

УДК 53

**ETUDE DES ECHANGES THERMOCONVECTIFS PENDANT LA MONTEE
EN TEMPERATURE DU FOUR A COMBUSTIBLE PETROLE LAMPANT
ATOMISE A LA VAPEUR D'EAU**

Samah Ouro-Djobo Eossoavana, Maître Assistant, Docteur, Centre de la Construction et du Logement, Caccavelli BP. 1762, Lomé, Togo, e-mail: odsamah@yahoo.fr.

Bayor Sibiri Wourè-Nadiri, Maître Assistant, Docteur, Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs(ENSI) Université de Lomé, BP.1515 Lomé, Togo, e-mail: bayores1@yahoo.fr.

Vianou Antoine, Docteur, Professeur, Laboratoire d'Etude et Recherche en Techniques Industrielles Université d'Abomey – Calavi, 01 BP. 2009 Cotonou, Bénin, e-mail: avianou@yahoo.fr.

Atcholi Eosso Kokou, Docteur, Professeur, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, (UTBM) 90010, Belfort, France, e-mail: katcholi@hotmail.com.

L'exploitation efficace du four à combustible pétrole lampant atomisé à la vapeur d'eau nécessite de bien comprendre le comportement du coefficient d'échange entre les parois du four et le fluide chaud (gaz comburés) pendant la montée en température du four. Le présent article s'appuie sur une simulation numérique pour étudier les variations du coefficient d'échanges thermoconvectifs entre les parois du four et les gaz chauds produits en phase de montée en température. Les résultats de l'étude confirment les hypothèses de régime convectif prépondérant pendant la phase du lancement du four. Ils montrent que le coefficient thermoconvectif diminue avec l'augmentation de la température des gaz. Les échanges convectifs tendent alors vers les échanges radiatifs au fur et à mesure que la valeur du coefficient de thermoconvection hf tend vers l'unité.

Mots-clés: four, coefficient thermoconvectif, vapeur d'eau, pétrole lampant.

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА
ПРИ ПОВЫШЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕЧИ, ПОТРЕБЛЯЮЩЕЙ
ЛАМПОВЫЙ КЕРОСИН, РАСПЫЛЯЕМЫЙ ВОДЯНЫМ ПАРОМ**

Сама Уро-Джобо Эссоавана, доктор, доцент, Центр строительства и жилья, BP. 1762, г. Ломе, Того, e-mail: odsamah@yahoo.fr.

Байор Сибири Вуре-Надири, доктор, доцент, Университет Ломе, BP. 1515, г. Ломе, Того, e-mail: bayores1@yahoo.fr.

Виану Антуан, доктор, профессор, Университет Абомей-Калави, BP. 2009, г. Котону, Бенин, e-mail: avianou@yahoo.fr.

Ачولي Эссо Коку, доктор, профессор, Технологический университет Бельфор-Монбельяр, (UTBM) 90010, г. Бельфор, Франция, e-mail: katcholi@hotmail.com.

Для эффективной эксплуатации печи, использующей в качестве топлива керосин, распыляемый водяным паром, требуется лучшее понимание поведения коэффициента теплообмена между стенками печи и горячей жидкостью (продуктами сгорания) во время повышения температуры печи. В данной статье используется численное моделирование для изучения изменения коэффициента конвективного теплообмена между стенками печи и горячими газами, появляющимися в процессе повышения температуры. Результаты исследования подтверждают гипотезу о доминировании конвективного режима на этапе запус-

ФИЗИКА ТВЕРДОГО ТЕЛА

ка печи. Результаты также демонстрируют, что коэффициент конвективного теплообмена уменьшается с ростом температуры газа. Таким образом, конвективный обмен приближается к радиационному обмену при стремлении коэффициента конвективного теплообмена к единице.

Ключевые слова: печь, коэффициент конвективного теплообмена, пары воды, керосин.

INTRODUCTION

L'analyse de la performance de la cuisson et de la qualité des matériaux produits dans un four céramique, nécessite la compréhension des échanges thermiques qui s'y opèrent.

Ces échanges de chaleur dans le four constituent un phénomène complexe faisant intervenir à la fois la combustion, les transferts conductif, convectif et radiatif de la chaleur. En dehors des fours électriques dans lesquels on parvient à contrôler efficacement les phases de chauffe, il est difficile de déterminer l'évolution de la température instantanée dans un four céramique à combustion en régime variable.

