-\nu_t \left(\nabla^2 v - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} - \frac{vw}{r} = \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left(\nabla^2 w - \frac{w}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) -$$

$$-\nu_t \left(\nabla^2 w - \frac{w}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) \quad (3.11)$$

където Лапласовият оператор ∇^2 е равен на

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad (3.12)$$

Изложените тук уравнения засега са основните и най-често използваните при решаване на турбулентни течения. На тяхна база са изградени използваните в инженерната практика съвременни софтуерни продукти [2].

Уравнението за турбулентната кинетична енергия и скоростта на нейната дисипация са:

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

$$+ \mu_t \Phi - \rho \cdot \varepsilon + \frac{C_4 \cdot \beta \cdot \mu_t}{\sigma_t} \left(g_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.13)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \Phi - C_{2\rho} \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{C_\mu \cdot (1 - C_3) \cdot \beta \cdot \rho \cdot k}{\sigma_t} \cdot \left(g_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.14)$$

където:

C_μ – константа на турбулентност;

- k – турбулентна кинетична енергия;

- ε - скоростта на дисипация на турбулентната кинетична енергия;
- $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – съответно критерии на Шмид за турбулентната кинетична енергия, скоростта на нейната дисипация;
- σ_t - турбулентен критерии на Прандтл (Шмид).

Уравнението за дисипацията на турбулентната енергия ε [56] има вида

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{v U'_k \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \right)^2} \right]}_D + 2 \underbrace{\frac{\nu}{\rho} \frac{\partial p'}{\partial x_i} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}}_\Omega - 2 \underbrace{\overline{v^2 \left(\frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_k \partial x_j} \right)^2}}_E \quad (3.15)$$

В дясната част на уравнение (3.15) фигурират три групи членове, отразяващи: D - дифузионния пренос, обусловен от пулсациите на скоростта и налягането, Ω - генерация, дължаща се на ”разтягането” на вихровите тръбички, E- вискозна дисипация [2], [69], [70].

За установено двумерно течение може да се запише:

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{1}{y'} \frac{\partial}{\partial y} \left(y' \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) - \overline{u'v'} \frac{\partial u}{\partial y} - \varepsilon \quad (3.16)$$

$$\rho u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{1}{y'} \frac{\partial}{\partial y} \left[y' \rho \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + C_{\varepsilon 1} \rho \frac{\varepsilon}{k} \nu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.17)$$

Константите в уравненията са дадени в табл. 3.1.

Табл. 3.1

означение на константата	C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	σ_T	R
Стойност	0,09	1	1,3	1,43	1,92	1,43	0,9	0,588
Литературен източник		[2]	[2]		[2]		[2]	

В литературата [47], [102] моделите от този тип в зависимост

от стойностите на константите се делят на:

а) $k\varepsilon_1$ - модел, при който $C_{2\varepsilon} = 1.92 - 0.0667F$, където

$$F = \left| \frac{b}{2\Delta U} \left(\frac{dU_c}{dx} - \left| \frac{dU_c}{dx} \right| \right) \right|, \quad U_c - \text{усреднена скорост.}$$

б) $k\varepsilon_2$ - модел константите се определят, както следва:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.40, C_{2\varepsilon} = 1.9, \sigma_\varepsilon = 1.00, C_\mu = 0.09 \left(\frac{\bar{P}}{\varepsilon} \right),$$

където $\frac{\bar{P}}{\varepsilon} = \frac{\int_0^b \tau_r \left(\frac{P}{\varepsilon} \right) y^j dy}{\int_0^b \tau_r y^j dy}$, $\frac{P}{\varepsilon} = f(k)$ и се определя по литературни

данни съгласно [2], [102]. Този модел се препоръчва при течения с малък напречен градиент на скоростта.

Турбулентният кинематичен вискозитет ν_T се определя чрез k и ε :

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.18)$$

$$\nu_T = (0.09 - 0.04F) \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

$$6.106 \overline{-u'v'} = \nu_T \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.20)$$

а напречният пренос на скаларна променлива – чрез израза

$$-\rho \overline{v's'} = \frac{\rho l_u^2}{Sc_t} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \left| \frac{\partial s}{\partial y} \right| = \frac{\nu_t}{Sc_t} \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right) \quad (3.21)$$

Представеният модел на турбулентност е известен като $k - \varepsilon$ модел и намира широко приложение при моделиране на турбулентни течения.

Използвания модел на горивен процес съответства със закона на Арениус, даващ връзката между скорост на химична реакция и изменение на температурата по зависимостта:

