

8/89

وزارة التعليم العالي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

125

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

DIMENSIONNEMENT
D'UN FOUR DE TOPPING
1 PLANCHE

Proposé par :

Pr. M. BOURKIZA

Etudié par :

B. DJABOREBBI

Dirigé par :

Pr. M. BOURKIZA

PROMOTION : Juin 89

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE CHIMIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

DIMENSIONNEMENT
D'UN FOUR DE TOPPING

Proposé par :

Pr. M. BOURKIZA

Étudié par :

B. DJABOREBBI

Dirigé par :

Pr. M. BOURKIZA

PROMOTION : Juin 89

Ministère de l'enseignement supérieur

وزارة التعليم العالي

Ecole nationale polytechnique المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département: Genie chimique

معهد الهندسة الكيماوية

Promoteur: M . BOURKIZA

الاستاذ المشرف: م . بوركيزة

Eleve ingénieur : B.DJABOREBBI

التلميذ المهندس: بلقاسم جابوري

الموضوع : حساب ابعاد فرن التكرير الاولي للنفط

ملخص: تهدف هذه الرسالة الى دراسة وحساب ابعاد فرن التكرير الاولي

للنفط وذلك وفقا لمقتضيات وضروريات الاستغلال

Sujet : Dimensionnement d'un four de topping .

Résumé : La présente these a pour but de dimensionner un four de topping destiné au réchauffage du brut flashé à partir des impératifs d'exploitation .

Subject : Dimensionning a topping furnace

Synopsis: The main aim of our work consists dimensionning a topping furnace for use in an oil exploiting installation

((D E D I C A C E S))

-A ma tante

-A ma mère

-A mon père

-A mes frères et soeurs

-A toute ma famille

-A tous mes amis

Je dedie ce travail

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mon gratitude envers le professeur MOUHAMED BOURKIZA, qui malgré ses préoccupations n'a cessé de m'apporter aide, conseil et m'orienter, mettant sa compétence scientifique et sa disponibilité à tout moment.

-Je tiens également à remercier les membres de jury qui me font l'honneur de juger ce modeste travail.

-Tous ceux qui ont contribué à ma formation.

-Mes remerciements vont enfin à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin. Seul dieu pourra les récompenser.

(DJABOREBBI BELKACEM)

SOMMAIRE



CHAPITRE I

INTRODUCTION :

I 1 Généralités	1
I-2-Différents types de fours et d'équipements de chauffe	3
I-3-Tubes et accessoires du faisceau tubulaire	5
I-4-Matériaux réfractaires et isolants	6

CHAPITRE II

COMBUSTION :

II-1-Réaction de combustion	7
II-2-Pouvoirs calorifique	9
II-3-Enthalpie des fumées	9
II-4-Température de combustion	10
I-4-1 Température théorique de combustion	10
I-4-2 Température potentielle de combustion	11
I-4-3 Température effective de combustion	11
I-4-4 Température pratique de combustion	12

CHAPITRE III

RAYONNEMENT

III-1 Généralités	14
III-2 Définition fondamentale	15

III-2-1 Flux d'énergie rayonnante	15
III-2-2 Flux d'énergie rayonnante d'une source	15
III-2-3 Emission énergétique	16
III-2-4 Corps noir	16
III-2-5 Corps gris et de couleur	17
III-2-6 Emissivité	17
III-2-7 Absorptivité	17
III-3 Rayonnement des solides	18
III-3-1 Loi de KIRCHHOFF	18
III-3-2 Loi de STEFAN	18
III-3-3 Echange par rayonnement entre deux surfaces solides	18
III-3-4 Echange entre deux plans parallèles P1 et P2	20
III-4 Rayonnement des gaz	22
III-5 Facteur de forme	23
III-6 Répartition de la chaleur dans un faisceau de chauffe	24
III-6-1 Equivalence entre une surface plane et des surfaces tubulaires absorbantes en zone de radiation	25
III-6-2 Répartition du rayonnement le long d'une tube en zone de radiation	28
III-6-3 Importance et répartition du transfert de chaleur par convection en zone de radiation .	29

CHAPITRE IV



TRANSMISSION DE CHALEUR

IV-1 Généralités	30
IV-2 Equation empirique	32
IV-3 Transfert de chaleur en zone de radiation	33
IV-3-1 Calcul de ξA A cp	35
IV-3-2 Calcul de F coefficient global d'échange	36
IV-4 Transfert de chaleur en zone de convection	41
IV-4-1 Calcul du coefficient global U	42

CHAPITRE V

DIMENSIONNEMENT

V-1 Calcul de combustion	47
V-2 Bilan thermique du four tubulaire	54
V-3 Calcul de la zone de radiation	55
V-4 Calcul de la zone de convection	62
V-4-1 Calcul coefficient de convection pur	70
V-4-2 Calcul du coefficient de radiation des gaz	71
V-4-3 Calcul du coefficient de radiation des murs	71
V-5 Calcul des pertes de charge	74
V-6 Calcul de la cheminée	81
Conclusions:	

C H A P I T R E (I)

I N T R O D U C T I O N

1/1 Généralités:

Dans la plupart des installations de raffinerie ou de pétrochimie, l'apport de la chaleur nécessaire au procédé mis en oeuvre se fait par l'intermédiaire d'un four à chauffage direct dans le quel les calories produites par la combustion sont transmises par les mécanismes de la radiation, de la conduction et de la convection au fluide à réchauffer. Ce dernier circule dans un serpentin tubulaire ou un faisceau de tubes.

Dans les fours modernes la majeure partie de la chaleur est transmise au fluide à réchauffer par rayonnement ce qui permet d'obtenir une efficacité thermique plus élevée.

Le temps de séjour optimal du fluide à réchauffer dans le serpentin tubulaire permet de le chauffer jusqu'à une température considérablement élevée sans craindre cokéfaction et la décomposition du fluide.

Les échanges thermiques à l'intérieur du four sont tellement compliqués que l'application directe des relations théoriques fondamentales devient très fastidieuse et embrouillée.

C'est pour cette raison que les données pratiques obtenues pendant l'observation du fonctionnement des fours industriels sont largement utilisées pendant le calcul des fours tubulaires.

Les tubes des premières rangées de la zone de convection sont appelés tubes de protection. Ces tubes peuvent recevoir la chaleur directement par la radiation des flammes.

Ils sont donc soumis à la fois aux effets de la radiation et aux effets de la convection. Leur taux de transfert est donc très important et on doit prendre des précautions particulières pour qu'ils ne soient pas surchauffés. C'est la raison pour laquelle la vitesse de circulation du fluide doit y être élevée.

Les tubes de la zone de convection reçoivent la chaleur à une température plus basse que ceux de la zone de radiation. Les parois réfractaires participent elles-mêmes à cet échange par radiation. Les tubes de la zone de convection doivent être disposés d'une manière telle qu'on puisse avoir une vitesse massique et une turbulence élevées des fumées. Ceci étant les conditions les plus favorables au transfert de chaleur par convection.

Le rendement du four et son efficacité économique dépendent du prix des combustibles, de la température d'entrée du fluide à réchauffer, du matériau des tubes, de la construction du four, de l'existence du préchauffeur d'air .

I/2 Différents types de fours et d'équipements de chauffe:

Il existe deux principaux types de fours :

- (1)-Le four cabine à tubes horizontaux ou verticaux .
- (2)-Le four cylindrique à tubes verticaux ou hélicoïdaux .

Le four cabine comprend, dans la plupart des cas, une zone de radiation et une zone de convection située au sommet du four

Le four vertical peut comprendre:

- Une zone de radiation
- Une zone de radiation et une zone de convection au sommet du four .
- Une zone unique dans laquelle la convection est incorporée dans la radiation (type pétrochimie)

Les brûleurs ont pour rôle de provoquer le mélange intime de l'air et du combustible en vue d'obtenir une combustion complète de celui-ci.

Un brûleur est conçu pour brûler soit un gaz soit une huile. Certains brûleurs sont équipés pour brûler l'un ou l'autre combustible.

Les brûleurs à gaz sont deux types : soit à prémélange (brûleur à air induit), soit sans prémélange.

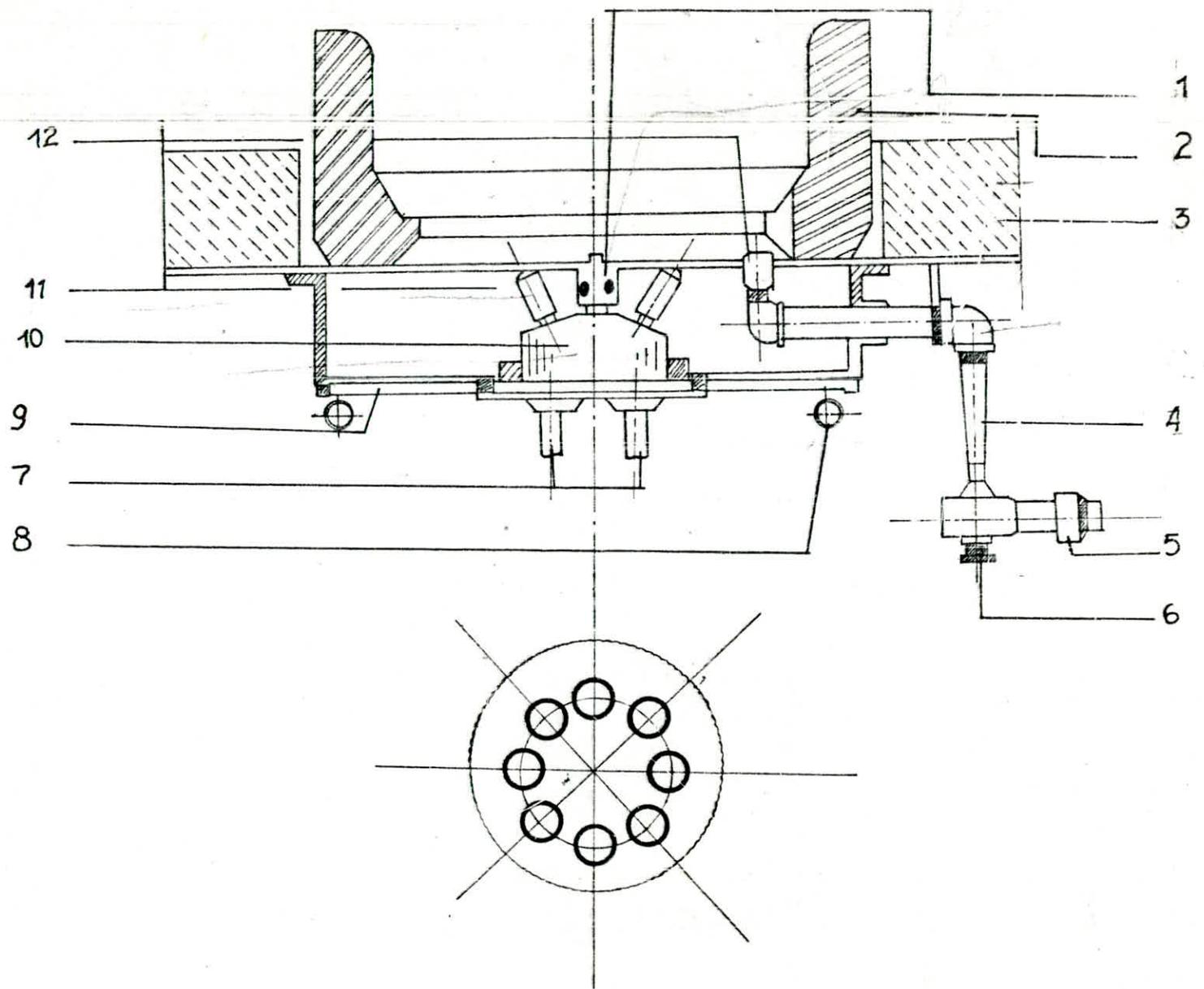
Le prémélange permet d'obtenir une combustion plus rapide mais ce type de brûleur ne peut être utilisé sur les gaz dans lesquels la vitesse de propagation de la flamme est élevée.

Les brûleurs sans prémélange donnent une flamme de diffusion plus longue et plus lumineuse que ceux à prémélange.

Pour obtenir la combustion de l'huile, il faut que celle-ci soit finement pulvérisée dans le courant d'air de combustion. Cette pulvérisation s'obtient soit à l'aide de vapeur d'eau, soit mécaniquement.

Le brûleur représenté par le dessin est composé de :

- 1-Diffuseur de flamme
- 2-Ouvreau: favorise le mélange air combustible par sa forme appropriée
- 3-Venturi
- 4-Brequetage
- 5-Réglage entrée d'air primaire
- 6-Entrée à gaz pilote



BRULEUR A GAZ POUR FOUR DE DISTILLATION

- 7-Arrivée fuel gaz
- 8-Boulons à oreillets pour commande des volets
de réglage d'air
- 9-Volets d'air
- 10-Répartiteur de gaz
- 11-Tetes de bruleur
- 12-Tetes de bruleur pilote

I/3 Tubes et accessoires du faisceau tubulaire

La nature du métal utilisé pour la fabrication des tubes et des accessoires dépend des conditions de température et de la nature plus au moins corrosive du fluide à réchauffer.

Le métal doit avoir des propriétés mécaniques suffisantes à chaud. On sait que la résistance mécanique d'un métal diminue quand la température augmente et le métal présente un phénomène connu sous le nom de fluage.

Un autre facteur déterminant dans le choix de la nuance du métal est corrosion. Il s'agit d'une part de l'oxydation de la surface du tube par les fumées chaudes et d'autre part de la corrosion qui peut être provoquée par le fluide réchauffé. Dans le cas de fluide corrosif, le choix du métal est imposé par le type de corrosion à prévoir.

Généralement on utilise de l'acier à 5% de Cr qui présente une très bonne résistance à l'oxydation en présence des fumées sulfureuses.

Dans le cas de fluide non corrosif et dans le cas de températures relativement peu élevées on utilise des tubes et accessoires en acier au carbone.

I/4 Matériaux réfractaires et isolants:

Le revêtement des parois intérieures du four est constitué soit d'un mur en briques réfractaires, soit d'une couche de béton réfractaire. Les produits réfractaires dans les fours de raffinerie sont en général constitués d'argiles ou de terre de diatomée. Ces produits sont en même temps des isolants, ils ont une faible conductivité thermique.

Lorsque la température de la chambre de combustion est très élevée les parois réfractaires sont constituées de plusieurs épaisseurs de briques et la paroi métallique du four une couche d'isolant (laine de verre ou de roche) qui permet de réduire les pertes de chaleur.

C H A P I T R E (II)

C O M B U S T I O N

La combustion dans les fours petroliers se fait dans une chambre appelée également zone de radiation , le faisceau absorbant en radiation etant disposé le long des murs réfractaires est donc soumis directement au rayonnement de la flamme.

La combustion se fait suivant les équations de réactions clasiques avec excés d'air variant de 10% à40% selon les équipements de chauffe.

II/1 Reactions de combustion :

La connaissance de la composition des combustibles, l'excés d'air imposé et le taux de la vapeur de pulvérisation des brûleurs, nous résoudreons l'équation de réaction afin de déterminer la composition des gaz provenant de la combustion. En effet c'est une nécessité pour le dimensionnement du four et les carneaux de cheminée ainsi que pour l'évaluation de la quantité de produits agréssifs libérée.

Les principales réactions de combustions:

			Eau Vapeur (kcal)	Eau liquide (kcal)
carbone	$C + O_2 = CO_2$	+4N	+97,6	
carbone	$C + \frac{1}{2}O_2 = CO$	+2N	+29,4	
SOUFRE	$S + O_2 = SO_2$	+8N	+138,6	
SOUFRE	$S + \frac{3}{2}O_2 = SO_3$	+12N	+183,6	
HYDROGENE	$H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O$	+2N	+58,2	+69,1
OXYDE DE				
CARBONE	$CO + \frac{1}{2}O_2 = CO_2$	+2N	+68,2	
METHANE	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	+8N	+192,5	+214,3
ETHANE	$C_2H_6 + \frac{7}{2}O_2 = 2CO_2 + 3H_2O$	+14N	+340,9	+373,6
PROPANE	$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + 4H_2O$	+20N	+485,1	+528,7
BUTANE	$C_4H_{10} + \frac{13}{2}O_2 = 4CO_2 + 5H_2O$	+26N	+625,7	+680,2

II/2 Pouvoirs calorifiques:

Le pouvoir calorifique supérieur (PCS) est défini comme étant la quantité de chaleur exprimée en kilocalories, dégagée par la combustion à pression constante de 760 mmHg, de 1 kg ou 1 normal mètre cube d'un combustible à la température 0°C en amenant les produits de combustion à la température de référence (0°C).

L'eau provenant de la combustion étant complètement condensée.

Si l'eau est supposée restée à l'état de vapeur à 0°C, dans ce cas on fait appel au pouvoir calorifique inférieur.

Les deux valeurs sont liées pour les gaz et les liquides par les relations respectives suivantes:

$$PCI = PCS - 10,9n \quad \text{pour les gaz}$$

$$PCI = PCS - 53H_p \quad \text{pour les liquides}$$

n: Nombre de moles H₂O

H_p: % poids de l'hydrogène du combustible

II/3 Enthalpie des fumées:

L'enthalpie des fumées par la combustion de 1 kg de combustible est donnée par la formule suivante :

$$I = \sum_j g_j C_{i,j} t \quad \text{kcal/kg} \quad 2.3.1$$

ou g_i quantité des constituants (CO₂, SO₂, H₂O, etc...) des fumées kg/kg de combustible.