Comment varie donc la température en fonction du temps, en régime variable, dans le four céramique à combustible eau sous pression et pétrole lampant? Pour mieux appréhender le processus, nous allons tenter d'apprécier les variations des phénomènes thermoconvectifs pendant la montée en température de ce type de four. Il va ensuite falloir déterminer le coefficient thermoconvectif à travers des simulations numériques. Cela devra permettre un meilleur suivi des opérations de cuisson lors du fonctionnement du four.

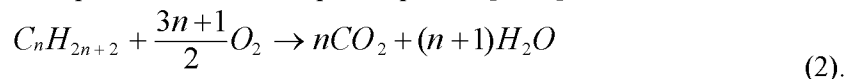
En supposant qu'il existe une phase où les échanges thermiques sont essentiellement convectifs, l'évolution des températures en différents endroits des parois verticales du four peut bien être déterminée en considérant la température T_f du fluide constante pendant l'écoulement libre des gaz chauds.

CONSIDERATIONS THEORIQUES

D'une façon générale, la combustion est la combinaison de corps simples (comme le carbone C) ou complexes (exemples les hydrocarbures) avec de l'oxygène, pour donner des produits oxydés avec un dégagement de chaleur [3, 1].



La combustion du pétrole et de la vapeur d'eau sous pression constitue une source intense de chaleur. En effet, le pétrole lampant est atomisé à la vapeur d'eau, cette dernière le rendant sous forme de nuage de gouttelettes au pire des cas et/ou en vapeur de pétrole lampant par craquage au mieux [10]. Le mécanisme de la combustion a lieu en phase gazeuse et la réaction chimique dégageant l'énergie calorifique peut simplement être décrite par l'équation [12, 8]:



Rappelons également que les différentes approches pour traiter de la combustion ont été largement abordées [5]. Les gaz chauds issus de la combustion échangent ensuite leur chaleur par convection avec, soit la charge et les parois du four si celui-ci est rempli de matériaux à traiter, soit les parois seules s'il est vide. En considérant ce dernier cas, la transmission de chaleur est caractérisée par un coefficient d'échange thermoconvectif h_f fonction de la température du fluide chaud et de la surface S_p des parois: $h_f(T_f, S_p)$. On peut montrer que, la phase de chauffe dans le four étudié est essentiellement régie par un régime de convection «naturel». En effet, le système de brûleur, conçu pour alimenter ce four, fournit un jet épanoui de gaz comburés chauds (flammes) axisymétriques à l'orifice circulaire de la buse qui débouche dans l'enceinte à pression atmosphérique. Le débit volume Q_v de gaz chauds constamment délivré dans l'enceinte est estimé à

partir de l'équation établie pour un jet rond épanoui, de rayon R_o , à distance x de l'orifice ($x \geq 20 R_o$ et $q_v = \frac{\partial \Phi^*}{\partial x} \cong 0$) et sur l'axe Ox du jet par [4, 7]:

$$q_v = 0,3 \cdot \pi \cdot U_o \cdot R_o \cdot x \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (3).$$

Ce débit q_v est lié au débit juste à l'orifice : $q_{vo} = \pi \cdot U_o \cdot R_o^2$ par la relation : $q_v = 0,3 \cdot x \cdot R_o^{-1} \cdot q_{vo}$ où U_o est la vitesse des gaz chauds à l'orifice.

L'équation (3) montre que la vitesse d'écoulement est inversement proportionnelle à la distance x : $U(x)$ décroît avec x . Ensuite, la buse d'orifice (s) débouche dans l'enceinte du four dont la section droite S_e (équivalente) perpendiculaire à l'écoulement est grande devant (s). Il en résulte ainsi un double ralentissement des gaz chauds dans l'enceinte; ce qui représente une condition favorable aux transferts thermiques. Par ailleurs, le débit volume peut être déterminé par la relation [4]:

$$q_{vo} = c_q \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_g / \rho} \quad (4)$$

où c_q est le coefficient de débit relatif à une section circulaire, coefficient habituellement emprunté au graphique $c_q = f(d_o/D_a)$ [4] ρ la masse volumique du fluide et Δp_g , la différence des pressions motrices régnant en amont de l'orifice (S_a ou D_a) et à sa section contractée (s_o ou d_o). Les gaz comburés sont permanence débités à vitesse uniforme U_o à l'orifice dans le four $U_o = \left[c_q \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_g / \rho} \right] / \left[\pi \cdot R_o^2 \right]$. Le nombre de Reynolds de l'écoulement dans l'enceinte vaut $Re = \rho \cdot U_e \cdot D_e / \mu$, avec U_e la vitesse acquise par les gaz chauds dans la section S_e correspondant au diamètre équivalent D_e .