$$K = A_k T^{\beta k} \exp \left(\frac{E_k}{RT} \right) \quad (2.20)$$

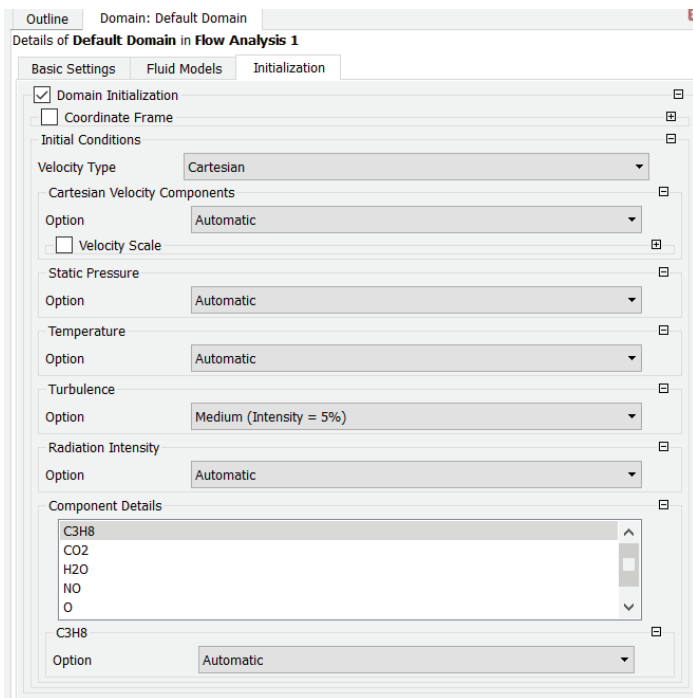
където:

- A_k е предекспоненциален фактор.
- β_k е безразмерна температурна компонента.
- E_k е енергия на активация.
- T е абсолютна температура в К.

Табл. 3.2

<i>№</i>	<i>Boundaries</i>	<i>Boundary conditions</i>
F16.14, F20.14, F21.14, F23.14	LPG (C3H8) inlet	Relative pressure $p_r=0,6$ MPa
Air in	Air inlet (opening boundary) Area	Relative pressure $p_r=0$ Pa
Outflow	Burning products outlet (opening boundary)	Relative pressure $p_r=0$ Pa
F17.14, F18.14, F19.14, F22.14, F24.14	Walls	Adiabatic conditions

За начални условия са използвани автоматичните опции на софтуерния продукт.

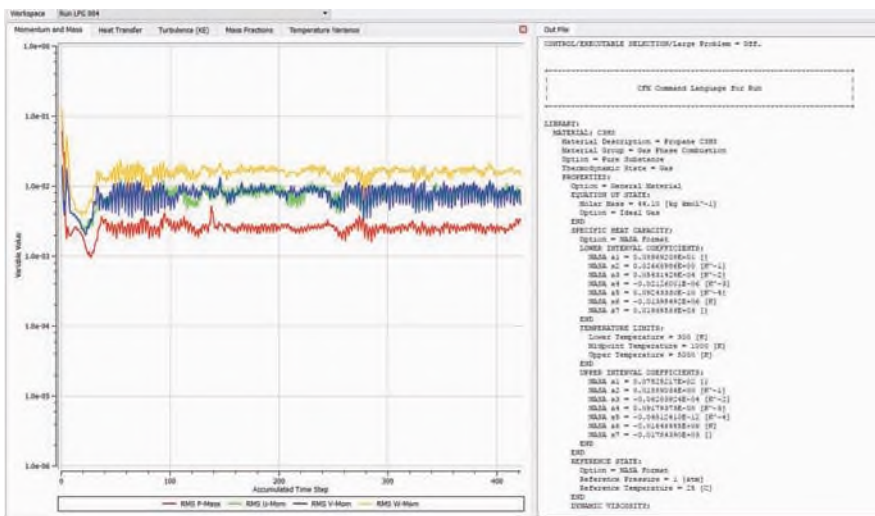


Фиг. 53 Дефиниране на началните условия.

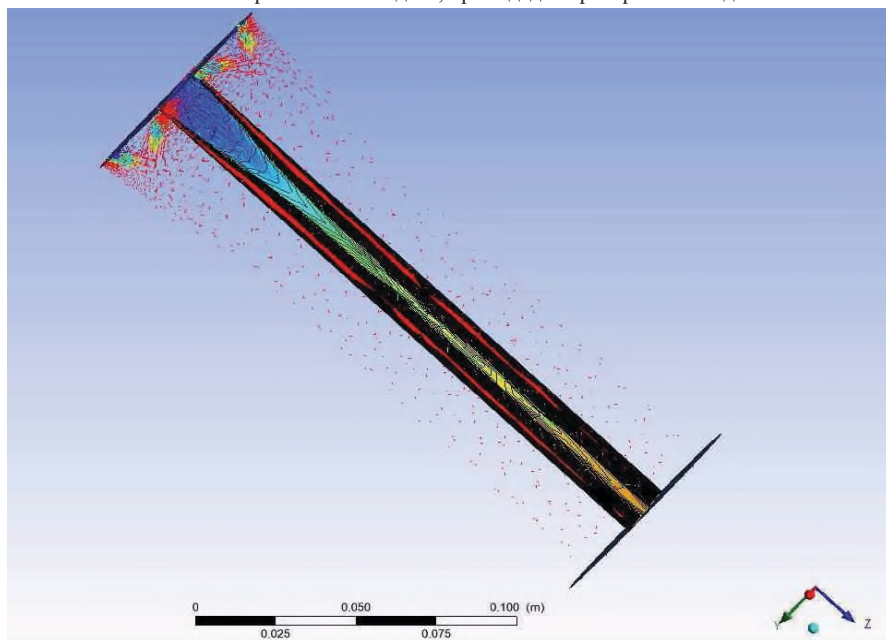
1.4 Резултати от численото решение на дефинирания горивен модел.

Въз основа на извършените числени изследвания (симулации) са получени температурни разпределения и скоростни профили при различни ъгли на наклон на дюзите спрямо централната ос на инжекционната горелка.