C_p chaleur spécifique moyenne des constituants
à la température considérée t , (kcal/kg°C)

La valeur de C_p est donnée dans les ouvrages
en fonction de la température t (de 0-2500°C)

Parfois, on utilise la chaleur spécifique moyenne
des fumées calculée par l'équation suivante:

$$C_p = 0,253 + 4,5 \cdot 10^{-5} t \quad \text{kcal/°C}$$

dans ce cas l'enthalpie des fumées est donnée par :

$$I_j = G_{fP} C_p t \quad \text{kcal/kg de combustible} \quad 2.3.2$$

II/4 Température de combustion :

II/4-1 Température théorique de combustion:

C'est la température idéale que prendraient
les produits si celle-ci était neutre, complète et athermane

La température théorique est donnée par la formule:

$$t = t_a + \frac{PCI}{G_{f1} C_p}$$

t_a : température ambiante (°C)

PCI : exprimé en kcal/kg

G_{f1} : quantité des fumées kg/h

C_p : chaleur spécifique kcal/kg°C

avec une première approximation :

$$C_p = 0,24 + 3 \cdot 10^{-5} (t_p + t_a)$$

II/4_2 Température potentielle:

C'est la température théorique avec un excès d'air d'où la température de potentielle .

$$t_p = t_a + \frac{PCI}{G_f \cdot C_p}$$

G_f : quantité de fumées calculée en fonction de l'excès

d'air kg/h.

Cette température caractérise l'excès d'air nécessité par l'équipement de chauffe et de la chambre de combustion combinés pour brûler correctement le combustible considéré.

II/4_3 Température effective de combustion .

C'est la température que prendraient les produits d'une combustion complète et athérmane avec excès d'air compte tenu de la chaleur absorbée par les dissociations qui se produisent dans les fumées .

$$t_e = t_a + \frac{PCI - Q_d}{G_f \cdot C_p}$$

Q_d : chaleur de dissociation (kcal/kg)

t_e : se calcule par approximations successives

en supposant au départ que $t_e = t_p$

ii/4_4 Température pratique de combustion:

La température de combustion ou d'équilibre, est celle que l'on obtiendrait si la flamme était à une température uniforme.

Si l'on pose:

(1_α) : pertes par les imbrulés

(1_β) : pertes par les parois

q : quantité de chaleur rayonnée sur les murs (kcal/kg)

t_g : température pratique de combustion (°C)

Si l'on pose:

B : quantité de combustion kg/h

Q_1 : flux de chaleur rayonnée par la flamme kcal/h

Il vient

$$Q_1 = B \cdot q$$

en écrivant le bilan de chaleur on aura

$$\alpha \beta P C I = q + G C (t_g - t_a)$$

$$Q_1 = \sqrt{F_s} [(t_g + 273)^4 - (t_{mt} + 273)^4]$$

F : Facteur global d'échange de la chaleur

$\sqrt{}$: constante de STEFAN BOLTZMANN kcal/m² h°C

S : Surface de la flamme (m²)

t_g : Température de gaz de combustion (°C)

t_{mt} : Température de la surface réceptrice
(tubes) °C

Il en résulte que :

$$\alpha \beta PCI = \frac{\sqrt{FS}}{B} \left[\frac{(t_g + 273)^4}{g} - \frac{(t_{mt} + 273)^4}{mt} \right] + G C \frac{(t_g - t_a)}{f p g a}$$

pour résoudre cette équation, on peut tracer la courbe

$$Y = \frac{\sqrt{FS}}{B} \left[\frac{(t_g + 273)^4}{g} - \frac{(t_{mt} + 273)^4}{mt} \right] + G C \frac{(t_g - t_a)}{f p g a}$$

et la couper par la droite:

$$y = \alpha \beta PCI$$

CHAPITRE (III)

RAYONNEMENT

III/1 Généralités:

Le rayonnement est un des trois modes de transmission de la chaleur . Il se manifeste sous forme de rayons en absence de tout support materiel.

Le rayonnement thermique est d'une nature analogue à celle de la lumiere, c'est à dire qu'il est constitue par des ondes électromagnétique .L'énergie rayonnante se tranforme en chaleur lorsque les rayons frappent un corps .

Le rayonnement thermique frappant un corps peut, selon la nature thermique de celui-ci soit:

- Se transmettre au travers
- Se réfléchir sur sa surface
- Se trouver absorbée par le corps

Tout corps émet un rayonnement, même lorsqu'il est entouré d'un corps ayant la même température. L'émission et l'absorption peuvent se produire **simultanément et** indépendamment l'une de l'autre.

La température du corps considéré dépend de la différence entre la chaleur émise et la chaleur absorbée.

Dans un rayonnement composée de plusieurs radiations monochromatiques de diverses longueurs d'onde, les effets de chaque radiation ne dépendent pas de la présence ou de l'absence des autres radiations .

Les corps solides émettent des spectres continus dans lesquels toutes les longueurs d'ondes sont présentes .

Les gaz n'émettent que dans des bandes plus au moins étroites de longueurs d'ondes réduites.

III/2 Définition fondamentale:

III/2-1 Flux d'énergie rayonnante:

On appelle flux d'énergie rayonnante la quantité d'énergie réyonnée par une source dans toutes les directions par unité de temps.

Elle est représentée par la lettre (Φ) est s'exprime en kcal/h ou en watts.

III/2-2 Flux d'énergie rayonnante d'une source:

L'énergie rayonnante d'une source se transmet à travers un angle solide élémentaire dans une direction déterminée.

L'intensité énergétique de cette source et la quantité d'énergie passant à travers l'angle solide par unité de temps.

Elle est représentée par la lettre (I) et s'exprime en kcal/h.str ou watts/str

$$I = \frac{d\Phi}{d\Omega} \quad 3.2.2$$

III/2-3 Emission énergétique (pouvoir émissif) :

Soit une source d'énergie rayonnante de surface élémentaire des émettant un flux total , l'émission sera définie par la quantité d'énergie émise par unité de surface émettrice.

L'émission est représentée par (e) et s'exprime en $\frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$

L'émission total comprend l'énergie due essentiellement à la température plus l'énergie réfléchi par la surface plus l'énergie transmise à travers le corps représentant la surface.

$$e = \frac{\Phi}{ds} \quad 3.2.3$$

III/2-4 Corps noir :

Un corps noir est un corps idéal qui absorbe toute l'énergie rayonnante qui le frappe sur toutes les longueurs d'ondes et quelque soit l'angle d'incidence .

III/2-5 Corps gris et de couleur:

On appelle corps gris tous les corps dont de longueur d'onde sont proportionnelles à l'intensité de rayonnement d'un corps noir.

Un corps peut être absorbant à certaines longueurs d'onde et transparent à d'autres.

III/2-6 Emissivité:

Le rapport entre le rayonnement thermique remis par un corps donné et celui qui serait émis par un corps noir à la même température est appelé emissivité de ce corps

Elle est représentée par ϵ

III/2-7 Absorptivité:

On appelle absorptivité d'un corps le rapport entre l'énergie radiante absorbée et l'énergie radiante émise sur le corps.

En général le pouvoir absorbant dépend de la longueur d'onde du rayonnement incident, il en est ainsi pour les corps colorés. Dans la négative, les corps sont appelés corps gris,

Elle est représentée par k

III/3 Rayonnement des solides:

III/3-1 Loi de kirchhoff.

L'émissivité d'un corps est égale à son pouvoir absorbant pour la température considérée.

$$\varepsilon = k$$

III/3-2 loi de STEFAN

L'émittance énergétique d'un corps noir est donnée par la relation suivante:

$$e = \sigma T^4$$

avec $\sigma = \text{constante} = 4,96 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{k}^4$

pour un corps quelconque

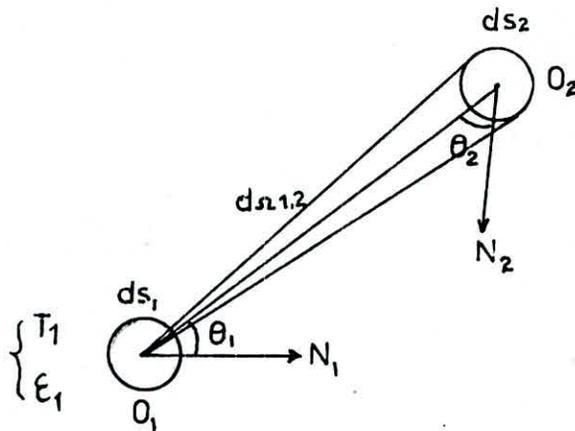
$$e = k T^4$$

K: coefficient d'absorption.

III/3-3 Echange par rayonnement entre deux surfaces solides:

Surfaces élémentaires

Soient deux éléments de surface ds_1 et ds_2 distants de r d'angles θ_1 et θ_2 avec les normales



La surface ds_1 émet vers ds_2 un rayonnement contenu dans l'angle $d\Omega_{1-2}$ sous lequel ds_2 est vue

$$d\Omega_{1-2} = \frac{ds_2 \cos(\theta_2)}{r^2}$$

Le flux émis par ds_1 dans cet angle $d\Omega_{1-2}$

$$d\Phi_{1-2} = \frac{\epsilon_1 T_1^4 ds_1 \cos(\theta_1)}{\pi} \frac{ds_2 \cos(\theta_2)}{r^2}$$

La surface ds_2 en absorbe la fraction ϵ_2

$$d\Phi_{1-2} = \epsilon_2 \frac{\epsilon_1 T_1^4}{\pi} \frac{ds_1 \cos(\theta_1)}{r^2} \frac{ds_2 \cos(\theta_2)}{r^2}$$

par analogie:

$$d\Omega_{2-1} = \frac{ds_1 \cos(\theta_1)}{r^2}$$

ds₂ émet vers ds₁ un flux égal à :

$$d\Phi_{2-1} = \epsilon_2 \sqrt{T_2} \frac{ds_2 \cos(\theta_2)}{\pi r^2} \frac{ds_1 \cos(\theta_1)}{r}$$

L'échange entre ses deux parois de solide :

$$d\Phi_{1-2} = d\Phi_{1-2} - d\Phi_{2-1} = \frac{ds_1 \cos(\theta_1) \times ds_2 \cos(\theta_2)}{\pi r^2} [T_1^4 - T_2^4] \epsilon_1 \epsilon_2$$

III/3-4 Echange par rayonnement entre deux points parallèles

P₁ et P₂ :

soient ϵ_1 et ϵ_2 T₁ et T₂ leur facteur total d'émissions

et températures absolues respectives :

Le flux de chaleur envoyé par le plan P₁ est :

$$\Phi_1 = \sqrt{\epsilon_1} T_1^4$$

P₂ en absorbe la fraction $\epsilon_2 \frac{\Phi_1}{\Phi_1}$, le reste, soit $\Phi_1 (1 - \epsilon_2)$

renvoyé vers P₁ qui renvoie de nouveau la fraction

Φ $\frac{1}{2} (1-\epsilon_1) \frac{1}{2} (1-\epsilon_2)$ de cette énergie vers P et ainsi de suite.

Au total P absorbe une densité de flux égale à :

$$\begin{aligned} \Phi_{1-2} &= \Phi_1 \epsilon_2 [1 + (1-\epsilon_1)(1-\epsilon_2) + (1-\epsilon_1)^2 (1-\epsilon_2)^2 \dots] \\ &= \sqrt{T_1} \epsilon_1 \epsilon_2 \frac{1}{1 - (1-\epsilon_1)(1-\epsilon_2)} \end{aligned}$$

de même la densité de flux issu de P et absorbé par P₁

$$\Phi_{2-1} = \sqrt{T_2} \epsilon_1 \epsilon_2 \frac{1}{1 - (1-\epsilon_1)(1-\epsilon_2)}$$

Au total, le flux échangé par unité de surface:

$$\Phi = \Phi_{1-2} - \Phi_{2-1} = \sqrt{(T_1 - T_2)} \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{1 - (1-\epsilon_1)(1-\epsilon_2)}$$

$$\Phi = \sqrt{(T_1 - T_2)} \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

Dans le cas général

$$\Phi = \sqrt{\epsilon_1 \epsilon_2} \frac{1}{(T_1 - T_2)} \iint_{s_1 s_2} \frac{\cos(\theta_1) \cos(\theta_2)}{\pi r^2} ds_1 ds_2$$

III/4_1 Rayonnement des gaz :

La plus part des gaz de l'atmosphère, tel que l'azote et l'oxygène, sont transparents au rayonnement et n'absorbent que des quantités négligeables.

Le gaz carbonique et la vapeur d'eau absorbent le rayonnement et par conséquent rayonne eux-même. Toute fois cette absorption s'effectue sur les bandes de longueur d'onde relativement étroites.

La loi de Beer établit que l'absorption d'une couche relativement mince de gaz absorbant d'épaisseur donnée, est proportionnelle au nombre de molécules ou à la pression.

Dans les cas de plusieurs gaz absorbants en présence, rayonnant à peu près dans les mêmes longueurs d'ondes, tels le CO_2 , l' H_2O et le SO_2 , il existe une certaine interférence et il convient d'effectuer une correction de la somme des effets séparés.

L'absorption d'une longueur d'ondes λ à travers une épaisseur dl est proportionnelle à l'intensité de la radiation I et à la pression partielle $P = \text{constante}$.

$$dI_\lambda = -k_\lambda I_\lambda P dl \quad 3.4.1$$

avec k : coefficient d'absorption pour une température considérée

$$\frac{dI_\lambda}{I_\lambda} = -k_\lambda P dl \quad 3.4.2$$

en integrant:

$$I_{\lambda} = I_{\lambda_0} e^{-k_{\lambda} p l} \quad 3.4.3$$

si la température et la pression partielle variant,
l'expression devient alors:

$$I_{\lambda} = I_{\lambda_0} e^{\int_{\lambda_0}^{\lambda} (-k_{\lambda} P) di} \quad 3.4.4$$

l'absorptivité moyenne d'une couche de gaz
d'une épaisseur l est:

$$k_{\lambda m} = \frac{I_{\lambda_0} - I_{\lambda}}{I_{\lambda_0} l} = 1 - e^{-k_{\lambda} P l} \quad 3.4.5$$

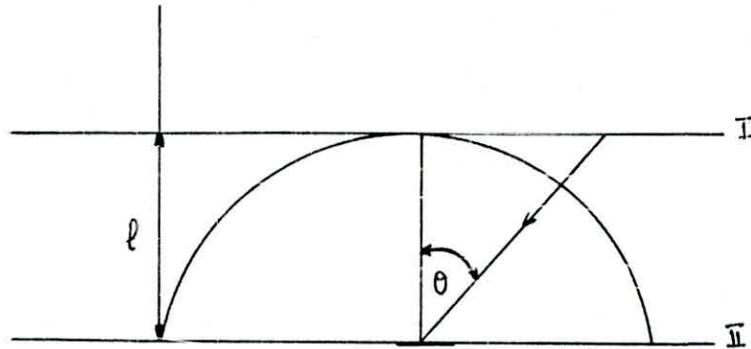
$k_{\lambda l}$:représente la valeur limité de l'absorptivité
par unité de longueur quand $l \rightarrow 0$

III/5 Facteur de forme:

le rayonnement produit entre deux plans au milieu
desquels se trouve un gaz absorbant fait apparaître
des considérations géométriques différentes .

Un gaz absorbant n'a pas de surface et rayonne dans
toutes les directions .La loi de lambert n'est plus
applicable

Considérons une certaine masse de gaz entre deux plans
I et II distant de l et rayonnement vers une surface ds
située sur le plan II.



L'intensité de rayonnement n'est pas proportionnelle à cette longueur si l'on intègre pour les valeurs de $\theta=0$ et $\theta=\pi/2$ dans toutes les directions du plan, on trouvera que, pour les valeurs courantes de Pl , le rayonnement de la couche de gaz sera équivalent à celui d'un hémisphère ayant un rayon de 1,81

cette valeur prend le nom de facteur de forme.#

L'estimation de ce facteur est très difficile pour les géométries des chambres de combustion.

III/6 Répartition de la chaleur dans un faisceau de chauffe:

Un faisceau de chauffe est constitué par des tubes d'un diamètre extérieur D et d'une longueur ou hauteur L et de surface d'échanges e .

Les tubes peuvent être disposés en séries ou en parallèle suivant les besoins

La transmission de chaleur dans un faisceau s'effectue par rayonnement et par convection suivant une répartition à définir dans chaque cas. Répartition uniforme ou suivant une courbe de montée en température.

Le rayonnement au tour des tubes est fonction de leur équivalence par rapport à une surface froide et plane assimilée à un corps noir.

La répartition du rayonnement le long des tubes dépend :

- Du rapport L/D
e
- De la disposition du faisceau par rapport à la flamme .
- De la forme de la flamme .
- Du gradient de la température des gaz provenant de la combustion entre les extrémités des tubes du faisceau.

La répartition de la chaleur transmise par convection en zone de radiation et en zone de convection dépend de la vitesse des gaz provenant de la combustion et du niveau thermique de ces gaz par apport aux fluides à réchauffer.

III/5_1 Equivalence entre une surface plane et des surfaces

tubulaires absorbants en zone de rayonnement :

L'absorption de la chaleur rayonnée est fonction de la géométrie et de l'arrangement du faisceau.

La première étape pour évaluer l'importance de la chaleur absorbée consistera donc à déterminer l'équivalence de la surface totale d'absorption des tubes par rapport à une surface plane.

La surface plane équivalente sera donc fonction des facteurs suivantes :

- Diametre des tubes
- Ecartement des tubes
- Disposition des tubes par rapport aux réfractaires

Le gaz provenant de la combustion absorbent le rayonnement en provenance de la flamme et des parois réfractaires du four.

Le gaz rayonne à son tour dans toutes les directions.

Nous supposons une surface chaude illimitée devant laquelle seraient disposés des tubes parallèlement à celle-ci un rayonnement d'intensité uniforme viendrait frapper les tubes de tous les côtés.

Le problème de transmission de la chaleur entre les gaz et les surfaces absorbantes se ramènera donc à un problème de géométrie du faisceau.

L'arrangement le plus simple d'un faisceau est représenté par fig (III/6-1)

Bien qu'on ait supposé que le champ de rayonnement soit uniforme dans toutes les directions, il est évident que toutes les parois de la surface des tubes ne se trouvent exposées de façon égale à ce rayonnement .