Enfin la chaleur échangée par convection peut être exprimée par l'équation [1, 8]:

$$Q = h_f \cdot S_p \cdot (T_f - T_p) \quad (5)$$

avec (h_f) le coefficient d'échanges convectifs, (S_p) la surface des parois du four, (T_f) la température du fluide chaud ou gaz comburés et (T_p) la température à la paroi.

MATERIEL ET METHODES

Le matériel expérimental est constitué d'un four à céramique, utilisant comme source d'énergie, le pétrole lampant atomisé à la vapeur d'eau, et à l'intérieur duquel on analyse le comportement des échanges thermiques.

La phase du lancement du four correspond à celle de l'évolution de la température en régime variable caractérisé par le processus de convection. A cet effet, nous nous proposons d'apprécier le mécanisme de transfert à travers un suivi du coefficient d'échange thermoconvectif. Pour ce faire, nous nous appuyons sur les bases théoriques des études existantes [6]. Il est remarqué que la température des parois (T_p) se trouve limitée par les pertes de chaleur enregistrée par la conduction à travers le maçonnerage lors du processus d'échanges thermiques. Ces pertes peuvent être estimées et le coefficient thermoconvectif déterminé à partir de l'expression suivante traduisant la conduction dans les parois du four:

$$q = k (T_{fi} - T_{fe}) W / m^2 \quad (6),$$

où $k = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1}$, h_i coefficient thermoconvectif à la paroi intérieure, h_e celui à la paroi extérieure, e épaisseur de la paroi, λ coefficient de conductivité thermique.

ФИЗИКА ТВЕРДОГО ТЕЛА

Pour illustrer les échanges de chaleur lors de l'écoulement libre du fluide gazeux pendant la convection, on détermine les valeurs du coefficient thermoconvectif h_f à partir de la relation [10, 9]:

$$h_f = N_{uf} \frac{\lambda_f}{d} \quad (7),$$

où d est la dimension caractéristique, équivalente de la hauteur sous la voûte du four, λ_f la conductivité thermique du fluide chaud à température T_f et $N_{uf} = c \cdot (G_r \cdot P_r)_f^n$ le nombre de Nusselt de l'écoulement à température du fluide chaud (utilisé dans les calculs d'échanges thermiques en convection – conduction). Les constantes c et n dépendent du régime, et le nombre de Rayleigh $G_r P_r = \frac{g \beta_f \Delta T d^3}{\nu_f^2} P_r$ définissant le régime de convection.

Le nombre de Grashoff G_r caractérise le régime de convection, celui de Prandtl P_r résume les propriétés thermophysiques du fluide, g l'accélération de la pesanteur, $\beta_f = \frac{1}{T_f + 273}$ et $\Delta T = T_f - T_p$, l'écart des températures du fluide T_f et de la paroi $T_p = \alpha T_f$ où $\alpha = T_{p^*} = 0,1 \text{ à } 0,9$ et ν_f , la viscosité cinématique du fluide à la température T_f . Les indices f et p signifient que les propriétés physiques du fluide sont choisies respectivement à la température T_f du fluide loin de la surface d'échange et à celle de la paroi T_p .

De même, pour mener à bien ces calculs, nous utilisons les valeurs de certaines propriétés physiques de l'air, notamment celles des constantes c et n , rassemblées dans le tabl. 1.

Tableau 1

Valeurs de quelques propriétés physiques de l'air sec.

$(G_r \cdot P_r)_f$	c	n	Conditions
$1 \cdot 10^3 \text{ à } 1 \cdot 10^9$	0,75	0,25	Paroi verticale
$\geq 6 \cdot 10^{10}$	0,15	0,33	Idem
$1 \cdot 10^3 \text{ à } 1 \cdot 10^9$	0,50	0,25	Tube horizontal

Valeurs extraites [12]

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Il est supposé une température maximale du fluide à l'intérieur du four égale à 1200°C et celle de l'air ambiant égale à 30°C. Le choix de cette valeur n'est pas fortuit, car durant les différents essais effectués, on enregistre réellement et régulièrement des valeurs de 1150 à 1350°C. Ainsi, pour les principaux paliers de température, une simulation est utilisée pour obtenir les valeurs de h comme l'indique le tableau 2. Les calculs intermédiaires ont été menés pour déterminer les différentes valeurs de la température réduite $T_{p^*} = T_p / T_f$, rapport entre la température de la paroi et celle du fluide chaud. Le tabl. 2 donne l'exemple du calcul du coefficient thermoconvectif h pour la valeur de T_{p^*} égale à 0,5.