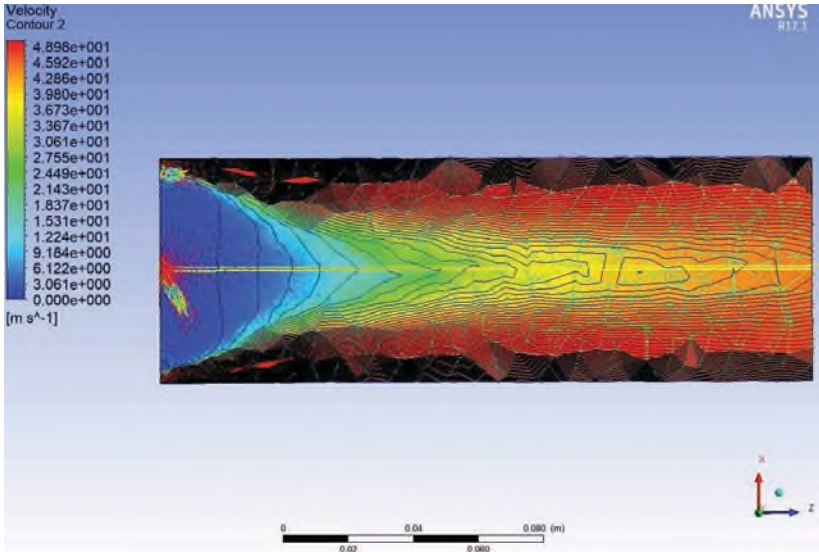
В настоящото изследване са показани само част от получените резултати.



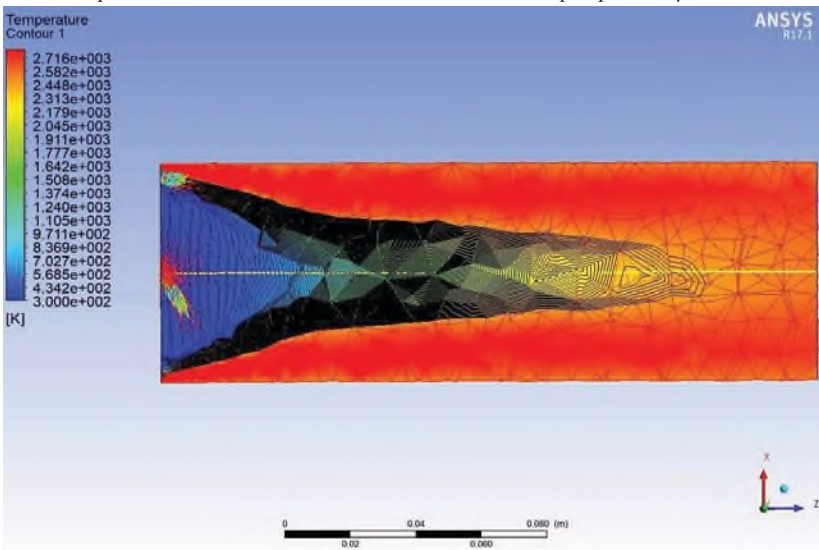
Фиг. 54 Числено решение на модела, при зададен критерий на сходимост.



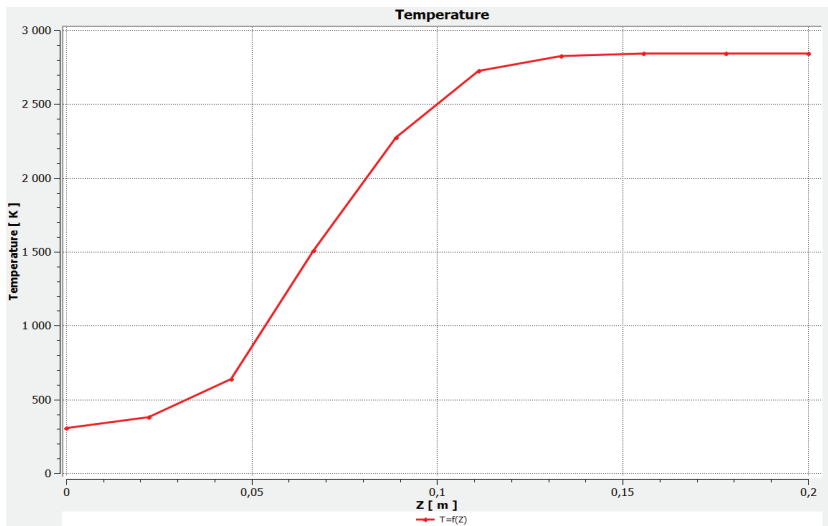
Фиг. 55 Векторно разпределение на завъртяната струя при ъгъл $\beta=60^\circ$.