Dans la (fig(III/6-1)) La quantité de chaleur reçue par le point (m) du tube dépend de l'angle θ sous le quel, du point (m) on voit le plan émettant le rayonnement . au point (a) qui a un angle de vision 180° , l'intensité du flux reçu est maximale. Cette intensité décroît au fur et à mesure que l'on s'éloigne de (a) pour s'annuler en tout de l'arc (bcd), limité au points de contact (b) et (c) des tangentes communes aux tubes voisins

L'intégration, le long de la circonférence du tube , de l'intensité du rayonnement en chaque point permet de déterminer la fraction de l'énergie calorifique incidente absorbée par le tube .

Elle ne dépend , en définitive, que de l'entr-axe des tubes.

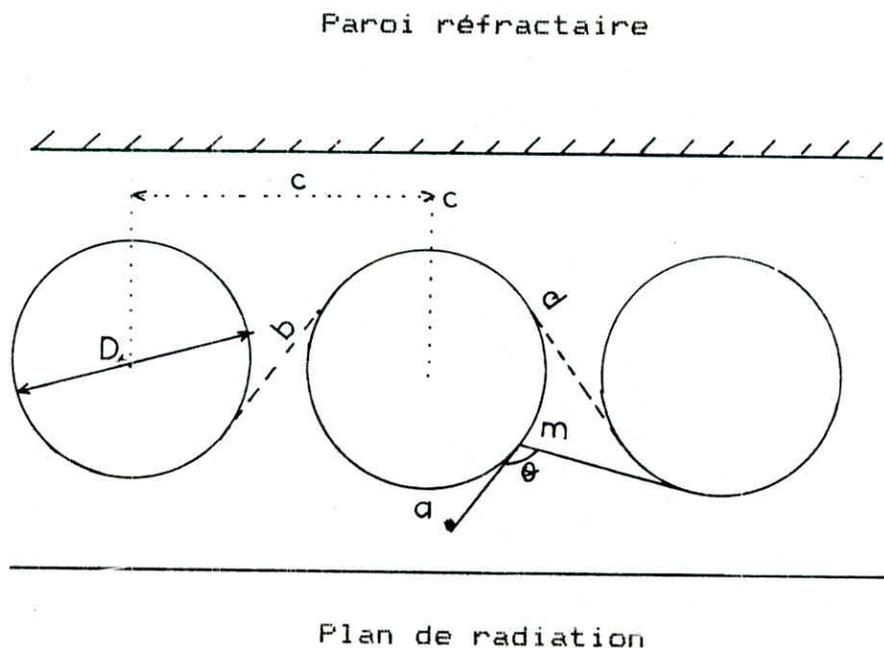


fig. (III/6-1)

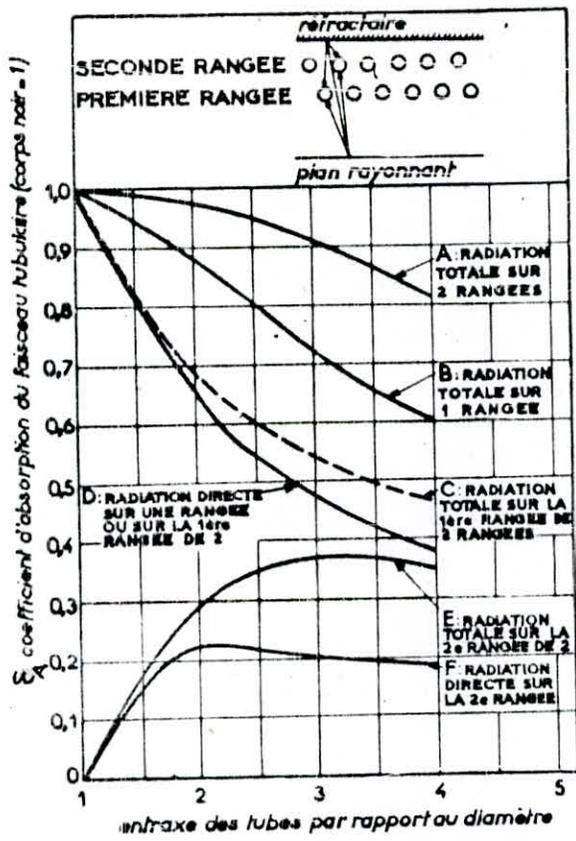


Fig (III-6-2)

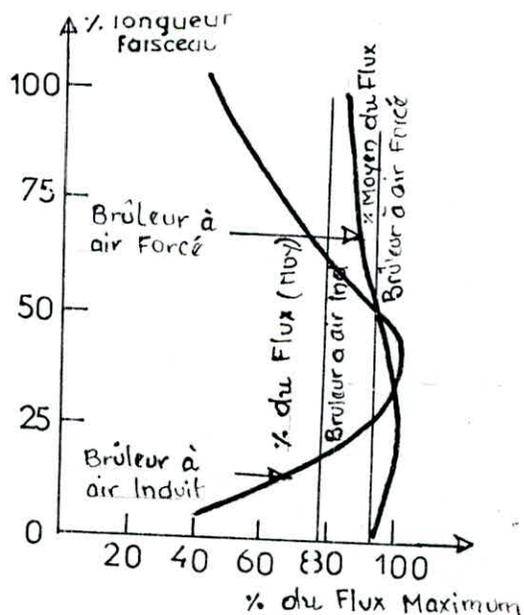
II/6-2 Répartition du rayonnement le long d'un tube en zone

de radiation :

L'étude de la répartition du rayonnement le long d'un tube en zone de radiation est plus difficile et échappe même aux calculs analytiques pour la plus part des fours classiques .

Il n'est plus possible de considérer que le flux frontal sera uniforme tout au long des tubes.

Pour le calcul de dimensionnement on adopte une température d'équilibre des gaz qui ne représente plus des transferts maximaux qui s'effectuent au niveau supérieur de la flamme .Ce qui constitue un point critique pour la détermination des limites maximales permises.



Carte de Flux avec brûleur à air Induit et Forcé sous la Sole (hauteur Faisceaux de 10 à 25m Maximum)

III/6-3 Importance et répartition du transfert de chaleur

par convection en zone de radiation:

Le transfert de chaleur en zone de radiation est loin d'être négligée et peut atteindre jusqu'à (40%) de la chaleur transmise.

La convection en zone de rayonnement dépend de :

- La vitesse des fumées
- La disposition du faisceau (tubes parallèles ou perpendiculaires au courant des gaz).
- L'écartement des tubes du mur réfractaire .
cet écartement favorise la recirculation des gaz sur la partie arrière des tubes, sa valeur optimale se situe entre 1,5-20
- La différence entre la température de la flamme et celle des gaz à la sortie de la zone de radiation, ainsi que la différence entre la température d'entrée et de sortie du fluide de la zone de rayonnement .

C H A P I T R E (IV)

T R A N S M I S S I O N D E C H A L E U R

IV/01 Généralités:

Le transfert de chaleur à l'extérieur des tubes représente un mécanisme très complexe échappant à la théorie pure.

On procédera par des considérations empiriques et calcul statistiques basés sur des dizaines d'essais effectués sur plusieurs fours de tous les types et les différents géométries en faisant varier de nombreux paramètres telsque la température de l'air de combustion, différents combustibles, excés d'air et allures.

C'est ainsi que certaines auteurs ont dégagé des mécanismes simplifiés qui permettent d'affirmer que la majeure partie de la chaleur provient de la radiation des gaz et de la reradiation des murs .

En effet :

-Le volume de la flamme est faible par rapport au volume total de la chambre de combustion ;

-La flamme est pratiquement non lumineuse aux températures considérées.

La luminosité dépend :du type de brûleur, de l'excés d'air, de la vapeur d'atomisation.

L'ensemble des correlations tirées à partir des travaux de LOBO et EVANS (ref2) ne sont valables que pour des fours ayant une géométrie bien déterminée ,en effet:

$$2 < \frac{L}{D_i} < 3$$

L : longueur du faisceau

D_i :diametre interieur

du faixeau.

$$\frac{L}{2} < \text{hauteur théorique} \\ \text{de la flamme} < \frac{L}{3}$$

Distance entre le diametre théoerique de la flamme et les tubes comprises entre 0,5m et 1,5m selon les types de brûleurs .

Les conditions d'échange de chaleur dans la zone de radiation dépend:

- Des dimen sions de la zone de rayonnement
- Des proportions du faisceau de chauffe L/D_i

L :Longueur du faisceau, D_i =diamètre du faisceau

- Du combustible
- De la température des tubes
- De la position du faisceau dans la chambre.

IV/02 Equation empirique:

Certains auteurs proposent la formule empirique suivante:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{R \sqrt{\frac{Q}{\epsilon A_{CP}}}}{6940}} \quad 4.2.1$$

- μ : Fraction de chaleur, absorbée dans la zone de radiation
- R : quantité de fumées rapportées à 1kg de gaz combustible
- $\frac{Q}{l}$: quantité de chaleur libérée par le combustible (kcal/h)
- $\frac{\epsilon A}{A_{CP}}$: surface effective des tubes équivalent à une surface plane (m²)

IV/03 Transfert de chaleur en zone de radiation :

- chaleur transmise par radiation :

$$q = \sqrt[4]{(T_1 - T_g - T_{mt})^4} \epsilon A F \quad 4.3.1$$

F : coefficient global d'échange

T_g : température absolue du gaz

T_{mt} : température absolue des tubes

-chaleur transmise par convection

$$q = h_c A_e (T_2 - T_g) \quad 4.3.2$$

h_c : coefficient de convection

A_e : surface extérieure des tubes

-chaleur perdue par les murs:

$$q = A_w U (T_g - T_a) \quad 4.3.3$$

U : coefficient global de transmission
de chaleur (convection+radiation+conductibilité)

A_w : surface des murs

T_a : température ambiante

Dans la pratique les pertes par les parois et par les imbrûlés sont exprimés par la fraction $(1-\beta)$ de la chaleur libérée .

-chaleur perdue par les fumées:

$$q_4 = G_f C_p (T_g - T_a) \quad 4.3.4$$

G_f :debit massique des fumées

C_p :chaleur spécifique moyenne des fumées

Soit Q_1 :chaleur libérée

On aura:

$$Q_1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad 4.3.5$$

Avoir $q_1 + q_2 = Q_r$ chaleur absorbée en radiation

$q_3 + q_4 = q_p$ chaleur sortant la radiation

On pourra ecrire également:

$$Q_r = Q_1 - q_p \quad 4.3.6$$

D'ou finalement:

$$q_1 + q_2 - Q_r = -q_p \quad 4.3.7$$

En remplaçant par les valeurs données ci-dessus :

Il vient l'équation fondamentale suivante:

$$\sqrt[4]{(T_g - T_a)} \epsilon A_{cp} F + h A_{ce} (T_g - T_a) = Q - G C_l (T_g - T_a) \quad 4.3.8$$

Admettant que $A_e = 2 \epsilon A_{cp}$ et que $F = 0,57$

Le premier terme de l'égalité viendra:

$$Q = [\sqrt[4]{(T_g - T_a)} + 3,5 h_c (T_g - T_a)] \epsilon A_{cp} F \quad 4.3.9$$

D'après LOBO et EVANS $h_c = 2 \Delta^3 \text{ Btu/h ft}^2 \cdot \text{F}$ (ref2)

en prenant cette valeur, on retrouve l'équation connue en unités Anglo-Américaines :

$$\frac{Q}{\epsilon A_{cp} F} = \sqrt[4]{(T_g - T_a)} + 7 (T_g - T_a) \quad 4.3.10$$

DV:03-1 Calcul de A_{cp} :

ϵA_{cp} est la surface plane occupée par les tubes du faisceau qu'ils soient disposés le long des murs ou non

$$\epsilon A_{cp} = \epsilon A \quad \text{centre à centre } L \cdot N \quad 4.3.11$$

L : longueur des tubes m

N : nombre des tubes

ϵ_A : coefficient d'absorption du faisceau tubulaire

IV/03-2 Calcul de F coefficient global d'échange:

Si la totalité des parois refractaires etait couverte de tubes toute la transmission de la chaleur entre les gaz de combustion et les tubes se ferait par radiation directe. comme nous avons admis que la surface émittrice des gaz et la surface réceptrice équivalente aux tubes étaient parallèles ,on aurait :

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_t} + \frac{1}{\epsilon_f} - 1} \quad 4.3.2.1$$

F : coefficient global d'échange

ϵ_t : émissivité des tubes absorbants

ϵ_f : émissivité brute des gaz.

En réalité une partie des parois refractaires n'est pas recouverte de tubes.

Il nous faut donc introduire un nouveau facteur d'émission ϵ_F qui tient compte du rerayonnement des paries nues du réfractaire; il viendra donc:

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_t} + \frac{1}{\epsilon_F} - 1} \quad 4.3.2.2$$

ϵ_F :émissivité nette des gaz .

L'émissivité nette des gaz ϵ_F est fonction de l'émissivité brute ϵ_f et d'un coefficient appelé "facteur de forme des parois"

a)Emissivité brute des gaz de combustion .

L'échange de chaleur par unité de surface entre un gaz rayonnant à la température T_g et une enceinte constituée par les tubes à une température T_{mt} est :

$$q_G = \epsilon_g (T_g^4 - k_{g, mt} T_{mt}^4) \quad 4.3.2.3$$

ϵ_g :facteur d'émission du gaz à la température t_g

$k_{g, mt}$:facteur d'absorption du gaz à la température T_{mt}

On peut alors écrire :

$$q_G = \epsilon_f (T_g^4 - T_{mt}^4) \quad 4.3.2.4$$

avec

$$\epsilon_f = \frac{\epsilon_g - k_{g, mt} (T_{mt}/T_g)^4}{1 - (T_{mt}/T_g)^4} \quad 4.3.2.5$$

b) émissivité des réfractaires nus

La quantité de chaleur transmise par les gaz
aux réfractaires est :

$$Q_R = \sqrt{\epsilon_A} K_{RA} (T_R^4 - T_{mt}^4) \quad 4.3.2.6$$

A_R : Surface des réfractaires nus (m²)

K_R : La fraction de rayonnement reçue par
les murs nus.

T_R : température des réfractaires (K)

Soit ϵ_{Acp} la surface plane absorbante, K_{RA} la fraction
du rayonnement émise par les réfractaires à la surface
absorbante.

La quantité de chaleur transmise sera donc :

$$Q_R = \sqrt{\epsilon_{Acp}} K_{RA} (T_R^4 - T_{mt}^4) \quad 4.3.2.7$$

Par hypothèse :

$$Q_R = Q_{RA} \quad 4.3.2.8$$

D'où

D'où

$$T = \frac{\frac{4}{R} \frac{A K T - \epsilon A K T}{R g A c_p R A m t}}{\frac{R}{A K + \epsilon A} \frac{K}{R A c_p R A}} \quad 4.3.2.9$$

Reportons cette valeur dans l'équation ci-dessus:

$$Q = \epsilon A \frac{\frac{K \cdot K}{R RA} (T - T_g)}{\frac{\epsilon A}{A c_p} \left(K + \frac{K}{R A_R} \right)} \quad 4.3.2.10$$

L'expression $\frac{\frac{K \cdot K}{R RA}}{\frac{\epsilon A}{A c_p} \left(K + \frac{K}{R A_R} \right)}$ représente la fraction du rayonnement

du corps noir transmise des gaz chauds vers la surface froide par l'intermédiaire des réfractaires;

Si l'on pose:

$$\frac{K}{RA} = \frac{(1 - \epsilon_f) \varphi}{f} \quad 4.3.2.11$$

$$\frac{\frac{\epsilon (1 - \epsilon_f) \varphi}{f}}{\epsilon + \frac{\epsilon A}{A c_p} \frac{(1 - \epsilon_f) \varphi}{f}} = \frac{\frac{A \cdot \epsilon}{R f}}{\epsilon + \frac{\epsilon f}{1 - \epsilon_f} \cdot \frac{1}{\varphi R}} \quad 4.3.2.12$$

En posant

$$\frac{\frac{A}{R} \cdot \frac{1}{\epsilon A}}{\frac{1}{A_{cp}}} = \frac{1}{\varphi R}$$

4.3.2.13

Le facteur d'émissivité nette des gaz sera:

4.3.2.14

$$\epsilon = \epsilon \left[1 + \frac{\frac{A}{R} \cdot \frac{\epsilon A}{A_{cp}}}{1 + \frac{\epsilon_f}{1 - \epsilon_f} \cdot \frac{1}{\varphi R}} \right]$$

Finalement on obtient:

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_t} + \frac{1}{\epsilon_f} - 1}$$

4.3.2.15

Lorsque φ peut être mis sous la forme $\frac{\epsilon A + A}{\epsilon A_{cp} R}$,

le facteur F peut être présenté sous forme plus simple :

$$F = \frac{1}{\frac{\epsilon_t}{\epsilon_f} + \frac{A_{cp}}{A_f} \left(\frac{1}{\epsilon_f} - 1 \right)} \quad 4.3.2.16$$

LABO et EVANS (ref2)proposent un graphique (fig V 5) donnant une valeur suffisamment approchée pour les calculs courants de F en fonction de $\frac{\epsilon_t}{\epsilon_f}$ et du rapport $\frac{A_{cp}}{A_f}$ pour $\frac{\epsilon_t}{\epsilon_f} = 0,9$ (valeur moyenne)

IV/04 Transfert de chaleur en zone de convection :

Les mécanismes du transfert de chaleur en zone de convection sont nettement moins complexes que ceux de la zone de radiation.

Si le transfert de la chaleur par convection est prédominant dans cette zone, le rayonnement n'y est pas exclu. La radiation des gaz et la réradiation des murs jouent un rôle qui n'est pas négligeable .

La zone de convection est constituée d'un faisceau de tubes placés sur le trajet des fumées sortant de la zone de radiation.

Ces tubes sont disposés généralement horizontalement en paquets, suivant des pas triangulaires ou carrés.

Les tubes du faisceau peuvent être nus comme en radiation ou pourvus d'ailettes afin d'augmenter la surface d'échange et ainsi accroître l'efficacité du faisceau.