Tableau 2

Valeurs du coefficient thermoconvectif h_f pour $c=0,75$; $n=0,25$; $d=1,60$; et $T_p^*=T_p/T_f=0,5$

$T_f(^{\circ}\text{C})$	$T_p^*(-)$	$T_p(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	$\beta_f \cdot 10^3$	$V_f \cdot 10^6$ (m ² /s)	P_r	$G_r P_r / 10^8$	Nu_f	λ (W/m ² °C)	h_f
0	0,5	0	0	3,66	13,28	0,707	0	0	0,0244	0
10	0,5	5	5	3,53	14,16	0,705	25	167,64	0,0251	2,62
20	0,5	10	10	3,41	15,06	0,703	42,5	191,5	0,0259	3,09
30	0,5	15	15	3,3	16	0,701	54,5	203,75	0,0267	3,4
40	0,5	20	20	3,19	16,96	0,699	62,4	210,78	0,0276	3,63
50	0,5	25	25	3,09	17,95	0,698	67,4	214,87	0,0283	3,8
60	0,5	30	30	3	18,97	0,696	70	216,94	0,029	3,93
70	0,5	35	35	2,91	20,02	0,694	71	217,7	0,0296	4,02
80	0,5	40	40	2,83	21,09	0,692	70,8	217,58	0,0305	4,14
90	0,5	45	45	2,75	22,1	0,69	70,4	217,22	0,0313	4,24
100	0,5	50	50	2,68	23,13	0,688	69,3	216,36	0,0321	4,34
120	0,5	60	60	2,54	25,45	0,686	65	212,93	0,0334	4,44
140	0,5	70	70	2,42	27,8	0,684	60,3	208,97	0,0349	4,55
160	0,5	80	80	2,3	30,09	0,682	55,9	205,09	0,0364	4,66
180	0,5	90	90	2,2	32,49	0,681	51,5	201	0,0378	4,74
200	0,5	100	100	2,11	34,85	0,68	47,6	196,96	0,0393	4,83
250	0,5	125	125	1,91	40,61	0,677	39,4	187,93	0,0427	5,01
300	0,5	150	150	1,74	48,33	0,674	30,4	176,03	0,046	5,06
350	0,5	175	175	1,6	55,46	0,676	24,8	167,38	0,0491	5,13
400	0,5	200	200	1,48	63,09	0,678	20,3	159,27	0,0521	5,18
500	0,5	250	250	1,29	79,38	0,687	14,2	145,51	0,0574	5,22
600	0,5	300	300	1,14	96,89	0,699	10,3	134,3	0,0622	5,22
700	0,5	350	350	1,02	115,4	0,706	7,66	124,78	0,0671	5,23
800	0,5	400	400	0,93	134,8	0,713	5,88	116,77	0,0718	5,24
900	0,5	450	450	0,85	155,1	0,717	4,59	109,8	0,0763	5,23
1000	0,5	500	500	0,78	177,1	0,719	3,62	103,43	0,0807	5,21
1100	0,5	550	550	0,72	199,3	0,722	2,93	98,08	0,085	5,21
1200	0,5	600	600	0,67	233,7	0,724	2,17	91,02	0,0915	5,21

De même, la figure 1 indique la variation du coefficient thermoconvectif h_f en fonction de la température réduite à la paroi T_p^* et celle des gaz chauds de combustion T_f en régime convectif.

Cette figure 1 montre que le coefficient thermoconvectif h_f décroît à mesure que la température du fluide T_f augmente. Mieux elle indique que la valeur de la température de la paroi T_p tend vers celle du fluide T_f durant le passage de la phase transitoire à la phase de régime établi. Ce qui augure d'un bon échange de chaleur, transfert favorable aux opérations de cuisson (voire de séchage) pour lesquelles le four est conçu.