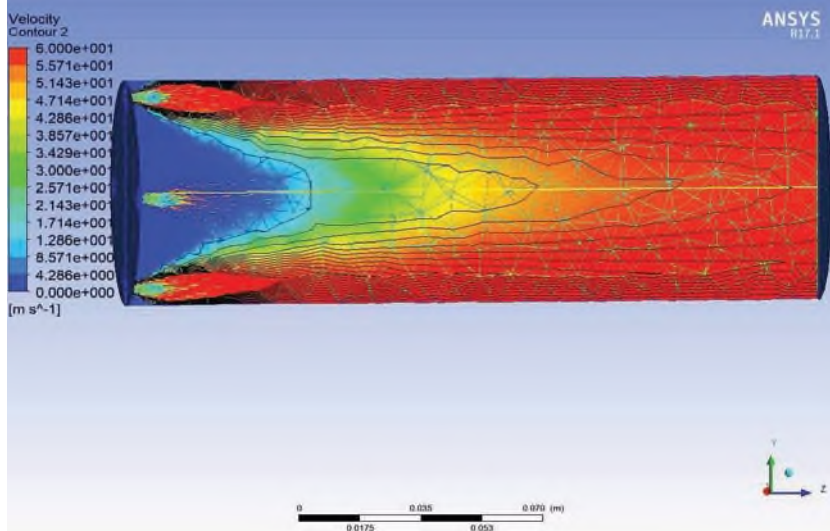
Фиг. 56 Разпределение на токови линии в смесителната камера при ъгъл $\beta=60^\circ$.



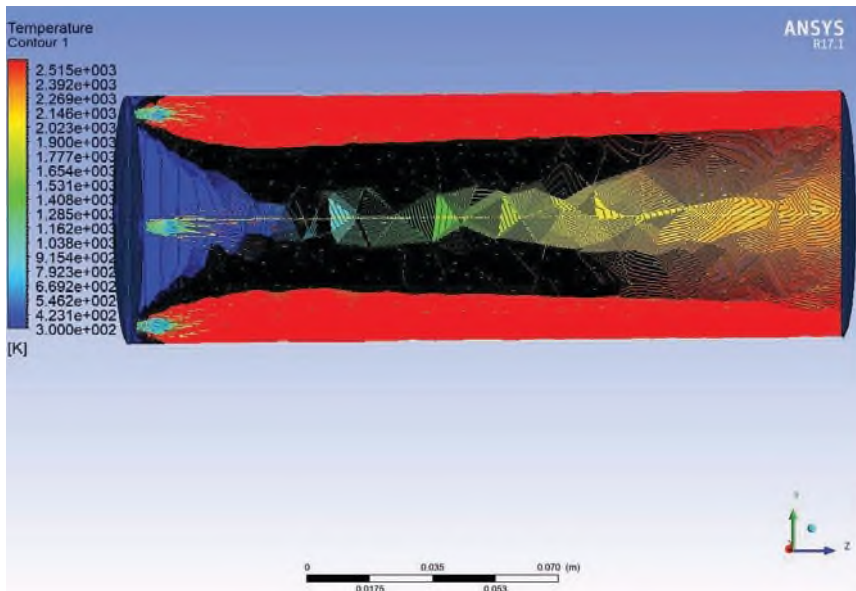
Фиг. 57 Разпределение на изотермите в смесителната камера при ъгъл $\beta=60^\circ$.



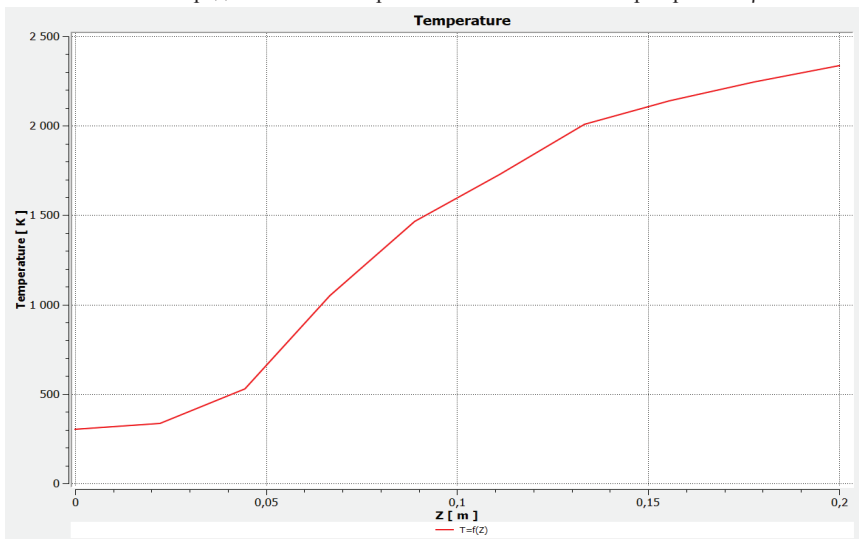
Фиг. 58 Разпределение на температурата по оста на смесителната камера при ъгъл $\beta=60^\circ$.



Фиг. 59 Разпределение на токови линии в смесителната камера при ъгъл $\beta=0^\circ$.



Фиг. 60 Разпределение на изотермите в смесителната камера при ъгъл $\beta=0^\circ$.



Фиг. 61 Разпределение на температурата по оста на смесителната камера при ъгъл $\beta=0^\circ$.

Получените резултати отразяват влиянието на ъгъла на наклон на дюзите, като аналог на параметъра степен на завъртане върху конфигурацията на факела. Според [32] за ефективна степен на въртене (с отчитане неравномерността на скоростните профили на тангенциалната и аксиална компоненти на скоростта) за инжекционен завъртащ апарат при ъгъл $\beta=60^\circ$, съответства стойност $S=0,85$.