Les tubes des premières rangées sont généralement prévus avec des tubes nus afin d'éviter qu'ils ne soient surchauffés, du fait que ces tubes soumis à la fois aux effets de la radiation et aux effets de la convection.

Le transfert de chaleur en convection dépend finalement de :

- La disposition et la constitution du faisceau dans la zone de convection
- La vitesse et la température des gaz à l'entrée et à la sortie de la zone.
- La nature et la température du fluide à réchauffer à l'entrée et à la sortie de la zone.

Le transfert total de chaleur en convection est donné par la relation suivante :

$$Q = U_c A_c (DTLM)_e$$

4.3.2.17

Q_c :Chaleur total transférée (kcal/h)

U_c :Coéfficient global de transmission de chaleur
en convection $\text{kcal/hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

A_e :Surfaces des tubes en convection (m^2)

DTLM: Moyenne logarithmique entre les températures
d'entrée et de sortie des fumées
et des produits à réchauffer ($^\circ\text{C}$)

IV/04-1 Calcul de U_c :

Le coefficient global de transmission de chaleur
en convection U_c est donné par l'équation suivante:

$$U_c = \frac{h_c \quad h_{cl}}{h_c + h_{cl}} \quad 4.4.1.1$$

h_c :Coéfficient du film apparent du gaz (fumée)
 $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

h_{cl} :Coéfficient du film interne (coté fluide)
 $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

$$h_c = (1+E) \left(\frac{h_{cc} + h_{cr}}{2} \right) \quad 4.4.1.2$$

Avec :

$$E = \frac{h_{cw}}{h_{cc} + h_{cr} + h_{cw}} \left(\frac{A_{cw}}{A_e} \right) \quad 4.4.1.3$$

E :Facteur de correction

h_{cc} :Coéfficient de film des gaz

h_{cr} :Coéfficient moyen de radiation des gaz

h_{cw} :Coéfficient de radiation des murs

A_{cw} :Surface des murs de convection

A_e :Surface extérieure des tubes

a) Calcul de h_{cc} :

MONRAD (ref2) a étudié particulièrement le problème de calcul des zones de convection et à établi pour les faisceaux de tubes lisses la formule suivante:

$$h_{cc} = \frac{0,018 C_p^{2/3} G_{fc}^{0,3} T_{mf}}{D_e^{1/3}}, \text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C} \quad 4.4.1.4$$

T_{mf} :Température moyenne des fumées, °k

G_{fc} :Debit massique spécifique des fumées $\text{kg/m}^2 \text{h}$

D_e :Diamètre extérieur des tubes (m)

b) Calcul h_{cr} :

$$h_{cr} = 0,022 t_{mf}^{-2} \quad 4.4.1.5$$

$$h_{cr} : \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

t_{mf} : Température moyenne des fumées ($^\circ\text{C}$)

c) Calcul h_{cw} :

Le coefficient de radiation des murs en zone de convection est exprimé par Monrad. Sous la forme suivante:

$$h_{cw} = 268 \left(\frac{T}{1000} \right)^3 \quad 4.4.1.6$$

C H A P I T R E (V)

D I M E N S I O N N E M E N T

D O N N E E S D E D E P A R T

- 1) Débit.....4190t/j
- 2) Densité.....900kg/m³
- 3) Temperature(°c).....entree 190°c sortie 340°c
- 4) %Masse vaporisé.....Entrée 0 sortie 26
- 5) Pression.....Entree ? sortie atm
- 6) Taux de transfert admissible en radiation...32000kcal/m² h
- 7) Rendement.....78%
- 8) Excès d'air.....20%
- 9) Air de combustion.....Temperature 25 °C
humidite relative 85%
- 10) Combustible gaz de raffinerie de composition(%vol)

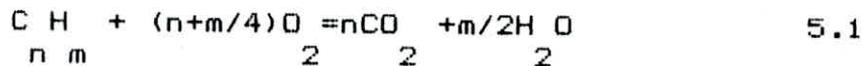
H	-10;	CH	-40;	C H	-5;	C H	-35;	C H	-2;	CO	-8
	2		4		2 4		2 6		3 8		2
- 11) Facteur caractéristique de brut flashé K =11
uop

V/10 Calcul de combustion:

Le tableau (5.1) donne la composition des fumées
(base : 100K moles de gaz combustible)

Il faut noter que les valeurs obtenues et exprimées en
K mole par 100 K moles de gaz combustible seront les mêmes
que dans les cas où on utilise des unités de volumes
(base : 100 Nm³ de gaz combustible). Dans ce dernier cas
la quantité d'air et celle des composants des fumées
s'expriment en Nm³ par 100 Nm³ de gaz combustible.

Le calcul est basé sur l'équation stoechiométrique de la
combustion des hydrocarbures ayant la formule chimique
généralisée C_n H_m.



On détermine d'après cette équation la quantité
théorique d'oxygène nécessaire à la combustion et
la quantité des fumées obtenues (CO₂ et H₂O).

Tableau (5.1)

Composants du combustible	%Molaire ou Volumique	O pour la 2 combustion K mole	Composition des fumées				Composants du combustible
			CO 2	H ₂ 2	O 2	N 2	
H ₂	10	5	-	10	-	-	H ₂
CH ₄	40	80	40	80	-	-	CH ₄
C ₂ H ₄	5	15	10	10	-	-	C ₂ H ₄
C ₂ H ₆	35	122,5	70	105	-	-	C ₂ H ₆
C ₃ H ₈	2	10	6	8	-	-	C ₃ H ₈
CO ₂	8	-	8	-	-	-	CO ₂

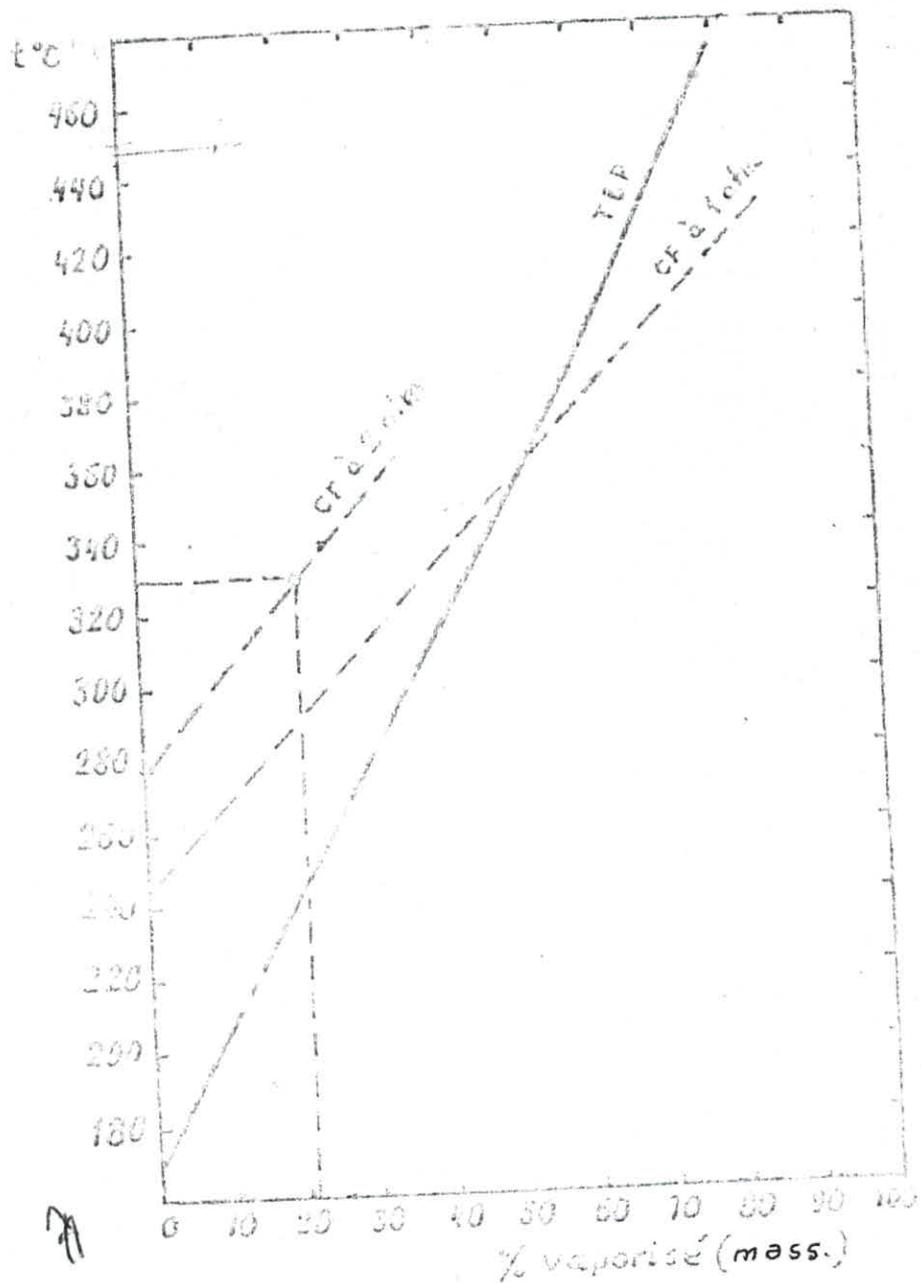


Fig (V-1-)

La teneur en vapeur dans l'air de combustion à 25°C est donnée par l'équation d'AVOGADRO-DALTON

$$\varphi_h = \frac{\frac{P_{H_2O}}{2}}{P - P_{H_2O}} = \frac{\frac{n_{H_2O}}{2}}{n_{air}}$$

φ_h : humidité relative

P_{H_2O} : tension de vapeur de l'eau à 25°C

P : pression atmosphérique

n : nombre de moles

La tension de vapeur de l'eau à 25°C est égale à 23,7

mmHg compte tenu de l'humidité relative 85% on a :

$$n_{H_2O} = 0,85 \frac{23,7}{760 - 23,7} \cdot 1328 = 36,3 \text{ kmoles}$$

(voir tableau 5.1)

Masse moléculaire des fumées :

$$M = \sum_i M_i \gamma_i = 0,0906 \cdot 44 + 0,1686 \cdot 18 + 0,0314 \cdot 32 + 0,7094 \cdot 28 = 27,88g$$

Masse volumique des fumées aux conditions normales :

$$\rho_f = \frac{M}{22,4} = \frac{27,88}{22,4} = 1,245 \text{ Kg/Nm}^3$$

Volume des fumées formées par la combustion de 1Nm³ de

gaz combustible :

$$\frac{1478,8}{100} = 14,8 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \text{ (voir tableau 5.1)}$$

Masse moléculaire du gaz combustible:

$$M_c = \sum_i X_i \cdot M_i = 0,1 \cdot 2 + 0,4 \cdot 16 + 0,05 \cdot 28 + 0,35 \cdot 30 + 0,02 \cdot 44 + 0,08 \cdot 44 = 22,9 \text{ g}$$

Masse volumique du gaz combustible aux conditions normales

$$\rho_c = \frac{M_c}{V_c} = \frac{22,9}{22,4} = 1,022 \text{ Kg/Nm}^3$$

Le débit de l'air sec pour la combustion de 1Kg de gaz combustible:

$$L_a = 13,28 \cdot \frac{1,293}{1,022} = 16,8 / \text{kg de gaz combustible}$$

La quantité de fumées rapportées à 1Kg de gaz combustible en négligeant l'humidité de l'air est égale approximativement à:

$$R = 16,8 + 1 = 17,8 \text{ Kg/Kg de gaz combustible}$$

Si l'on ne néglige pas l'humidité de l'air, on peut calculer la quantité précise de fumées formées par la combustion de 1Kg de gaz combustible comme suit :

$$R = \frac{1478,8}{100} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_c} = \frac{1478,8}{100} \cdot \frac{1,245}{1,022} = 18 \text{ Kg/Kg de gaz combustible.}$$

La quantité d'air est de :

$$L_a (\text{réel}) = 18 - 1 = 17 \text{ Kg d'air/Kg de gaz}$$

combustible celle-ci peut être également calculée de la manière suivante:

Masse moleculaire de l'air humide:

$$\frac{13,28.29+0,363.18}{13,28+0,363} = 28,65$$

Masse volumique de l'air humide aux conditions nomales

$$\rho_{a.h} = \frac{28,65}{22,4} = 1,275 \text{ Kg/m}^3$$

Masse volumique de la vapeur d'eau

$$\rho_{vap} = \frac{18}{22,4} = 0,805 \text{ Kg/m}^3$$

La quatité de l'air humide sera donc:

$$L_{\text{réel}} = (13,28+0,363) \frac{1,275}{1,022} = 17 \text{ Kg d'air/Kg}$$

de gaz

cependant, on admet pour la suite des calculs $L_{\text{réel}}$ = 16,8 Kg/Kg de combustible .

la chaleur de combustion est déterminée en Kcal ou en Kjoule par Nm³ combustible. Le tableau (1) dans l'annexe donne les valeurs de pouvoir calorifique inferieur des gaz individuels.

Pour le combustible liquide la formule de MENDELEIV:

$$= 339c + 1256H - 109(o-s) - 6(9H+W) \frac{\text{Kj}}{\text{kg}}$$

$$= 81c + 246H - 26(o-s) - 6(9H+W) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

c, H, o et s teneur des elements dans le combustible %poids

W teneur en humidité %poids

Le pouvoir calorifique inferieur du gaz combustible est
donné par l'équation

$$\begin{aligned}
 \text{PCI} &= 25,8 \frac{\text{H}}{2} + 85,5 \frac{\text{CH}}{4} + 152 \frac{\text{C}_2\text{H}_6}{2 \cdot 6} + 142 \frac{\text{C}_2\text{H}_4}{2 \cdot 4} \quad \text{Kcal} \\
 &+ 218 \frac{\text{C}_3\text{H}_8}{3 \cdot 8} + 205,6 \frac{\text{C}_3\text{H}_6}{3 \cdot 6} + 283 \frac{\text{C}_4\text{H}_{10}}{4} + 271 \frac{\text{C}_4\text{H}_8}{4 \cdot 8} \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3} \\
 &= 25,8 \cdot 10 + 85,5 \cdot 40 + 142 \cdot 5 + 152 \cdot 35 + 218 \cdot 2 = 10183 \text{ Kcal/Nm}^3
 \end{aligned}$$

Le pouvoir calorifique pour 1Kg de gaz combustible est

$$\text{PCI} = \frac{10183}{1,022} = 9978 \text{ Kcal/Kg}$$

ou 1,022 est la masse volumique du gaz combustible aux
conditions normales

L'enthalpie des fumées par la combustion de 1Kg de
combustible est donnée par la formule suivante:

$$I = \sum_j g_j \sum_i c_{p,i} t_i \quad \text{Kcal/Kg} \quad 5.6$$

est représentée sur la figure (V-2)