Le Tableau 3 présente les variations du coefficient thermoconvectif h_f pour différentes valeurs de température réduite $T_p^* = 0,1 ; 0,2 ; 0,3 ; \dots \text{à} \dots 0,9$.

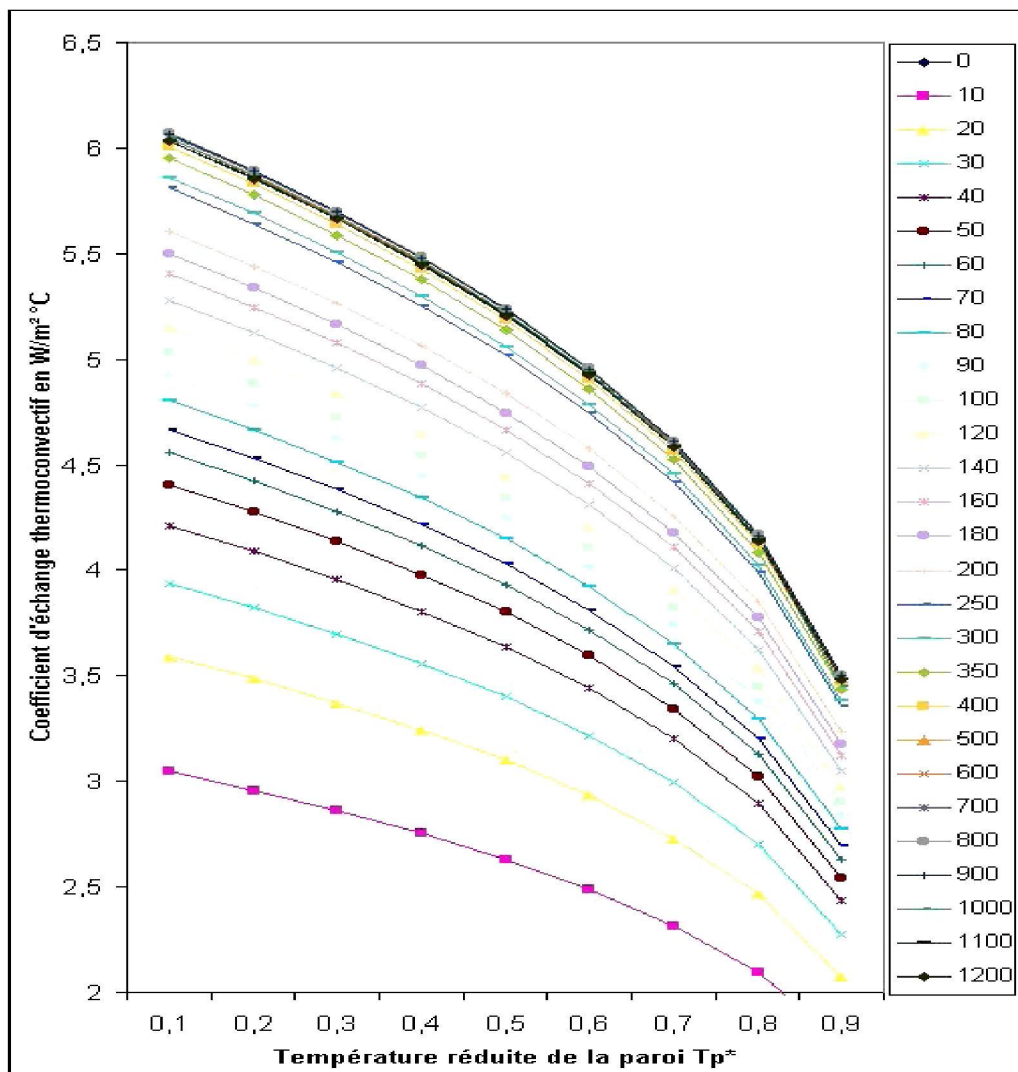


Fig. 1. Variation du coefficient thermoconvectif h_f en fonction de la température réduite à la paroi T_p^* et de la température des gaz T_f en régime convectif