На фиг. 56 и 59 е показана картината на токовете линии при ъгъл $\beta=60^\circ$ и ъгъл $\beta=0^\circ$ при неизотермични условия. Както може да се очаква при правоточната струя, приосева циркулационна зона не се наблюдава.

Поради голямата стойност на нарастване на диаметъра все пак има стремеж към разширение на токовете линии близко до оста в началото на смесителната камера. В този случай се наблюдават пристенни зони – фиг. 59.

При числените експерименти температурата на засмуквания (ежектиран) от околната среда въздух е поддържана еднаква – 300 К.

От получените разпределения на температурата по оста на горивната камера се забелязва, че при висока степен на завъртане на инжектираната газовъздушна струя се получават по-високи стойности – 2650 К, докато при правоточна струя максималната температура по оста на смесителната камера е 2350 К.

1.5 Изводи.

Въз основа на проведените експерименти и получените от тях резултати, могат да се направят следните изводи:

- От разпределението на изотермите се вижда, че с увеличаване степента на въртене, ядрото на факела чувствително се изменя.

- Нарастването на степента на въртене довежда до увеличаване на абсолютните стойности на температурата по оста, като максимума се проявява при ефективна степен на въртене $\theta = 0,85$ ($\beta=60^\circ$).

- При правоточна струя осева циркулационна зона липсва. Наблюдава се пристенна такава. При завъртяна струя при ефективна степен на въртене в границите от 0,6 до 0,85 се появяват осеви циркулационни зони.

- Получените резултати демонстрират възможността, чрез числено моделиране да се определят основни параметри на факела при зададени условия, само за сметка на промяна на ъгъл β , което дава възможност за ефективно управление на процеса горене в промишлени условия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Като обобщение може да се каже, че получените в монографичния труд резултати от експерименталните изследвания и числени симулации при изгаряне на газово гориво в инжектирана завъртяна струя са актуални.

Получените резултати дават възможност да се рационализира инженерната проектантска дейност и повиши енергийната ефективност на промишлените съоръжения, използващи такъв тип горивни устройства и енергоносител газово гориво.

Получените резултати от числената симулация на инжектирана завъртяна струя, потвърждават направените изследвания и дават възможност за дефиниране на диапазона на изменение на геометрични и топлинни параметри на инжекционни горивни устройства с възможност за реализация на радиална струя.

Експерименталните изследвания имат приложения в различни отрасли на промишлеността като металургична, химическа, стъкларска и др. използващи радиационно нагриване на детайли. Предвид големите енергийни разходи при такъв тип производство, правилният подбор на определени параметри, би довел до тяхното понижение, което пряко кореспондира и с количеството вредни емисии, които се отделят в околната среда.

Опитът на напредналите в това отношение страни, като Италия, САЩ, Русия, Украйна и др. от направения литературен обзор, както и докладваните резултати от последните международни научни форуми, показват необходимостта от подобен род експериментални изследвания. Те са в основата на развитие на индустриалните процеси и повишаване на енергийната ефективност.

Получените резултати от проведените експериментални изследвания и числени симулации могат да бъдат използвани освен за решаване на производствени проблеми, но и за основа на бъдещ дисертационен труд с разширен обхват и приложение.

ИСПОЛЗВАНА ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Е., Теория турбулентных струй, Москва: ЕКОЛИТ, 2011.
2. Антонов И. С., Приложна механика на флуидите, София 2010.
3. Арсеева И. В., А. Арсеев, Б. И. Китоев, Исследование закономерностей строения горячей свободной струи газа. Сб. Теория и практика сжигания газа, Недра, стр. 84-103, 1969.
4. Ахмедов Р. Б., „Аэродинамические характеристики факела на входе из вихревых горелок с тангенциальных лопаточные подводом воздуха,“ Теплоэнергетика, том 6, 1963.
5. Ахмедов Р.Б. Состояние и пути повышения эффективности использования газа в народном хозяйстве. Экспрес информация. Центр НТИ, Мингазпром СССР 1985г.
6. Ахмедов Р. Б., Аэродинамика закрученной струи. Москва: Энергия, 1977.
7. Ахмедов Р. Б., Интензивност крутки воздушного потока в вывихах горелках, М., „Теплоэнергетика“, №14, 1962
8. Ахмедов Р. Б. Основы регулирования топочных процессов, М.: Энергия,. 280 с., 1977.
9. Антонов Ив. А., Въведение в теорията на двуфазните турбулентни течения, изд. Александра Бакиев, ISBN - 978-954-92423-5-5, София, 2021.
10. Бродский В.З., Факторные эксперименты, модели, планы, оптимальность. Изд. МГУ, Москва, стр. 51-105, 1975.
11. Брук, Ю. Г., Сжигание газа в нагревательных печах, Ленинград: Недра, 1977.