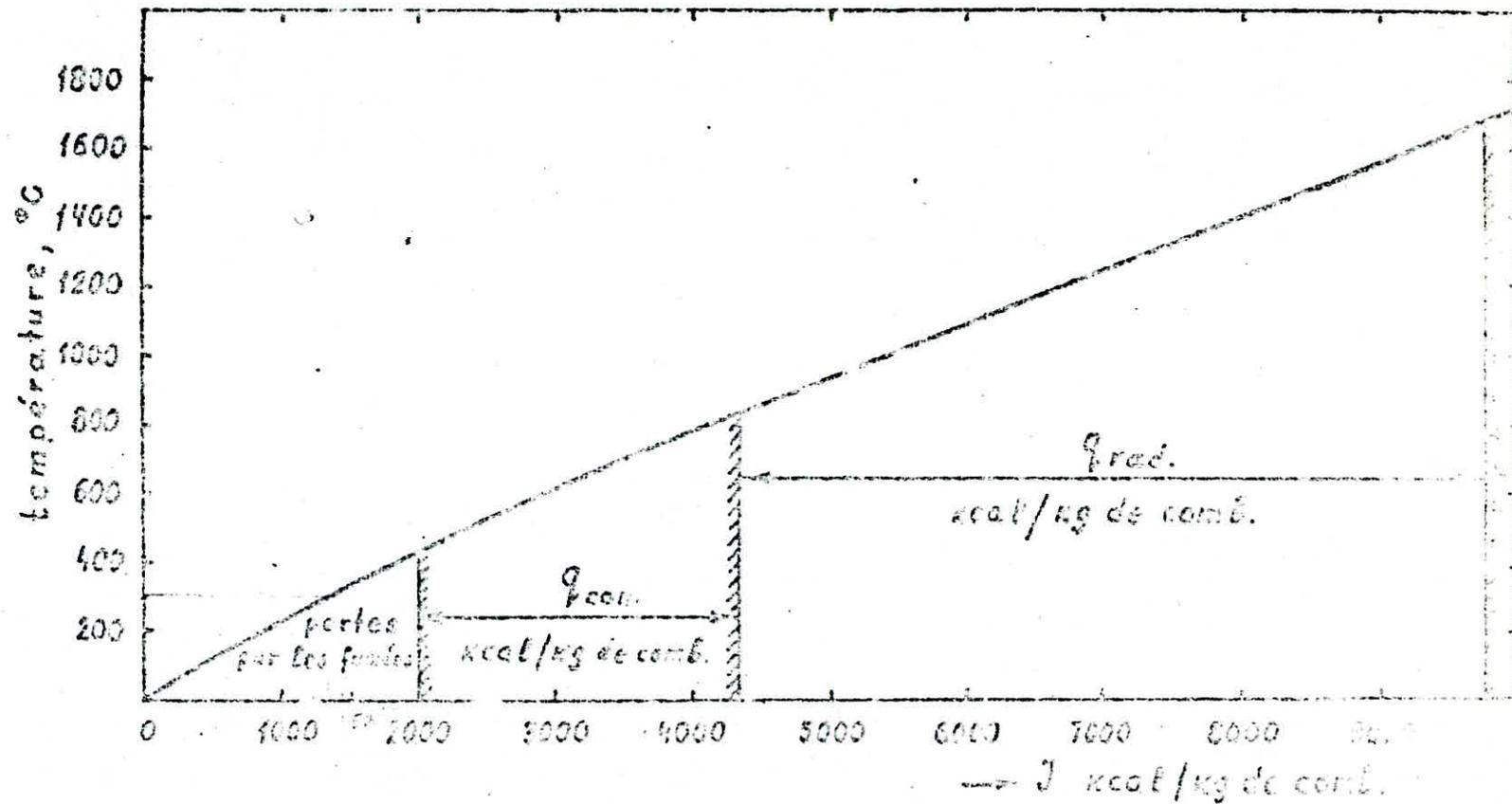


Figure 11

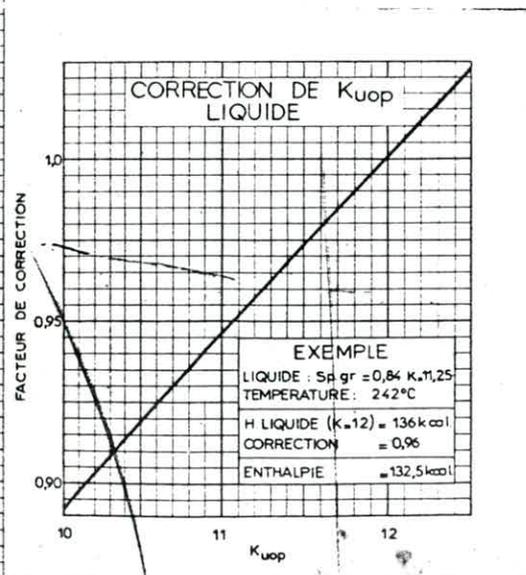
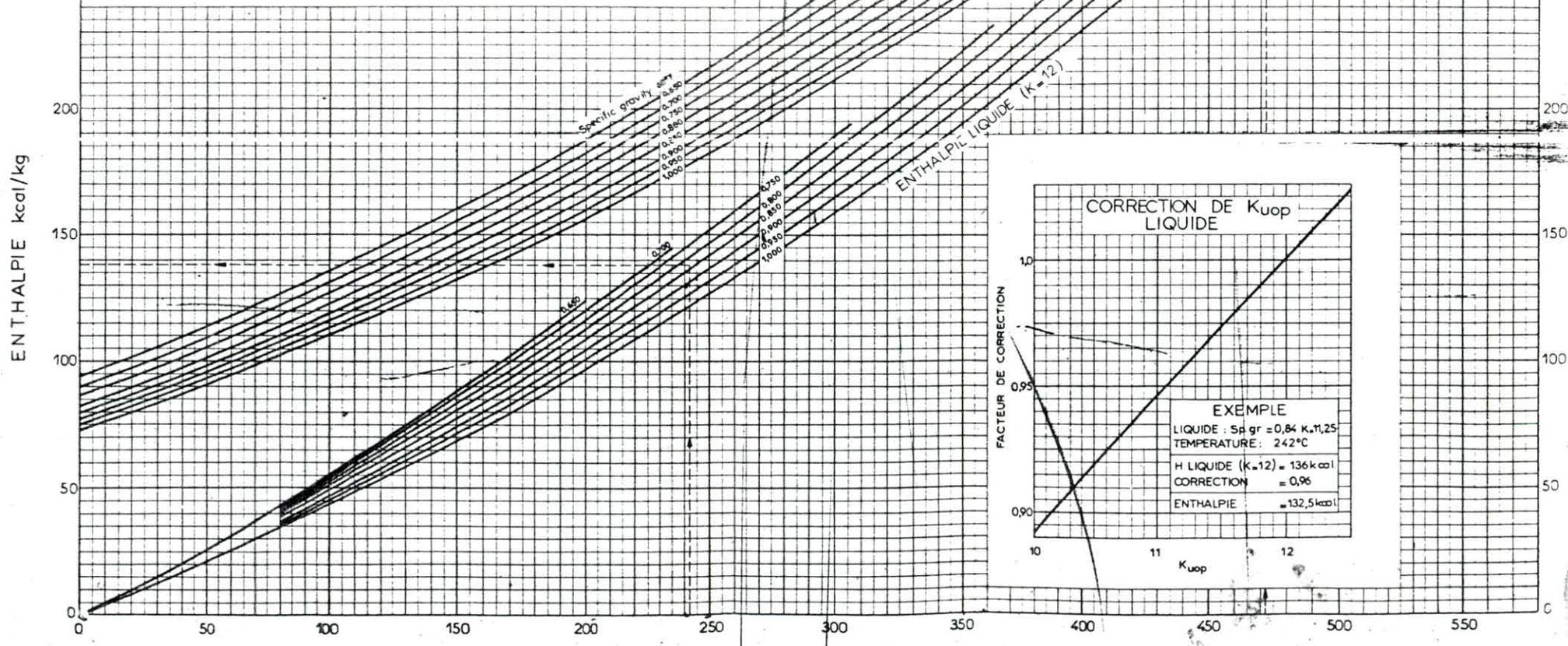
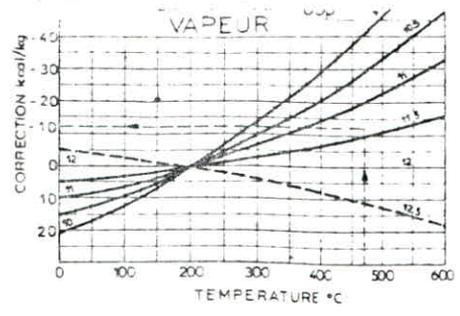
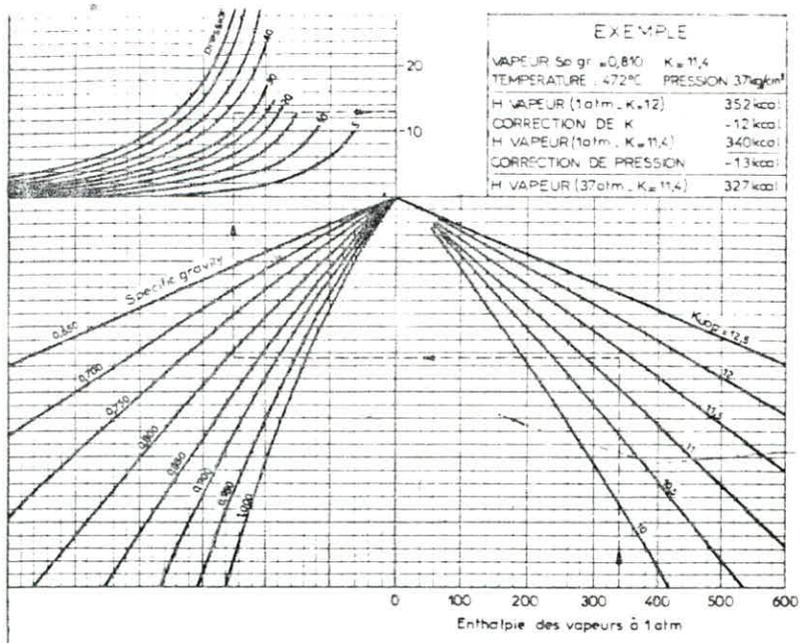


Fig. V-3

V 2 Bilanthermique du four tubulaire:

La quantité de chaleur absorbée par la charge est déterminée d'après la formule suivante

$$Q = G[(h_{340} - h_{190}) + e_v (h_{340} - h_{340})], \text{kcal/h}$$

...5.2.1

G débit de la charge (brut flashé), kg/h

$$G = 4190 \text{ t/j} = 174583 \text{ kg/h}$$

Les enthalpies des phases liquide et vapeur aux températures considérées sont déterminées graphiquement (fig V 3)

$$h_{190} = 98.0,947 = 92,8 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{340} = 200.0,947 = 189,4 \text{ kcal/kg}$$

ou 0,947 facteur de correction pour $k=11$

$$h_{340} = 244 - 9,0 = 235 \text{ kcal/kg}$$

$e_v = 0,26$ -taux de vaporisation de la charge à la

sortie du four

$$Q_a = 174583 [(189,4 - 92,8) + 0,26 (235 - 189,4)]$$

$$= 18937.500 \text{ Kcal/h}$$

La quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion sera:

$$Q = \frac{Q_a}{1 \eta} = \frac{18937500}{0,78} = 24278850 \text{ Kcal/h}$$

ou η = rendement

Le débit de combustible est

$$B = \frac{Q}{PCI} = \frac{24278850}{9978} = 2433 \text{ kg/h}$$

$$\text{Debit de fumées: } BR = 2433 \cdot 17,8 = 43307 \text{ kg/h}$$

Le nombre de brûleurs dans le four est déterminé à partir

du débit de combustible brûlé dans un brûleur.

En général ce débit est de 150-180kg/h

En admettant une valeur de 175kg/h, le nombre de brûleurs sera alors $2433/175 = 14$ brûleurs

Placés par sept (07) sur les deux murs opposés

V3 Calcul de la zone de radiation

Le calcul du transfert de chaleur dans la zone de radiation se fait en général par approximations successives.

D'abord on fixe la fraction de chaleur utile absorbée par les tubes de radiation puis on la vérifie par calcul.

D'après les données pratiques cette grandeur constitue 65 à 75% de Q_a

Nous admettons que 70% de la chaleur utile est absorbée par radiation

$$Q_r = 0,7 \cdot 18937500 = 13256250 \text{ kcal/h}$$

Dans ce cas le coefficient de transfert direct est égal à:

$$\mu = \frac{13256250}{24278850} = 0,546$$

Par la suite il est nécessaire de connaître la température moyenne du pétrole brut dans la zone de radiation

La température de passage du pétrole de zone de convection à la zone de radiation pour la valeur admise de Q_r est déterminée d'après la variation de l'enthalpie du pétrole .

La variation de l'enthalpie de 1 Kg de pétrole dans la zone de radiation est égale à :

$$\frac{Q_r}{G} = \frac{13256250}{174583} = 70,2 \text{ Kcal/Kg}$$

L'enthalpie de 1 Kg de pétrole à la sortie du four

$$\begin{aligned} H_s &= h_{340} + e (H_v - h_{340}) \\ &= e \cdot H_v + (1-e) h_{340} \\ &= 0,26 \cdot 235 + 0,74 \cdot 189,4 = 201,3 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

L'enthalpie de 1 Kg de pétrole à la sortie de la zone de convection .

$$h_{S \text{ con}} = h_{e \text{ rad}} = H_s - \frac{Q_r}{G} = 201,3 - 70,2 = 131,1 \text{ Kcal/Kg}$$

La température correspondant à cet enthalpie est de 245 °C .

La température moyenne du pétrole dans la zone de radiation est alors :

$$t_{mq} = 0,5 (245 + 340) = 292,5 \text{ °C}$$

En général la température moyenne des parois des tubes de la zone de radiation est de 40-45 c plus grande que celle du fluide circulant dans les tubes.

$$(t = t_{mp} + 43)$$

$$292 + 43 = 335 \text{ c}$$

Pour le taux de transfert admis, la surface d'échange des tubes de radiation constituée doit être

$$F = \frac{Q}{q_r} = \frac{13256250}{32000} = 414,3 \text{ m}^2$$

Où: $q_r = 32000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$. taux de transfert pour les tubes de radiation.

Il faut choisir le diamètre des tubes et leur disposition .

On choisit des tubes ayant les caractéristiques suivantes:

1_diametre extérieur	$D_{ex} = 0,128 \text{ m}$
2_diametre interieur	$D_{in} = 0,116 \text{ m}$
3_entreaxe (pas de tube)	$C = 0,215 \text{ m}$

On determine la vitesse de la charge à l'entrée du four en estimant que la charge est répartie en 4 passes parallele.

La masse volumique de la charge à l'entrée du four est donnée par la formule de MENDELIEV:

$$\rho_{190} = \rho_{20} - a(t_{190} - 20) = 0,900 - 0,00072(190 - 20) = 0,7776 \text{ Kg/m}^3$$

Débit volumique de la charge à l'entrée du four :

$$V_p = \frac{174583}{3500 \cdot 0,7776} = 0,0624 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vitesse de la charge par passe

$$W_e = \frac{V_p}{4 \cdot 0,785 \cdot D_{in}^2} = \frac{0,0624}{4 \cdot 0,785 \cdot 0,116^2} = 1,48 \text{ m/s}$$

Si les tubes sont répartis en 2 passes en parallèle la vitesse sera deux fois plus grande ; c'est à dire égale à 2,96 m/s, ce qui est admissible en tenant compte que le taux de vaporisation à la sortie du four est petit .

Pendant le calcul des résistances hydrodynamiques et la détermination de la pression à l'entrée du four on prendra une résolution définitive sur le nombre de passes .

En utilisant la surface approximative des tubes de la zone calculée auparavant on peut augmenter les dimensions de four à considérer.

On choisit des tubes d'une longueur totale de 12 m ayant 11,5 m de longueur utile .

11,5m de longueur utile .

Alors , la surface extérieure de 1m de tube sera de :

$$3,14 \cdot 0,128 = 0,402 \text{ m}^2 / \text{m}$$

Surface utile d'un tube :

$$0,402 \cdot 11,5 = 4,623 \text{ m}^2$$

Longueur utile totale des tubes de la zone de radiation

$$\frac{414,3}{0,402} = 1030,6 \text{ m}$$

Dans ce cas le nombre de tubes en radiation sera

$$N = \frac{414,3}{4,623} = 90 \text{ tubes ou } \frac{1030,6}{11,5} = 90 \text{ tubes}$$

Admettons 92 tubes ayant une divisibilité par 4 (nombre

de passes égal à 4) $N = 92$ tubes

Pendant le choix des dimensions de la chambre de combustion on se guide en général sur la considération que dans les fours longs le nombre de coudes diminue ce qui réduit le coût total du four .

D'autre part une chambre de combustion courte et large assure un transfert de chaleur plus régulier et aussi le danger dû aux coups de feu arrivant sur les tubes diminue .

On fixe 6 tubes dans la rangée de protection

(entre-axe $c=0,125\text{m}$)

Admettons le four tubulaire avec les dimensions intérieures suivantes:

largeur : 6,2 m

longueur : 11,5 m.

La zone de convection aura des tubes de même longueur que ceux de la zone de radiation . La largeur de la zone de convection dans la partie inférieure dans la quelle sont placés selon une disposition en quinconce (au pas triangulaire) 6 tubes ; constitue

$$(1+6) . 0,125 = 1,505 \text{ m}$$

La longueur d'un mur incliné ayant un angle d'inclinaison de 30° est égale à

$$\frac{6,2-1,505}{2 \cdot 0,865} = 2,72 \text{ m}$$

où : $0,865 = \cos 30^\circ$

Nombre de tubes sur les murs inclinés

$$2 \cdot \frac{2,72}{0,215} = 25$$

Admettons 26 , c'est à dire 26 tubes sur chacun des murs inclinés . Le nombre de tubes sur les murs verticaux est :

$$92 - (6+26) = 60$$

c'est à dire 30 tubes sur chacun des murs verticaux .

La hauteur du mur verticale est de :

$$30 \cdot 0,215 = 6,45 \text{ m}$$

Hauteur du four jusqu'à la zone de convection :

$$6,45 + 0,5 \cdot 2,72 = 7,81 \text{ m où } 0,5 = \sin 30^\circ$$

Volume de la chambre de combustion :

$$[6,45 \cdot 6,2 + (6,2+1,5) \cdot 0,5 \cdot 1,36] 11,5 = 523 \text{ m}^3$$

Taux de transfert de la chambre de combustion :

$$\frac{24278 \cdot 850}{523} = 46500 \text{ Kcal /m}^3 \cdot \text{h}$$

D'après les données pratiques c'est une valeur admissible.

Surface totale des tubes de la zone de radiation :
 $92.4,623 = 425,3 \text{ m}^2$

Taux de transfert en radiation :

$$q_r = \frac{13256250}{425,3} = 31180 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{H}$$

Considérons maintenant le calcul de la surface équivalente des tubes (fig. III 6.2)

La surface du plan d'absorption A_{cp}

1- Tubes de protection $A_I = 6 \cdot 0,215 \cdot 11,5 = 14,84 \text{ m}^2$

2- Tubes latéraux $A_{II} = (92-6) \cdot 0,215 \cdot 11,5 = 212,6 \text{ m}^2$

Pendant le calcul de la surface équivalente des tubes de protection on se base sur l'absence de la paroi réfractaire au-dessus de ces tubes de plus la fraction du rayonnement non absorbée immédiatement par les tubes de protection ne peut pas rerayonner et passe dans la zone de convection où elle est absorbée complètement par les tubes de cette zone. Ainsi, pour le phénomène de radiation dans la chambre de combustion, cette circonstance permet d'admettre que pour les tubes de protection $\epsilon_{A I} = 1$ coefficient d'absorption du faisceau de tubes. Par la suite, le facteur d'absorption $\epsilon_{A II} = 0,93$ correspond à (C/D) admet est appliqué seulement pour les tubes placés sur les parois latérales.