Tableau 3

Résultats des simulations numériques pour déterminer h_f

T_f ($^\circ C$)	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg	λ W/m. $^\circ C$	$V_f \cdot 10^6$ m ² /s	Valeurs de h_f									
					à températures réduites T_p^* à la paroi respectivement de :									
					0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0	1,293	1,005	0,024	13,28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
10	1,247	1,005	0,025	14,16	3,046	2,958	2,861	2,753	2,630	2,487	2,315	2,091	1,759	
20	1,205	1,005	0,026	15,06	3,591	3,486	3,372	3,245	3,100	2,932	2,728	2,465	2,073	
30	1,165	1,005	0,027	16	3,938	3,824	3,698	3,559	3,4	3,216	2,992	2,704	2,274	
40	1,128	1,005	0,028	16,96	4,212	4,089	3,955	3,806	3,636	3,439	3,200	2,892	2,432	
50	1,093	1,005	0,028	17,95	4,402	4,274	4,134	3,978	3,801	3,594	3,345	3,022	2,542	
60	1,06	1,005	0,029	18,97	4,555	4,422	4,277	4,116	3,932	3,719	3,461	3,127	2,630	
70	1,029	1,009	0,03	20,02	4,665	4,530	4,381	4,215	4,028	3,809	3,545	3,203	2,693	

80	1,000	1,009	0,031	21,09	4,804	4,665	4,512	4,341	4,148	3,923	3,650	3,299	2,774
90	0,972	1,009	0,031	22,1	4,922	4,779	4,622	4,448	4,249	4,019	3,74	3,379	2,842
100	0,949	1,009	0,032	23,13	5,028	4,882	4,722	4,543	4,341	4,105	3,820	3,452	2,903
120	0,898	1,009	0,033	25,45	5,149	4,999	4,835	4,652	4,445	4,204	3,912	3,535	2,973
140	0,854	1,013	0,035	27,8	5,280	5,127	4,958	4,771	4,558	4,311	4,012	3,625	3,048
160	0,815	1,017	0,036	30,09	5,404	5,248	5,075	4,883	4,666	4,413	4,107	3,711	3,120
180	0,779	1,022	0,038	32,49	5,498	5,338	5,163	4,968	4,747	4,489	4,178	3,775	3,174
200	0,746	1,026	0,039	34,85	5,604	5,441	5,262	5,063	4,838	4,575	4,258	3,847	3,235
250	0,674	1,038	0,043	40,61	5,809	5,641	5,456	5,249	5,015	4,743	4,414	3,989	3,354
300	0,615	1,047	0,046	48,33	5,862	5,692	5,505	5,297	5,061	4,787	4,454	4,025	3,385
350	0,566	1,059	0,049	55,46	5,950	5,777	5,587	5,376	5,136	4,858	4,521	4,085	3,435
400	0,524	1,068	0,052	63,09	6,007	5,833	5,642	5,428	5,186	4,905	4,565	4,125	3,468
500	0,456	1,093	0,057	79,38	6,046	5,871	5,678	5,464	5,220	4,937	4,594	4,151	3,491
600	0,404	1,114	0,062	96,89	6,047	5,872	5,679	5,464	5,221	4,938	4,595	4,152	3,491
700	0,362	1,135	0,067	115,4	6,061	5,886	5,692	5,477	5,233	4,949	4,606	4,162	3,500
800	0,329	1,156	0,072	134,8	6,070	5,894	5,700	5,485	5,240	4,956	4,612	4,168	3,504
900	0,301	1,172	0,076	155,1	6,065	5,889	5,696	5,481	5,236	4,952	4,609	4,164	3,502
1000	0,227	1,185	0,081	177,1	6,043	5,868	5,675	5,460	5,217	4,936	4,592	4,149	3,449
1100	0,257	1,197	0,085	199,3	6,036	5,861	5,668	5,454	5,211	4,928	4,586	4,144	3,485
1200	0,239	1,21	0,092	233,7	6,029	5,855	5,662	5,448	5,205	4,923	4,581	4,140	3,481

La figure 2 indique le comportement du coefficient thermoconvectif h_f en fonction des températures des gaz T_f et de celle réduite à la paroi T_p^* .