12. Вулис Л. А., В. П. Кашкаров, Теория струй вязкой жидкости, Москва: Наука, 1965.
13. Галицкий Ю. Я., Ю. А. Спиридонов, Определяющий критерий интенсивности конвективного массопереноса в струйных течениях: Интенсификация процессов теплообмена в энергетических и технологических, Межвуз. сб. науч. тр. Моск. энергет. ин-та. М. № 201. С. 78 – 84, 1989.
14. Гейдон А., Х. Вольфгард, Пламя, его структура, излучение и температура, М.: Metallurgizdat, 333 с, 1959.
15. „Горелки для грубчатых печей“ Каталог ВНИИНефтемаш, 1990.
16. „Горелка для сжигания газа," [Онлайн]. Available: <http://www.lreepatent.ru/patents/2450209>, 2015.
17. Дапери М., В. Лавиоса, М. Семарега, М. Фантуцци, У. Запуссо, Е. Мальфа, Плоскопламенная сводовая горелка с низким уровнем загрязняющих выбросов“. IT Патент RI42429414, 25 01 2007.
18. Дашпунцаг Х. Гидродинамика и внутренний теплообмен закрученных струй, сформированных двухканальными аксиальными завихрителями топочных горелок: дис. канд. техн. наук/Хишигсайхан Дашпунцага. Екатеринбург, 2005. 146 с.
19. Дорж Д., Б. Ганбаатар, Б. П. Жилкин, П. Ю. Худяков, Вихревая газовая горелка с завихрителем без центральной втулки, Патент № 4179, Монголии. заявл. 22.05.2014; публ. 13.04.2015, Бюл. № 5347.
20. Еринов А. Е, Б. С. Сорока, Рациональные методы сжигания газового топлива в нагревательных печах, Киев, ТЕХНИКА, 1970.

21. Еринов, А. Е., Б. С. Сорока, В. Ю. Никитин и А. С. Лукьянчиков, „Газовая плоскопламенная горелка“. Украина Патент 561839, 15 06 1977.
22. Еринов А. Е., Б. С. Сорока, Л. И. Валь, А. С. Лукьянчиков, А. С. Кожевников, А. Е. Романовская, А. В. Суняев, „Газовая плоскопламенная горелка“, Патент 603805, 27 03 1978.
23. Захаринов Н.Н., В.П. Конко, Влияние светимости факела на теплопередачу в печи. В сб. „Теория и практика сжигания газа“, Л., „Недра“, 1984.
24. Идельчик И. Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Москва: Машиностроение, 1992.
25. Иссерлин А. С., Газовые горелки, Ленинград: НЕДРА, 1973.
26. Иссерлин А. С., Условия устойчивости работы инжекционных газовых горелок, Газовая промышленность, кн. № 5, 1982.
27. Каведеров А.В., Тепловая работа пламенных металлургических печей. Свердловск, Металургиздат, стр. 206, 1996.
28. Каплун, А. Б., ANSYS в руках инженера, практическое руководство, Москва, 2003.
29. Кожухаров И., Я. Дочев, П. Костов, Топлотехника, СОФИЯ: ЗЕМИЗДАТ, 1990.
30. Копытов В. Ф., А. Е. Еринов, Б. С. Сорока, „Газовая плоскопламенная горелка“, Патент 238068, 20 11, 1969.
31. Кръстев Н., Влияние на коэффициента на излишък на въздух на инжекционна и плоскопламъчна горелки върху емисиите NOx, сп. „Механика на машините“, Изд. на ТУ-Варна, кн. 62, ISSN 0861-9727, с. 59, 2005.

32. Костов П., Степени на въртене създавани от използваните завъртащи апарати, VI Национален семинар по механика на непрекъснатите среди (механика на флуидите, топло и масообмен), 2002.
33. Костов П., Н. Кръстев, И. Димитров, „Влияние на режимните и конструктивни параметри на вихрова газова горелка върху основните размери и формата на плосък инжектиран факел,“ Топлотехника, том 2, № ISSN 1314-2550, 2011.
34. Костов П., Н. Кръстев, Д. Ангелова, „Изследване на инжектирана радиална струя при изотермични условия,“ Топлотехника, том 3, № ISSN 1314-2550, 2012.
35. Кръстев Н., Математическо планиране на експеримента при изследване работата на инжекционна вихрова горелка, сп. „Топлотехника“, кн.2, ISSN1314-2550, Издателство на ТУ-Варна, СТК Жребчево, 2012.
36. Костов П., Н. Кръстев, Д. Ангелова, „Някои изследвания на аеродинамиката на инжектирана завъртяна струя,“ Топлотехника, том 5, № ISSN 1314-2550, 2013.
37. Лисиенко В. Г., В. В. Бондаренко, Г. В. Вяронов и др., Исследование жекционной способности смесителей, частично ограничивающих струю и факел. // Теория и практика сжигания газа, Недра, стр. 56—59, 1972.
38. Лях А. А., В. И. Гришков, В. В. Атаманов, „Газовая плоскопламенная горелка“, Патент 887881,07 12 1981.
39. Ляховский Д. Н., „Кинематический ультрадиффузор и перспективы его применения в топочной технике,“ в Теплопередача и аэрогидродинамика, Ленинград, Машгиз, 1955, pp. 3-128.