Surface équivalente des tubes .

$$\epsilon_{A cp} = 1.14,84 + 0,93.212,6 = 212,56 \text{ m}^2$$

Longueur totale des murs devant lesquels sont montés les tubes :

$$= 86.0,215 = 18,49 \text{ m}$$

La valeur construction de cette grandeur est un peu plus petite, c'est à dire :

$$2(6,45 + 2,72) = 18,34 \text{ m ce qui est admissible}$$

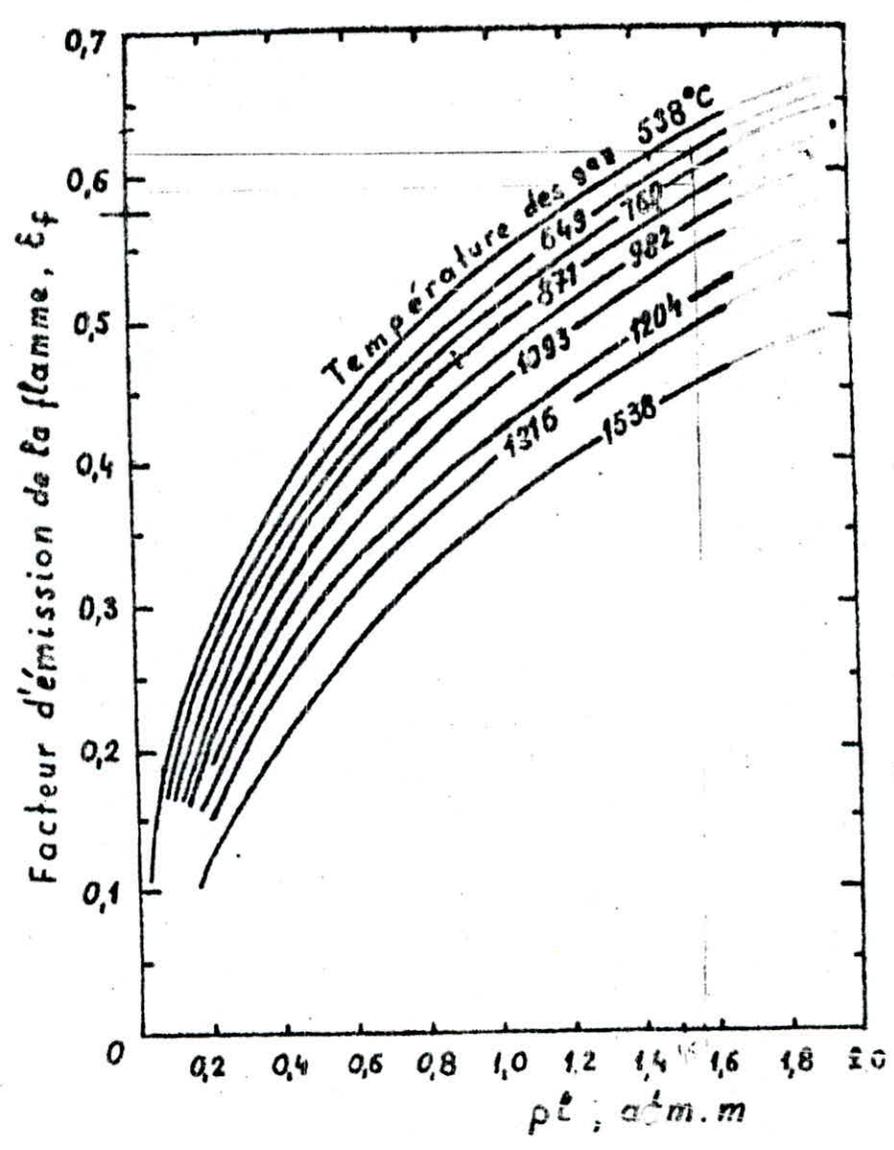


Fig (IV-4-)

Calcul du produit $P_i \cdot l_i$

P_i : Pression partielle des gaz triatomique (CO et H_2O)

l_i : Epaisseur utile de rayonnement voir le tableau
(2 annexe).

Pour les types choisis du four de dimensions
6,2 x 7,81 x 11,5 correspond au rapport :

$$1 \times 1,19 \times 1,85$$

Le tableau (2 annexe) donne

$$l_i = \frac{2}{3} \sqrt[3]{\text{volume}} = \frac{2}{3} \sqrt[3]{523} = 5,4 \text{ m}$$

La pression partielle de H_2O et CO_2 d'après le tableau
(5.1)

$$(9,06 + 16,86) \cdot 0,01 = 0,2592 \text{ atm}$$

Le produit $P_i \cdot l_i = 0,2592 \cdot 5,4 = 1,4 \text{ atm} \cdot \text{m}$

La figure (V/4) donne le facteur d'admission
de la flamme $\xi_f = 0,565$ à une température moyenne des gaz
dans la chambre de combustion de 830°C

La détermination de cette température sera considérée
un peu plus tard.

Surface totale interieure de la zone de radiation /

$$\begin{aligned}
 \text{Pignons} &: 2(6,2 \cdot 6,45) + 2\left(\frac{6,2 + 1,5}{2}\right) \cdot 1,36 = 90,45 \text{ m}^2 \\
 \text{Murs} &: 2(6,45 + 2,72) \cdot 11,5 = 210,91 \text{ m}^2 \\
 \text{Sole} &: 6,2 \cdot 11,5 = 71,3 \text{ m}^2 \\
 \hline
 \text{Total } A_w &= 372,66 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Le rapport de la surface totale à la surface
équivalente des tubes en radiation est de :

$$\frac{\frac{A_w}{\varepsilon A_{cp}}}{A_{cp}} = \frac{372,66}{212,56} = 1,75$$

La figure (V/5) donne le facteur global d'échange
 $F=0,713$ en fonction du facteur d'émission de la flamme

et du rapport $\frac{A_w}{\varepsilon A_{cp}}$

$$\text{Nous avons alors ; } \frac{\varepsilon A_w F}{A_{cp}} = 212,6 \cdot 0,713 = 151,58 \text{ m}^2$$

$$\frac{Q}{I} = \frac{24278850}{151,58} = 160172 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

Pour le four considéré on peut en première approximation admettre que la température des gaz à la sortie de la chambre de combustion est égale à la température moyenne des gaz dans cette chambre. compte tenu de la quantité de chaleur transmise (par rapport à 1kg de combustion) dans la zone de radiation.

$$\frac{Q}{B} = \frac{r}{B} = \frac{13256250}{2433} = 5448,5 \text{ kcal/kg}$$

de combustion .

On peut déterminer la température des gaz d'après figure (V-2) en effet l'enthalpie des fumées est égale à :

$$0,98 \cdot 9978 - 5448,5 = 4330 \text{ kcal/kg}$$

de combustible où le coefficient 0,98 tient compte des pertes de chaleur à travers les parois de la zone de radiation qui sont de 2 % .

La courbe (V-2) donne la température des gaz = 830 °C cette dernière peut être admise dans une première approximation comme la température moyenne des gaz dans la chambre de combustion .

Cependant les expériences montrent que pour les fours où les tubes de la zone de radiation sont horizontaux (comme le four considéré), la température des gaz est plus proche de la température des fumées sortant de la chambre de combustion.

Pour les autres types fours, par exemple, cylindriques où le rapport L/D est grand, la température moyenne des gaz dans la chambre de combustion est sensiblement supérieur à la température des fumées entrant dans la zone de convection .

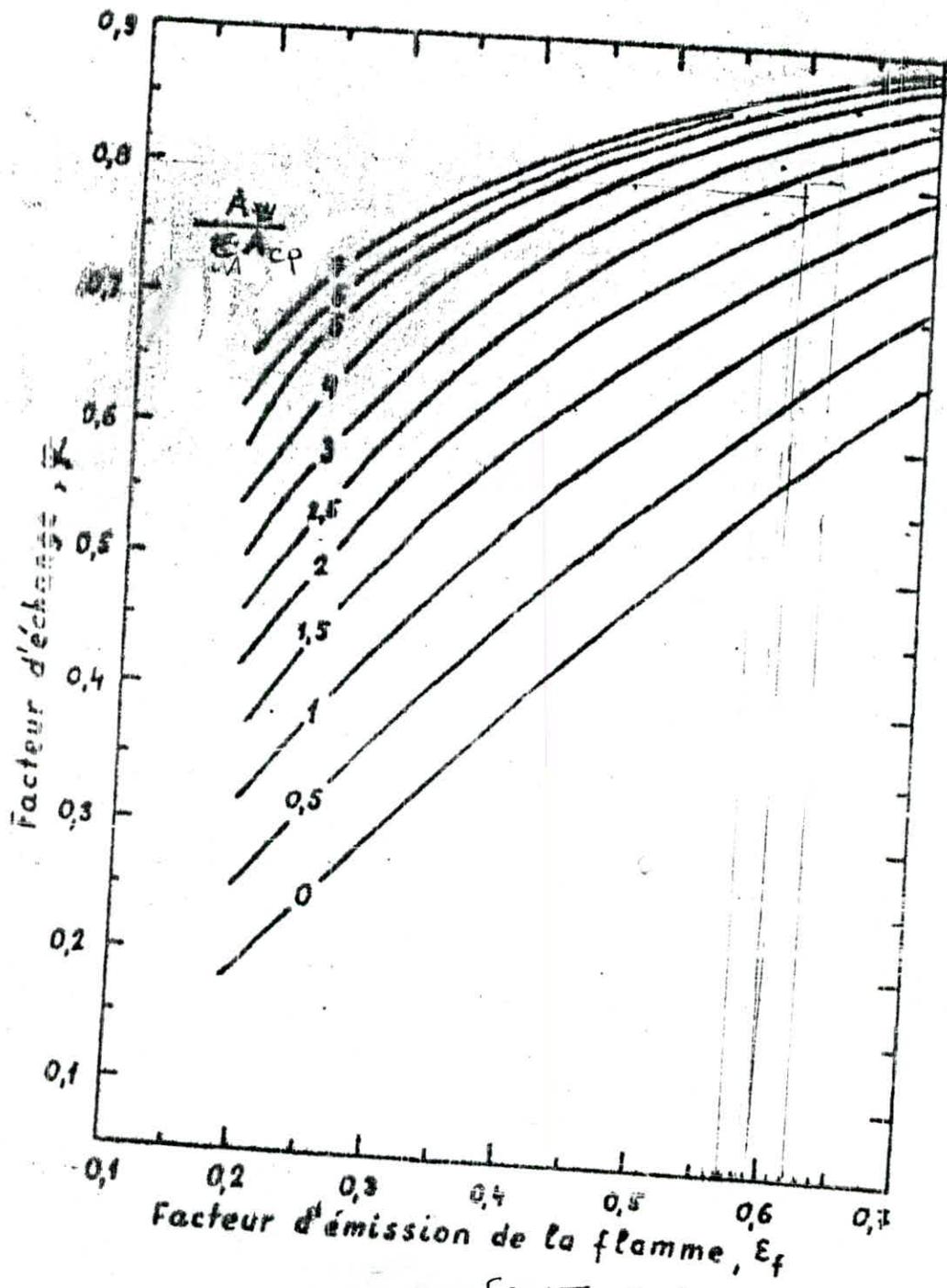


Fig (IV - 5 -)

La valeur de cet écart peut être déterminée d'après
de l'observation du fonctionnement des fours industriels.

La figure (V-6) donne le rapport de l'enthalpie
des fumées sur le pouvoir calorifique du combustible
en fonction de la température des fumées sortant
de la chambre de combustion et de l'excès d'air .

Pour $t = 830$ °C et $X=20\%$ ce rapport est de 0,434
g

Alors

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{E}_{AF} A_{cp}} = (1 - 0,02 - 0,434) 160172$$

$$= 87454 \text{ kcal /m}^2 \cdot \text{h}$$

La figure (V_7) donne pratiquement la même valeur
notre estimation $t = 830$ °C est donc correcte .
g

La chaleur transmise par radiation est donc de :

$$\dot{Q}_r = 13256250 \text{ est correcte}$$

Le calcul par la formule de WILSON de la fraction
de chaleur libérée par la combustion qui est absorbée
par radiation.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{R \sqrt{\frac{Q}{\epsilon A}}}{A c_p}} = \frac{1}{1 + \frac{17,8 \sqrt{24278850/212,56}}{6940}}$$

$$= \frac{1}{1 + 0,862} = 0,538 \text{ au lieu de } 0,546 \text{ trouvé .}$$

Le plus souvent on ne réussit pas à fixer en première approximation la valeur correcte de la température moyenne des gaz dans la chambre de combustion et la valeur calculée

de $\frac{Q}{\epsilon A F}$ à cette température ne se situe pas sur la courbe

correspondante à la température moyenne des parois des tubes. Si elle se situe à gauche de la courbe, alors on choisit une température plus grande que celle admise auparavant, Si elle se situe à droite on choisira une température inférieure à celle admise.

Les valeurs de $\frac{Q}{\epsilon A F}$ ainsi calculées pour deux

températures permettent de tracer une ligne droite dont l'intersection avec la courbe $t_{mc} = \text{constante}$ donne (interpolation graphique) la valeur de T .

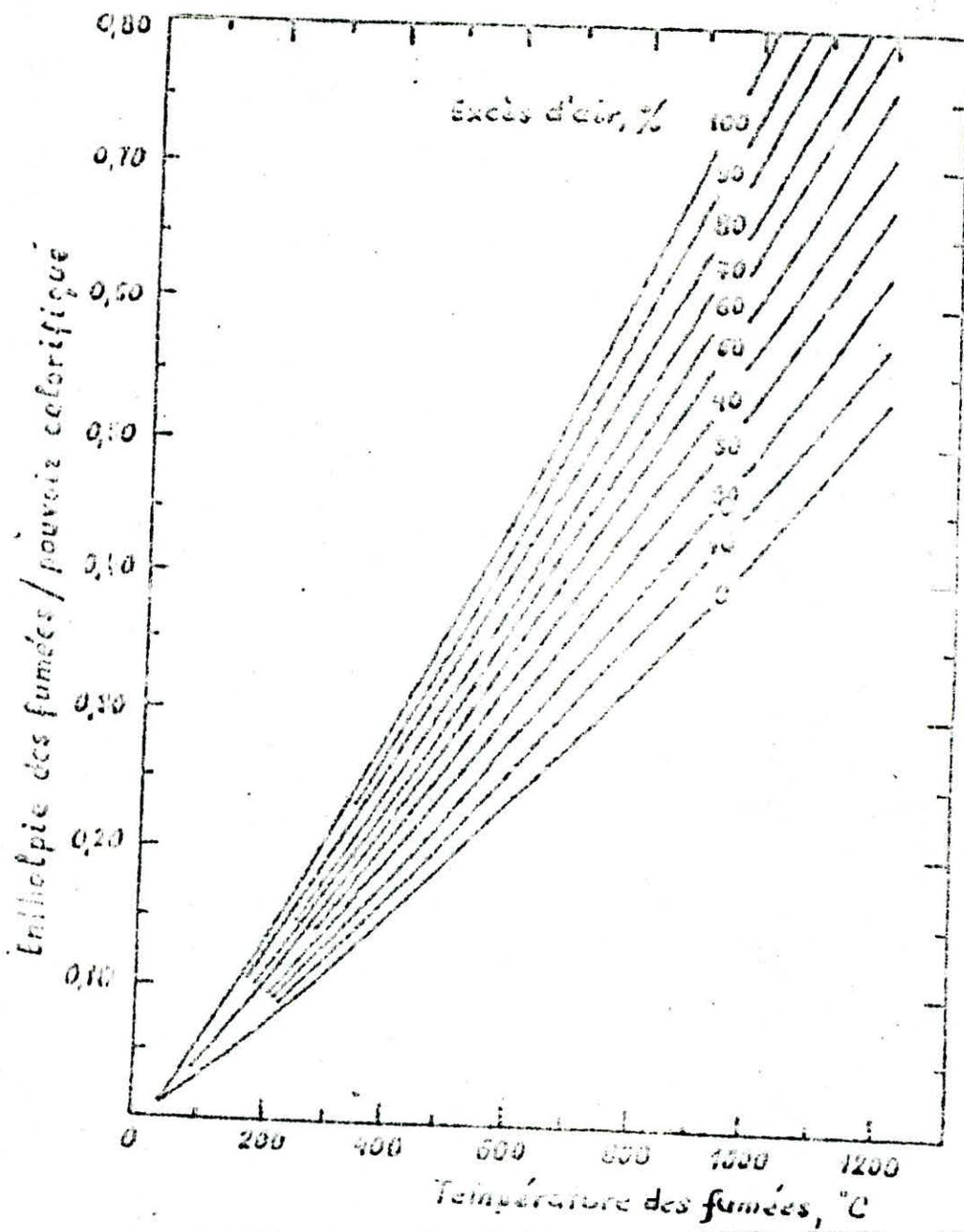


Fig (V-6-)

→ Grad / Grad

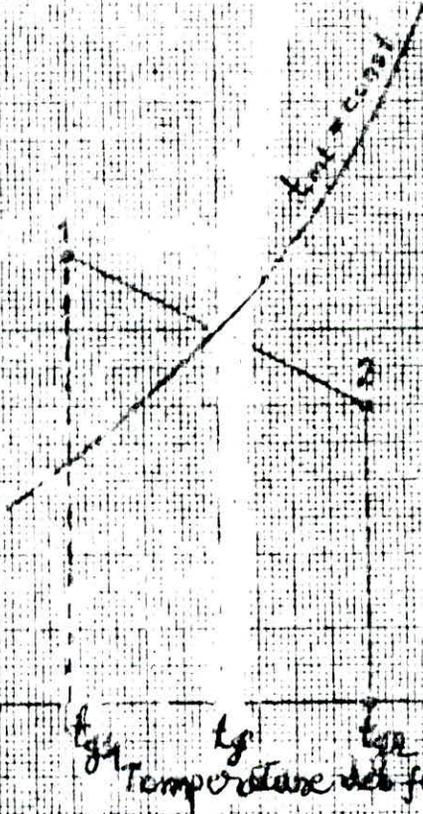


Figure 18

La courbe $t_{mt} = \text{constante}$ figure (V-8) correspondant

à la température moyenne des parois des tubes peut être facilement construite D'après l'équation suivante:

$$\frac{Q}{\epsilon A F A c p} = 4,96 \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mt}}{100} \right)^4 \right] + 35 \left(\frac{T_g}{g} - \frac{T_{mt}}{mt} \right)$$

pour ce but on se fixe quelques valeurs de T de 973 à 1273°k

V/4 Calcul de la zone de convection :

La chaleur à transmettre en convection est égale à:

$$Q_c = Q_c - Q_r = 18937500 - 13256297 = 5681203 \text{ kcal/h}$$

La fraction de la chaleur perdue à travers la cheminée constitue:

$$1 - 0,02 - 0,78 = 0,20 \quad (20\%)$$

et par conséquent la perte de chaleur (rapportée à 1kg de combustible) due aux fumées sera :

$$0,2 \cdot 9978 = 1995,6 \text{ kcal/kg de combustible .}$$

Le diagramme figure (V-2) donne la température des fumées sortant de la zone de convection elle est de 420°C.