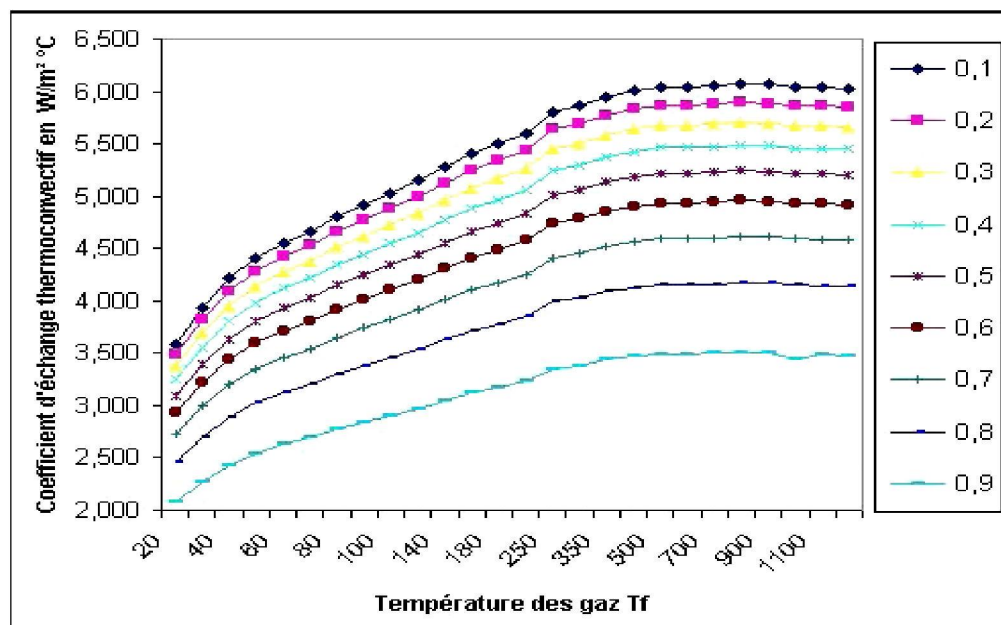


Fig. 2. Evolution du coefficient thermoconvectif h_f en fonction des températures des gaz chauds T_f et celle réduite à la paroi T_p^*

On peut y constater effectivement que le coefficient thermoconvectif h_f diminue avec l'augmentation de la température des gaz comburés et du coefficient α quotient de la température de paroi à celle des gaz chauds.

CONCLUSION

Cette étude nous a permis de comprendre qu'en phase transitoire, les échanges thermiques dans le four céramique sont essentiellement convectifs. Quand bien même, il est difficile de déterminer la variation de la température pendant cette phase, la simulation numérique a permis d'apprécier, à travers les valeurs du coefficient thermoconvectif h_f , le comportement des échanges thermiques. En effet, les processus convectifs tendent vers ceux radiatifs à mesure que la valeur du coefficient de thermoconvection h_f tend vers l'unité. On comprend ainsi le fait qu'avec l'augmentation de la température des gaz comburés T_f , le régime convectif dans le four devienne quasi permanent.

References bibliographiques

1. Abboudi S. Transferts de chaleur : notes de cours / S. Abboudi. – Université de Technologie de Belfort Montbéliard. – 2000. – P. 1–20.
2. Anonyme. Le feu. – 2006. – P. 1–5.
3. Borghi, Destriau. La combustion et les flammes / Borghi, Destriau. – Toulouse, 1995. – P. 1–20.
4. Comolet R. Mécanique expérimentale des fluids / R. Comolet. – Editeur Masson. – 2002. – T. 2: Dynamique des fluides réels. – 473 p.
5. Ferrand L. Modélisation et expérimentation des fours de réchauffage sidérurgiques équipés de brûleurs régénératifs à oxydation sans flamme : these de Doctorat / L. Ferrand. – Ecole de Mines de Paris, 2003. – 210 p.
6. Le Men J. F. Thermocinétique: convection : notes de cours / J. F. Le Men. 2005. – P. 1–4.
7. Padet J. Fluides en écoulement : méthodes et modèles / J. Padet. – Paris : Editions Masson, 1991. – P. 227–249.
8. Saccadura J. F. Initiation aux transferts thermiques : tech. § doc. Lavoisier / J. F. Saccadura. – Paris, 1993. – P. 204–400.
9. Saint-Blanquet C. Transferts d'énergie et bilans énergétiques : notes de cours / C. Saint-Blanquet. – France : Université de Nantes, 2002. – P. 1–20.
10. Samah O-D. Etude et mise au point d'un four à pétrole lampant atomisé à la vapeur d'eau: Application à la cuisson céramique : thèse de Doctorat / O.-D. Samah. – Bénin : Université d'Abomey-Calavi. Cotonou, 2005. – 180 p.
11. Soukamel A. Transfert de chaleur / A. Soukamel. – Moscou : Edition Mir, 1980. – P. 7–193.
12. Villafruela D. Combustion du pétrole : notes de cours / D. Villafruela. – 2006. – P. 1–3.