40. Ляховский Д. Н., „Влияние конструктивных параметров круглых горелок на их сопротивление к азродинамику факела“ Труды ЦКТИ, том 2, 1947.
41. Михеев В., Газовое топливо и его сжигание, Ленинград: НЕДРА, 1966.
42. Налимов В. В., Теория эксперимента М., ”Наука”, 1971.
43. Новик Ф. С., Общие представления о планировании экспериментов, Изд. МИСиС, 1970.
44. Осипова В. А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена, М.: Энергия, 320 с., 1979.
45. Патент Оффенбау, 1108840, 1961.
46. Патент Оффенбау, 1073140, 1960.
47. Полушкин В. И. К вопросу турбулентного подмешивания окружающей среды к затопленной струе, Изв. АН УзССР. Серия технических наук. № 6. С. 551 – 557, 1979.
48. Ревун М. П., А. Е. Еринов, В. Е. Чернов, Л. Д. Псрельман, В. В. Зыфянов, О. И. Рудницкий, П. П. Дьякопов, А. И. Чепрасов, „Газовая плоскопламенная горелка“, Запорожье Патент 890024, 15 12 1981.
49. Сорока Б. С., „Топливные печи в проблеме интенсификации процессов тепло- и массопереноса,“ в International Heat & Mass Transfer Forum (MIF 2004), 2004.
50. Сорока Б. С., И. Л. Валь, В. М. Куминский, „Способ термообработки керамических изделий”, Патент SU 1814017 A1, 1993.
51. Сорока Б. С., „Интенсификация тепломассообменных процессов при сжигании топлива в печах“ Зкотехнологии и ресурсосбережение, vol. 5, № 0235-3482, pp. 1-15, 2006.

52. Сорока Б. С., „Определение основных характеристик горения газовых смесей, 1. Физические основы современных моделей формирования фронта пламени“ *Энерготехнологии и ресурсосбережение*, vol. 5, № 0235-3482, pp. 23-30, 2009.

53. Сорока Б. С., „Развитие в Институте газа работ в области математического и компьютерного моделирования горения газа и топочных процессов“, *Энерготехнологии и ресурсосбережение*, vol. 4, № 0235-3482, pp. 62-73, 2009.

54. Сорока Б. С., Б. И. Никитин, Образование NOx при сжигание природного газа в плоскопламенных горелках, сб. Окислов азота продуктах сгорания топлива, Киев, “Наукова думка”, 1981

55. Сорока Б. С., А. Е. Еринов, В. Е. Пикольский, Л. И. Валь., „Печь для нагрева и термообработки материалов“. Патент SU 1366834 A1, 1988.

56. Сорока Б. С., „Системы сжигания и теплоутилизационные устройства технологических печей: Современное состояние и мировые тенденции развития,“ *Энерготехнологии и ресурсосбережение*, том 2. № 0235-3482. pp. 54-68, 2012.

57. Сорока Б. С., В. А. Згурский, „Математическая модель и численных анализ влияния рециркуляции продуктов сгорания на энергоэкологию топочного процесса,“ *Экотехнологии и ресурсосбережение*, том 1, № 0235-3482, pp. 41-48, 2008.

58. Стоева Д., М. Ангелов, Е. Костов, „Моделиране гидродинамиката и теплообмена на течение в трьбен теплообменник, “ *Хранителна наука техника и технологии*, Volume I, 2011. стр. 136-141.

59. Сульжик Н. И., Н. Н. Тимощенко, В. П. Пиколаенко, А. В. Степанов, „Газовая радиационная горелка“, Русия Патент RII 2267703.

60. Сульжик Н. И., П. Н. Тимощенко, В. И. Николаенко, А. В. Степанов, „Газовая радиационная горелка“, Патент RU 2267703, 5 5 2004.
61. Таймаров В. М., М. А. Таймаров, „Горелка для сжигания газа“, RU Патент РФ 2396488, 01 04, 2009.
62. Таймаров М. А., „Горелка для сжигания газа". RU Патент RU2450209, 13 12 2010.
63. Хитрых Д., ANSYS Solutions, Русская редакция, том 3 (май), 2006.
64. Хитрин Л. П., „О возможной роли каталитического поверхностного горения при высокотемпературном сжигания газа в потоке,“ *Исследование процессов горения*, 1958.
65. Шакиров К. Ш., Х. Б. Ешкабилов, Инжектирующая способность струи газа. Рсф. сборник, Л 12, Использование газа в народном хозяйстве. ВНИИЭ газпром, Москва, 1978.
66. Шлихтинг Е., Теория пограничного слоя, Москва: Наука, 1974.
67. Шорин С. Н., О. Н. Чипашвили, „Влияние закрученной струи на теплообмен в камере сгорания газа,“ Исследование и расчеты теплотехнических и энергетических процессов, 1961.
68. Antonov I., Antonov S., Velichkova R., Denev I., Equations for motion on a two-phase flow in cylindrical coordinates, *Mechanic Transport Communications*, ISSN 1312-3823, volume 17, issue 1, article № 1744, 2019.
69. Antonov I., R. Velichkova, Sv. Antonov, Differential equations for turbulent flow, *Proceedings of University of Ruse"Angel Kanchev"* v.53 ppi 119-123 ISNN1311-3321,2014.