La différence de la température logarithmique moyenne par la formule :

$$DTLM = \frac{Q}{\sqrt{\Delta T_1 \Delta T_2}} \quad (4.1)$$

$\frac{\Delta_1}{\Delta_2}$	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5
φ	1,0059	1,0092	1,0118	1,0145	1,0201	1,0261	1,0322	1,0325	1,0448	1,0511	1,0667

Tableau (5-4)

La différence de température à chaque extrémité de la zone de convection sera :

$$\Delta 1 = 830 - 245 = 585^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 420 - 190 = 230^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta 1}{\Delta 2} = \frac{585}{230} = 2,54$$

La valeur de φ d'après les données de tableau (5-4)

$$\varphi = 1,0322 + \frac{2,54 - 2,40}{2,60 - 2,40} (1,0385 - 1,0322) = 1,0366$$

$$DTLM = 1,0366 \sqrt{585 \cdot 230} = 378^\circ\text{C}$$

Température moyenne du pétrole: $0,5(190+245)=218^\circ\text{C}$

Température moyenne des fumées : $218+378=596^\circ\text{C}$

Température moyenne du film gazeux: $218+0,5 \cdot 378=407^\circ\text{C}$

Section de la zone de convection : $1,505 \cdot 11,5 = 17,31\text{m}^2$

Surface occupée par les tubes : $6 \cdot 0,128 \cdot 11,5 = 8,23\text{m}^2$

Surface de passage : $17,31 - 8,83 = 8,48\text{m}^2$

Débit massique des fumées : $17,8 \cdot 2433$

$$= 43307,4 \text{ kg/h} = 12,03 \text{ kg/s}$$

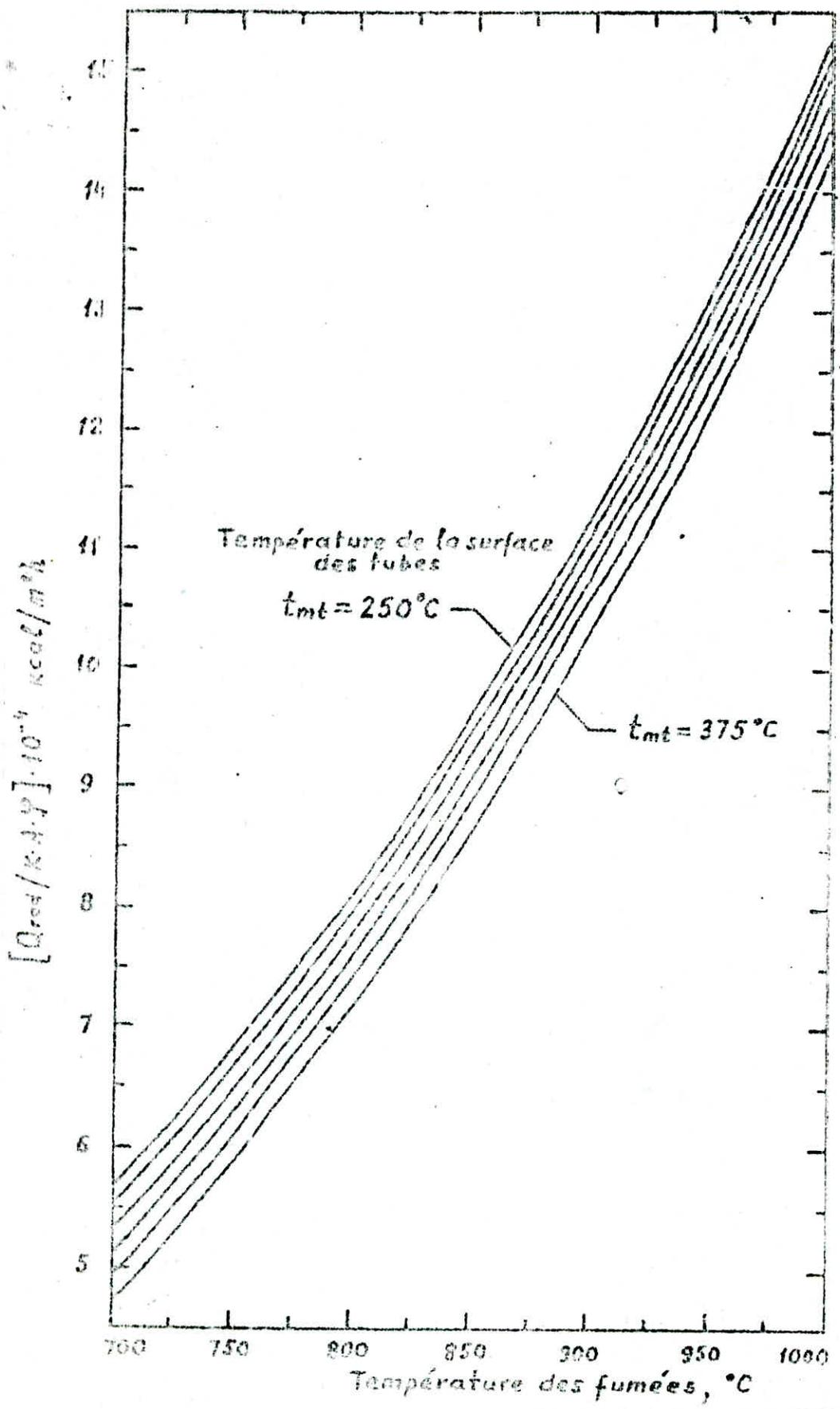


Fig (V-7-)

Debit massique spécifique des fumées :

$$G_{fc} = \frac{12,03}{8,48} = 1,42 \text{ kg/m}^2 \text{ s} = 5112 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$$

Masse volumique des fumées à $t_{fm} = 596^\circ\text{C}$

$$\rho_f = 1,245 \frac{273}{273+596} = 0,392 \text{ kg/m}^3$$

La vitesse moyenne des fumées dans la zone de convection sera :

$$W_c = \frac{G_{fc}}{\rho_f} = \frac{1,42}{0,392} = 3,6 \text{ m/s}$$

V/4-1 Calcul du coefficient de convection pur :

a) Formule de MONRAD (ref 1)

$$h_{cc} = \frac{0,018 \cdot G_{fc}^{2/3} \cdot T_{mf}^{0,3}}{D_e^{1/3}} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \quad 5.4.1$$

G_{fg} : Debit massique spécifique des fumées, $\text{kg/m}^2 \text{ h}$

T_{mf} : Température moyenne des fumées (k)

D_e : Diamètre extérieur des tubes (m)

C_p : Chaleur spécifique moyenne des fumées à 596°C

$$C_p = 0,258 + 4,5 \cdot 10^{-5} t_{mf} = 0,258 + 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 596 = 0,261 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$h_{cc} = \frac{0,018 \cdot 0,26^{2/3} (5112)^{0,3} \cdot (273+596)^2}{(0,128)^{1/3}} = 21 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

V/4-2 Calcul du coefficient de radiation des gaz :

$$h_{cr} = 0,022 t_{mf}^{-2} = 0,022 \cdot 596^{-2} = 11,2 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

V/4-3 Calcul du coefficient de radiation des murs :

Formule de MONRAD (ref 1)

$$h_{cw} = 268 \left(\frac{T_{mt}}{1000} \right)^3 \quad 5.4.3.1$$

T_{mt} : La température moyenne des parois des tubes nous l'estimerons de 50°C plus grande que que la température moyenne des fluides :

$$T_{mt} = (218 + 50) + 273 = 541 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$h_{cw} = 268 (0,541)^3 = 43 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

L'entr-axe de deux rangées dans la zone de convection est égale :

$$\frac{1}{2} \cdot C \cdot \sqrt{3} = 0,866 \cdot C = 0,866 \cdot 0,215 = 0,186 \text{ m}$$

Surface des murs pour une rangée :

$$A_m^I = 2 \cdot 0,186 \cdot 11,5 = 428 \text{ m}^2$$

Surface extérieure des tubes pour une rangée :

$$A_t = 6 \cdot 4,623 = 27,74 \text{ m}^2$$

L'effet de la radiation des murs est donné par :

$$E = \frac{h_{cw}}{(h_{cc} + h_{cr} + h_{cw})} \cdot \frac{I}{A_t} \quad 5.4.3.2$$

$$E = \frac{43}{(21 + 11,2 + 43)} \cdot \frac{4,28}{27,74} = 0,093$$

Le coefficient du film apparent du gaz (fumées)

$$\begin{aligned} h_c &= (1+E)(h_{cc} + h_{cr}) = (1+0,093) \cdot (21+11,2) \\ &= 34,41 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \end{aligned} \quad 5.4.3.3$$

Le coefficient de transfert (cote fluide) h_{cl}

est en général plus grand que h_c et sa valeur varie de 480 à 490 kcal/m² h²°C (ref 4)

Nous admettons égale à 480 kcal/m² h²°C

Le coefficient global de transfert de chaleur dans

la zone de convection U_c

$$U_c = \frac{h_c \cdot h_{cl}}{h_c + h_{cl}} = \frac{34,5 \cdot 480}{34,5 + 480} = 32 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

Surface nécessaire des tubes en convection.

$$A = \frac{Q}{e \cdot DTLM \cdot U} = \frac{5681203}{378.32} = 469,6m^2 \quad 5.4.3.5$$

Nombres de tubes en convection:

$$N = \frac{469,6}{4,623} = 102 \text{ tubes}$$

Ce chiffre trouvé doit se diviser par 4 et 6 car le brut flashé est refoulé par 4 passes en parallèle et il y a 6 tubes dans une rangée .

Donc le nombre de tubes en convection doit être divisible par 12. Nous admettons $N = 108$ tubes ayant une surface égale: $108 \cdot 4,263 = 500m^2$

Nombre de tubes total dans le four.

$$N = N_{tr} + N_c = 92 + 108 = 200 \text{ tubes c'est à dire:}$$

$$\frac{200}{4} = 50 \text{ tubes par passe}$$

Le nombre de rangées sera :

$$\frac{108}{6} = 18$$

La hauteur de la zone de convection en tenant compte des tubes de protection est égale à:

$$(18+1) \cdot 0,186 = 3,6m$$

Hauteur du four :

$$7,81 + 3,6 = 11,4m$$

Taux de transfert en convection :

$$U \cdot DTLM = q = 32,378 = 12196 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

ce qui est une valeur admissible.

V/5- Calcul des pertes de charge

 dans le faisceau tubulaire

Le calcul des pertes de charge dans les tubes est un élément important de l'étude d'un four. En général, on connaît les conditions (pression, la température, % vaporisé) à la sortie du four. Il faut déterminer la pression nécessaire à l'entrée du four.

Les pertes de charge dues aux frottements sont données par la formule (ref 1)

$$dp = -f \cdot \frac{\rho_u^2}{D_i} dl = -16f \frac{VG^2}{\pi^2 D_i^5} dl = -f \frac{VM^2}{D_i} dl$$

dp: pertes de charge dans l'élément de longueur

u : vitesse du fluide : $u = \frac{M}{\rho_i D_i^2}$ (m/s)

M : débit massique spécifique du fluide $\text{kg/m}^2 \text{s}$

g: débit massique du fluide kg/s

D_i : diamètre intérieur du tube, m

ρ : masse volumique du fluide; kg/m^3

f: 0,014@- 0,016 coefficient de frottement

v: volume spécifique m^3/kg

La pression dynamique .

$$P_d = 1/2 (\rho_u) = 8 \frac{M^2 V}{\pi^2 D_i^4} = 1/2 (M V)$$

On peut poser avec un élément infiniment petit de longueur dl .

- A l'entrée:

$$P_e = P + \frac{1}{2} M V^2 \quad 5.5.1$$

où P_e : Pression totale (atm)

P : Pression due au niveau (atm)

- A la sortie:

$$P_s = P + dp + \frac{1}{2} M (V+dV)^2 + M \frac{2V}{D} - f dl \quad 5.5.2$$

$$P_s - P_e = 0$$

d'où

$$dp + \frac{1}{2} M dV^2 + \frac{M V}{D} - f dl = 0$$

Finalement on pourra écrire l'équation générale suivante:

$$P_s - P_e = -M \frac{dV^2}{2} + \frac{M V}{D} - f L \quad 5.5.4$$

dV : différentiel entre l'entrée et la sortie

P_e : Pression d'entrée (atm)

P_s : Pression de sortie (atm)

L : Longueur équivalente du faisceau tubulaire (m)

5.5.1 Pertes de charge en phase liquide:

On peut alors calculer les pertes de charge en phase liquide à partir des caractéristiques moyennes des fluides et surfaces considérées:

$$P_e - P_s = \frac{M^2}{D^5} \cdot f \cdot v \cdot L \quad 5.5.1.1.$$

5.5.2 Pertes de charge en phase gazeuse:

En supposant par hypothèse que la quantité de chaleur transmise par mètre de longueur du tube est constante et que la chaleur massique du gaz est constante.

La température est alors fonction linéaire de L.

On pourra poser à partir de l'équation générale:

$$P_e - P_s = - \frac{M^2}{D^5} \int_0^L f P v \, dl \quad 5.5.2.1$$

d'où finalement :

$$P_e - P_s = - \frac{M^2}{D^5} (P_e v_e + P_s v_s) f L \quad 5.5.2.2$$

Si nous avons un changement de l'état physique du fluide pendant son écoulement, les pertes de charge s'expriment alors par la formule suivante: (ref.4)

$$P_b - P_s = f \frac{M^2}{D^5} (P_b v_b + P_s v_s) L \quad 5.5.2.3$$

P_b : pression au début de la section de vaporisation (N/m^3)

P : pression à la sortie du four (N/m²)
 L : Longueur équivalente de la section de
 v
 vaporisation (m)

Le calcul d'après l'équation (5.5.2.3) se fait par approximations successives. Pour effectuer ce calcul, il est nécessaire de construire un diagramme donnant la température de bulle du pétrole en fonction de la pression.

Tableau 5.5

Pression P (atm)	L P g b	L P g b	L P g b	L P g b	° T de Bulle	Enthalpie du brute flasché
		2,68	2,68	9,008(1- 2,68)		
2	0,3010	0,1132	0,8876	2,741	278	147
3	0,4771	0,1780	0,8219	2,538	300	161
5	0,6989	0,2608	0,7391	2,283	332	182
6	0,7780	0,2903	0,7096	2,191	342	190
10	1,0000	0,3731	0,6268	1,936	382	219
12	1,0791	0,4026	0,5973	1,844	398	233

Le point de bulle du brut flashé sous pression atmosphérique est de 245 °C figure (V-1).
 pour d'autres pressions cette valeur est donnée par la formule d'ASHWORTH

$$f(T) = f(T_b) \left[1 - \frac{\lg p}{2,68} \right] \quad 5.5.2.4$$

Avec

$$f(T) = \frac{1250}{\sqrt{T} - 10800 - 307,6} - 1 \quad 5.5.2.5$$

T : Température moyenne d'ébullition
à la pression considérée °k

T_o : Température moyenne d'ébullition
à la pression atmosphérique °k

$$f(T_o) = f(245 \text{ °C}) = 3,088 \quad 5.5.2.6$$

Les données du tableau(5-5) permettent de tracer
la figure (V/ -9) Les courbes telles que $P = f(t)$ et $h = \psi(P)$

Calcul des pertes de charge pour 4 passes d'après
les données de départ, la pression à la sortie du four est
de 2 atm. Comme le calcul se fait par approximations
successives, il est nécessaire de faire une hypothèse sur P_b .

Admettre que $P_b = 2,7 \text{ atm}$

Longueur équivalente d'une passe de la zone de
radiation

$$L = \frac{N}{r} \left(\frac{L}{4} + 30 D_i \right)$$

N : Nombre de tube de radiation
 r

L_u : Longueur d'un tube (m)
 u

$$L = \frac{92}{r} (12 + 30 \cdot 0,116) = 356 \text{ m}$$

longueur équivalente totale d'une passe (y compris les zones de radiation et de convection) : L_p

N_T : Nombre totale de tube (200)

$$L_p = \frac{N_T}{4} (L + 30 D_i)$$

$$L_p = 50(12 + 30 \cdot 0,116) = 774 \text{ m}$$

Ecrivons l'équation (5.5.2.3) sous la forme suivante :

$$(1 \text{ atm} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2, f = 0,015)$$

$$\frac{M^2}{98100/D_i} \cdot (P_{b,v} + P_{s,s}) f \cdot L_p = \frac{(1148)^2}{98100 \cdot 0,116} (P_{b,v} + 0,00403) 0,015 L_p$$

$$= 1,737 (P_{b,v} + 0,00403) L_p = P_{b,v}^{-4} \quad 5.5.2.7$$

Où : $0,00403$ cette valeur de $P_{s,s} = 2/496 = 0,00403$

$$\text{et } M = \frac{174583/4}{3600 \cdot 3,14(0,116) / 4} = 1148 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \text{ débit par passe}$$

Pour la pression $P = 2,7 \text{ atm}$ admise la fig (V-9) donne

$$t_b = 293^\circ \text{C} \text{ et } h_b = 157 \text{ kcal/kg}$$

Longueur équivalente de la section de vaporisation:

$$L = L_v \cdot \frac{H - h}{340 - 293} = 356 \cdot \frac{201,3 - 157}{201,3 - 131,3} = 225,3 \text{ m}$$

$$\rho_{293} = 0,900 - 0,00072(293 - 20) = 0,7034 \text{ kg/l} = 703,4 \text{ kg/m}^3$$

$$P_b - P_s = P_b - 4 = 1,737 \left(\frac{2,7}{703,4} + 0,00403 \right) 225,3 = 3,15$$

$$P_b = \sqrt{7,15} = 2,68 = 2,7 \text{ atm}$$

Ce chiffre coïncide avec la valeur admise

Longueur équivalente de la section de rachauffage du pétrole

$$L = 774 - 225,3 = 548,7 \text{ m}$$

Les pertes de charge dans cette section sont données par la formule (5.5.1.1)

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot M \cdot v^2$$

$$T_{mp} = 0,5(190 + 293) = 243^\circ \text{C}$$

$$\rho = 0,900 - 0,00072(243) = 0,724$$

$$\Delta P = 0,015 \frac{5487}{0,116} = 1317904 \cdot \frac{1}{0,724} = 12877 \text{ N/m}^2$$

$$= \frac{128877}{98100} = 1,31 \text{ atm}$$

La pression à l'entrée du four est donc de :

$$1,31 + 2,7 + 1 = 5,1 \text{ atm}$$

V/6 - Calcul de la cheminée:

Le rôle de la cheminée est multiple, son premier but est d'évacuer les fumées dans l'atmosphère à une hauteur telle, qu'elles ne risquent pas de gêner le voisinage.