70. Antonov I., R. Velichkova, Sv. Antonov, A. Tezriev, Equations for movement of non- uniform turbulent flow of compressible flow, Proceedings of University of Ruse"Angel Kanchev", v.54 ppi 124-126 ISNN1311-3321,2015.
71. Beer J.M., API Research Conference, On the Stability and Combustion Intensity of Pressure Jet Oil Flames, Chicago, 1964.
72. Heurtey Petrochem, Heurtey, Available: <http://www.heurtey.com/en/business-lines-technologies/process-furnaces/environment>.
73. Gaydon A., H. Wolfhard, Flames, their structure, radiation, and temperature. Chapman and Hall, London, 1979.
74. Ciarside J., „The Combustion of Methane in Diffusion Flames," J. of the Inst of Gas Eng. V.6, 1996 № 5, том № 5, 1996.
75. Fives North American Combustion, Inc.Innovative Solutions in Combustion, e-book, pdf, 2023.
76. Frinks W., M. Mawhinney, R. Shannon, R. Reed, Industrial Furnances, John Wiley & Sons, Inc., 2004.
77. Gupta A. K., Combustion instabilities in swirling flames, Gas wärme international Band 28, Heft 1, 1989.
78. Gupta A. K., D. G. Lilley, “Flow Field Modeling and Diagnostics”, Abacus Press, Tunbridge Wells, England, 1983.
79. Heurtey, „Heurtey Petrochem“, [Онлайн]. Available: <http://www.heurtey.com/en/business-lines-technologies/process-furnaces/environment>.
80. Kaufmann A., F. Nicoud, T. Poinso, „Flow forcing techniques for numerical simulation of combustion instabilities“, Combustion and Flame, vol.131, pp.371-385, 2002.

81. Kiln preheating zone Gas burner," Bernini-impianti, [Онлайн]. Available: <http://www.bernini-impianti.it/en/burners/burners-for-kilns/gas-burners/30-kiln-preheating-zone-gas-burner.html>.
82. Klammer H., „Efrahrungen mit einem strahlwandbeheizten Rohrenverzinkungssofen,“ *Stahl and Eisen*, том 12, 1964.
83. Kostov P., N. Mihovski, “Basic Computational Equation of a Flat-Flame Injection Burner”, Scientific Papers of VIMMESS, vol. XX, Ruse, 1978, pp. 211-214.
84. Kostov P., Copyright certificate № 23376
85. Krystev N., P. Kostov, „Possibilities of the Burning Process Control in a Limited Injected Swirled Jet”, National Committee for the Theory of Machines and Mechanisms, Thermal Engineering Journal, ISSN 1314-2550, Vol. 13, p.52, 2018.
86. Krystev N., „Research of the influence of the degree of rotation, excess air coefficient and gas diameter on the chemical incompleteness of combustion at a limited diffusion gas burning torch“, Journal Announcements of Union of Scientists - Sliven, ISSN 1311 2864, Vol. 34(2), p.50, 2019.
87. Stambuleani A., Flame combustion processes in industry, Abacus Press, Tunbridge Wells, England, 1976.
88. Lowe J. S., „Improvements in gas burners for furnaces and the like“. Great Britain Патент GB551568 (A), 01 03 1943.
89. Lowe J. S., „Improvements in gas burners for furnaces“. Great Britain Патент GB820505 (A), 23 09 1959.
90. Mathur M. L., N. R. Maccalum, Swirling air jets issuing from vane swirlers. Part 1: free jets. Journal of the institute of fuel, 2014.
91. Ramos J.I., A numerical study of turbulent swirling flows, Dept. of Mech. Eng., Carnegie-Mellon Univ., Pittsburgh, Pa, 1981

92. Rao N., H. Kremer, Optimierung von injektormischern bei niedrigen mid hohen Treibmiteldrucken, Gas Wärme, №12, 1996.
93. Schetz J.A., Injection and mixing in turbulent flow, Proj. in Asto and Aero, 68 AJAA, New York, 1980.
94. Scaunders J.A., E. E. Moore, License USA 3050112, 1962.
95. Scampbell D. A., Low Velocity Gas Burner, License USA 2965167, 1958.
96. Selas, „DNS Burners," Selas, 2011. [Онлайн]. Available: <http://www.selas.com/files/does/DNS Burners.pdf>
97. Selas, „Nozzle Mix Burners," Selas, 2011. Available: <http://w\v\v.selas.com/nozzle-mix-burners>.
98. S. E. C. ©. 2. The Columbia Electronic Encyclopedia, „Coanda effect," Columbia Encyclopedia, 2015.
99. Tenova S.p.A, Flat flame radiant burners, Available: <https://tenova.com/technologies/our-green-solutions/combustion-systems/radiant-burners>
100. Wu H.L., Fricker N., An investigation of the behavior of Swirling jet flames in a narrow cylindrical furnace, Doc. № K20/a/61 and Member's Conference, Inst. Flame Res. Edn., Ijmuiden, Holland, 1971
101. Zhao Q., C.Chan, Simulation of aerodynamics and combustion in open swirl flow , The Hong Kong Polytechnic University, Dept. of Applied Mathematics Preprint № 2000-12, July 2000
102. Zhilkin B. P., N. S. Zaikov, A. Yu. Kiselnikov, V. Yu. Mirenskii, P. Yu. Khudyakov, Thermal imaging identification of turbulent structures in gas flows, Instruments and experimental techniques. V. 53, № 1. P. 143 – 146, 2010.

доц. д-р инж. Невен Йорданов Кръстев

ДИНАМИКА И ТОПЛООБМЕН
ПРИ ИНЖЕКТИРАНИ НЕИЗОТЕРМИЧНИ ЗАВЪРТЕНИ СТРУИ

Монография

Българска
Първо издание

Рецензенти:
проф. д-р инж. Иван Славейков Антонов
проф. д-р инж. Росица Тодорова Величкова

Формат 60/90/16
Печатни коли 8,5

Издателство Авангард Прима
София, 2024

ISBN 978-619-279-058-5