Mais la cheminée par son tirage, met la chambre de combustion en dépression et provoque ainsi l'entrée de l'air nécessaire à la combustion par les volés d'air des brûleurs. Ses dimensions (hauteur et diamètre) doivent donc être calculées pour obtenir ce tirage.

A sa base, on trouve souvent un registre qui permet de régler le tirage. Ce registre doit être construit en acier résistant à la température des fumées. Il est bon de remarquer qu'il existe encore le tirage artificiel.

La température admise dans la cheminée doit être de 60 à 70°C inférieur à celle des fumées sortant de la zone de convection.

Le diamètre de la cheminée est une fonction du débit et vitesse des fumées.

La valeur de la vitesse des fumées est de 6/8 m/s pour le tirage naturel et de 8/16 m/s pour le tirage artificiel.

Au cours du calcul de la résistance au déplacement des gaz il faut tenir compte de la direction de ces derniers.

Si le gaz chaud se dirige de bas en haut, cela crée une pression supplémentaire appelée tirage supplémentaire positif.

Au contraire, si le gaz se dirige de haut en bas le tirage supplémentaire est négatif et empêche le déplacement des gaz.

Le tirage supplémentaire est donné par la formule:

$$h_{ts} = H_c (\rho_{air} - \rho_f) \text{ mm H}_2\text{O} \quad 5.6.1$$

H_c : hauteur de la chambre de combustion
m .

ρ_{air} : masse volumique de l'air Kg/m^3

ρ_f : masse volumique des fumées dans
la chambre de combustion Kg/m^3

Si le tirage supplémentaire est positif, la résistance totale se trouve diminuée à une valeur de h_{ts} et inversement

Pour chaque rangée la perte de charge due au passage des fumées à travers les tubes horizontaux de la zone de convection est égale environ à la moitié de la pression dynamique donnée par la formule.

$$P = \frac{u^2}{d \cdot 2g} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_{H_2O}}, \text{ mmH}_2\text{O} \quad 5.6.2$$

Compte tenu que

$$u \cdot \rho_f = G_{fc} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \quad \text{et} \quad \frac{u^2 \rho_f^2}{\rho_f} = \frac{G_{fc}^2}{\rho_f}$$

On peut écrire :

$$P = \frac{G_{fc}^2}{d \cdot 2 \cdot g \cdot \rho_f} \cdot \frac{1}{\rho_{H_2O}} = \frac{G_{fc}^2}{\rho_f} = \frac{1}{2.9,81 \cdot 1000}$$

$$= 0,000051 \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} \cdot \text{mmH}_2\text{O}$$

$$= 5,1 \cdot 10^{-2} \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} ; \text{ mmH}_2\text{O} \quad 5.6.3$$

En général, les autres pertes de charges, ayant lieu pendant le passage des fumées, sont exprimées par la pression dynamique dans la cheminée, calculée à la température de cette dernière.

Pertes de charge

- A l'entrée de la cheminée 1 x pression dynamique (P)_d
- Registre 1,5 x pression dynamique (P)_d
- Frottement contre les parois de la cheminée Hch/50xD pression (P)_d dynamique
- A la sortie de la cheminée 1x pression dynamique (P)_d

$$\text{Total} : \left(3,5 + \frac{Hch}{50 \cdot D} \right) \times P_d$$

Admettons que la température de l'air ambiant est égale à 40°C

Température dans la cheminée :

$$t_{ch} = 420 - 60 = 360^{\circ}\text{C}$$

masse volumique des fumées à 360°C :

$$\rho_f^{360} = 1,245 \cdot \frac{273}{273 + 360} = 0,537 \text{ Kg/m}^3$$

La perte de charge dans les volets d'air des bruleurs depend de leur construction et du type de combustible .

Sa valeur est généralement de 8-9 mm H₂O . Nous l'admettons égal à 8,5 mm H₂O

Masse volumique dans la chambre de combustion à 830°C

$$\rho_f^{830} = 1,245 \cdot \frac{273}{273 + 830} = 0,308 \text{ Kg/m}^3$$

Masse volumique de l'air à 40°C

$$\rho_{air}^{40} = 1,293 \cdot \frac{273}{313} = 1,125 \text{ Kg/m}^3$$

Tirage supplémentaire de 10m de hauteur de la chambre de la combustion :

$$h_{ts} = 10 (1,125 - 0,308) = 8,2 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Admettons la distance entre les bruleurs et les tubes de protection égale à 6,0m, le tirage supplémentaire sera alors :

$$\frac{8,2 \cdot 6,0}{10} = 4,9 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Au niveau des tubes de protection ce tirage doit être égale à :

$$8,5 - 4,9 = 3,6 \text{ mmH O}^2$$

Débit massique spécifique des fumées dans la zone de convection :

$$G_{fc} = 1,42 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Masse volumique des fumées à 596 °C

$$\rho_f^{596} = 1,245 \frac{273}{273 + 596} = 0,389 \text{ Kg/m}^3$$

Pression dynamique d'après la formule (5.6.3)

$$P_d = 5,1 \cdot 10^{-2} \frac{1,42^2}{0,389} = 0,27 \text{ mm H O}^2$$

pour une rangée donc la perte de charge pour (18 + 1) rangées de tubes en convection sera :

$$(18 + 1) \times 0,27 \times 0,5 = 2,5 \text{ mm H O}^2$$

Débit volumique des fumées dans la cheminée :

$$G_f = B \cdot R = 2433 \cdot 17,8 = 43307,4 \text{ Kg/h} \\ = 12,3 \text{ Kg/s}$$

$$V_f = \frac{G_f}{\rho_f} = \frac{12,03}{0,537} = 22,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

Section de la cheminée de diamètre 1,4 m

$$S_{ch} = \frac{\pi D^2}{4} = 0,785 \cdot (1,4)^2 = 1,53 \text{ m}^2$$

Si nous avons un four avec 2 cheminées, la vitesse de fumées :

$$w = \frac{V}{f_{ch}} = \frac{22,3}{2 \cdot 1,53} = 7,9 \text{ m/s}$$

Débit massique spécifique des fumées dans une cheminée :

$$G_{fch} = \frac{12,3}{2 \cdot 1,53} = 3,95 \text{ Kg/m}^2$$

La pression dynamique dans une cheminée est donnée par l'équation (5.6.3)

$$P_d = 5,1 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(3,95)^2}{0,537} = 1,5 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Pour une cheminée de 20 m de haut on peut écrire :

$$\frac{H_{ch}}{50 \cdot D} = \frac{20}{50 \cdot 1,4} = 0,286$$

La somme des pertes de charge exprimées par la pression dynamique dans la cheminée sera :

$$\left(3,5 + \frac{H_{ch}}{50 \cdot D}\right) \times \text{pression dynamique}$$

$$(3,5 + 0,286) \cdot 1,5 = 5,7 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Tirage nécessaire total :

$$3,6 + 2,5 + 5,7 = 11,8 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Hauteur de la cheminée:

$$H_{ch} = \frac{11,8}{1,125 - 0,537} = 20 \text{ m au dessus}$$

des premières rangées de la zone de convection .

En pratique on admet une hauteur de la cheminée un peu plus grande que celle calculée pour compenser les pertes de charge non considérées et pour tenir compte des normes sanitaires (hygiéniques).

CONCLUSIONS :

La réalisation des fours pétroliers, pétrochimiques...etc
Au sein d'une très grande unité moderne de production
pose un ensemble de problèmes au dimensionnement et à la
technologie des matériels.

La conception de ces fours restent assez classique.

Les nouvelles tendances s'affirment principalement
au niveau des conditions de répartition de la chaleur et
des équipements de chauffe.

Les fours sont dimensionnées à partir d'extrapolations
basées sur les installations existantes, faites bien au delà
des limites habituelles, d'où la nécessité de bien dominer
cette technique et avoir éprouvé les hypothèses de
dimensionnement par une série de réalisations concrètes.

Il ne saurait être question de dimensionner un four
à intégrer dans une très grande unité de production sans
tenir compte des impératifs de l'exploitation et de
l'entretien.

Ces impératifs se traduisent très souvent par
l'existence de chaleurs spécifiques de dimensionnement
telles que flux de chaleur, vitesses massiques, densité... etc.

PRINCIPALE NOTATION UTILISEES

Notation	S I G N I F I C A T I O N	UNITE
A _I	Surface plane de tubes de protections	m ²
A _{II}	Surface plane de tubes lateraux	m ²
A _{cp}	la surface du plan d'absorption	m ²
A _{cw}	Surface des murs de convection	m ²
A _e	Surface exterieur des tubes	m ²
A _m	Surface de murs pour une rangée de tubes	m ²
A _R	Surface des réfractaires nus	m ²
A _t	Surface d'une rangée de tubes en convection	m ²
A _w	Surface des murs en zone de radiation	m ²
B	Debit de combustible	kg/h
C	Entr-axe	m
C _p	Chaleur spécifique moyenne	kcal/kg°C
C _{pi}	Chaleur spécifique d'un constituant	kcal/kg°C
D	Diamètre de la cheminée	m
D _i	Diametre interieur d'un tube	m
DTLM	La difference de température logarithmique moyenne	°C

d_s	surface elementaire	m^2
d_{sL}	angle solide	m
E	Effet de radiation	
e	Emittance energetique d'un corps noir	$kcal/hm^2$
e	Emittance energetique d'un corps quelconque	$Kcal/hm^2$
e_v	taux vaporisé de la charge a la sortie	
F	Facteur globale d'échange de chaleur	
f	Coefficient de frottement	
G	Debit massique de la charge	kg/s
G	Debit massique des fumées	Kg/s
G_f	Debit massique spécifique en zone de convection	$Kg/m^2 s$
G_{fch}	Debit massique spécifique dans la la cheminée	$Kg/m^2 s$
G_{f1}	Debit massique des fumées sans excès d'air	Kg/s
g	Accelération de pesanteur	m/s^2
g	Quantité des constitutions (CO, SO ₂ , H ₂ O ect)	kg Kg
H _e	Enthalpie vapeur a l'entrée d'une section	$Kcal/Kg$
H _c	Hauteur de chambre de la combustion	m
H _p	Pourcentage poids en hydrogène combustible	-

H _s	Enthalpie vapeur à la sortie d'une section	kcal/kg
h _e	Enthalpie liquide à l'entrée d'une section	kcal/kg
h _c	Coefficient de film apparent des gaz	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _{cc}	Coefficient de film des gaz	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _{cl}	Coefficient de film interne coté fluide	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _{cr}	Coefficient moyen de radiations des gaz	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _{cu}	Coefficient moyen de radiation des murs de convection	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _s	Enthalpie liquide à la sortie d'une section	$\text{kcal}/\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h _{ts}	Tirage supplémentaire	mH ₂ O
I	Intensité d'un rayonnement incident	kcal/h.st
I _j	Enthalpie des fumées	kcal/kg
I _λ	Intensité monochromatique	kcal/h.st
k	Absorptivité	-
k _{uop}	Facteur caractéristique du brut flashé	-
k _{λm}	Absorptivité moyenne	-
k _{λl}	Absorptivité limité	-
k _g	Facteur d'absorption des gaz à (T) _g	-
L	Longueur du faisceau	m
L _a	Quantité d'air par kg de combustible	kg
L _p	Longueur équivalente total d'une passe	m

L r	Longueur equivalente de zone de radiation	m
L u	Longueur d'un tube	m
L v	Longueur equivalente de la section de vaporisation	m
l	Epaisseur utile de rayonnement	m
l ec	Longueur equivalente d'un coude	m
M	Debit massique spécifique de la charge	$\frac{2}{\text{kg/m s}}$
M c	Masse molaire du combustible	kg
M f	Masse molaire des fumées	kg
M I	Masse molaire d'un constituant I	kg
N	Nombre de tubes en général	-
N c	Nombre de tubes de convections	-
N r	Nombre de tubes de radiations	-
N T	Nombre de tubes totales	-
n	Nombre de moles	-
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kcal
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	kcal
P b	Préssion d'entrée d'une section	atm
P d	Pression dynamique	$\frac{\text{mH O}}{2}$
P e	Pression d'entrée	atm
P i	Préssion partielle des gaz	atm
P s	Préssion de sortie	atm

Q _a	Quantité de chaleur absorbée	kcal/h
Q _c	Quantité de chaleur transférée dans la zone de convection	kcal/h
Q _d	Quantité de chaleur de dissociation	kcal/kg
Q _f	Quantité de chaleur bérée par la flamme	kcal/h
Q _R	Quantité de chaleur transmise par les gaz aux réfractaires	kcal/h
Q _{R-A}	Quantité de chaleur transmise des réfractaires à la surface absorbante	kcal/h
q	Quantité de chaleur rayonnée sur les murs	kcal/kg
q _c	Taux de transfert en convection	kcal/m ² h
q _R	Quantité de chaleur rayonnée par les gaz rayonnée par unité de surface	kcal/m ²
q _p	Quantité de chaleur perdue par les murs	kcal/h
q _r	Taux de transfert en radiation	kcal/m ² h
q ₁	Quantité de chaleur transmise par radiation	
q ₂	Quantité de chaleurs transmise par convection en zone de radiation	kcal/h
q ₃	Quantité de chaleurs perdue par murs	kcal/h
q ₄	Quantité de chaleurs perdue par les fumées	kcal/h
R	Quantité des fumées rapportées à kg de combustible	kg
S	Surface de la flamme	m ²
T _a	Température ambiante	°k
T _{ch}	Température de la cheminée	°k

T_e	Température effective de combustion	$^{\circ}k$
T_f	Température de film de gaz	$^{\circ}k$
T_g	Température moyenne des fumées	$^{\circ}k$
T_{mf}	Température de gaz	$^{\circ}k$
T_{mp}	Température moyenne de pétrole	$^{\circ}k$
T_{mt}	Température moyenne des tubes	$^{\circ}k$
T_p	Température de potentielle	$^{\circ}k$
T_c	Température de bulle	$^{\circ}k$
T_R	Température des réfractaires	$^{\circ}k$
T_t	Température théorique de combustions	$^{\circ}k$
U	Coefficient globale d'échange de chaleur	$kcal/h.m^2$
U_c	Coefficient globale de transmission de chaleur en zone de convection	$kcal/h.m^2$
u	vitesse de fluide	m/s
v	Volume spécifique	kg/m^3
V_f	Débit volumique des fumées	m^3/s
V_F	Débit volumique de la charge	m^3/s
W	Teneur en humidité dans le combustible	-
W_c	Vitesse moyenne des fumées dans la zone de convection	m/s

W_e	Vitesse de la charge par passe	m/s
W_f	Vitesse des fumées dans la cheminée	m/s
X	Excès d'air	-
Y_I	Composition molaire des constituants	-

Alphabet grec

α	Fraction de combustible brûlé	-
β	Fraction de chaleur transmise par rayonnement	-
ΔP	Perte de charge	atm
Δ	Différence de température	a
ϵ	Emissivité	-
ϵ_A	Coefficient d'absorption du faisceau	-
ϵ_F	Emissivité nette de flamme	-
ϵ_F	Emissivité brute de flamme	-
ϵ_t	Emissivité des tubes absorbants	-
η	Rendement	-
θ	Angle formé entre la normale et le rayon incident	degré
η	Fraction de chaleur absorbée par radiation	-
ρ_t	Masse volumique de la charge	kg/m ³
ρ_a	Masse volumique de l'air	-

ρ_{ch}^t	Masse volumique de l'air humide	kg/m ³
ρ_c^t	Masse volumique de combustible	kg/m ³
ρ_f	Masse volumique des fumées	kg/m ³
ρ_{vap}	Masse volumique de la vapeur d'eau	-
σ	Constante de STEFAN BOLTZMANN	kcal/m ² h k ⁴
Φ	Flux d'énergie rayonné	kcal/h
γ	Facteur de forme	-
γ_h	Humidité relative	-
ψ	Coëfficient de correction	-

B I B L I O G R A P H I E

[1].P-WUITHIER

Raffinage et genie chimique tomes 1 et 2
Technip, Paris, 1972.

[2].J-LE NOGUES.

Etude des fours petroliers et petrochimiques.
Technip, Paris, 1974.

[3].IFP

Les fours de raffinerie.
Technip, Paris, 1972.

[4].A SKOBLO.

Methodes et appareils de l'industrie du petrole tome 2
Ed. Moscou.

[5] Technique de l'ingenieur (Mechanique et chaleur)

Ed. Technique de l'ingenieur.

[6].London.C.THOMAS

Fundamentals of heat transfer.
1980 By principe hall.

[7].F.KREITH, Transmission de la chaleur et thermodynamique

Ed, MASSON.

[8].D.G KERN.

Process Heat transfer
Ed. Mc Graw. Hill Book.

[9].W.H Mc ADAMS.

"Transmission de la chaleur"

Ed DUNOD.

[10].J.H PERRY

"Chemical Engineer Hand Book"

Ed Mc GRAW HILL.

[11].J.M. Coulson et JR Richardson.

"Chemical engineering volume 1.

Ed Mc GRAW HILL.

[12].W.HEILIGTAEDT.

Thermique appliquée aux fours industriels.

Ed. DUNOD 1971.

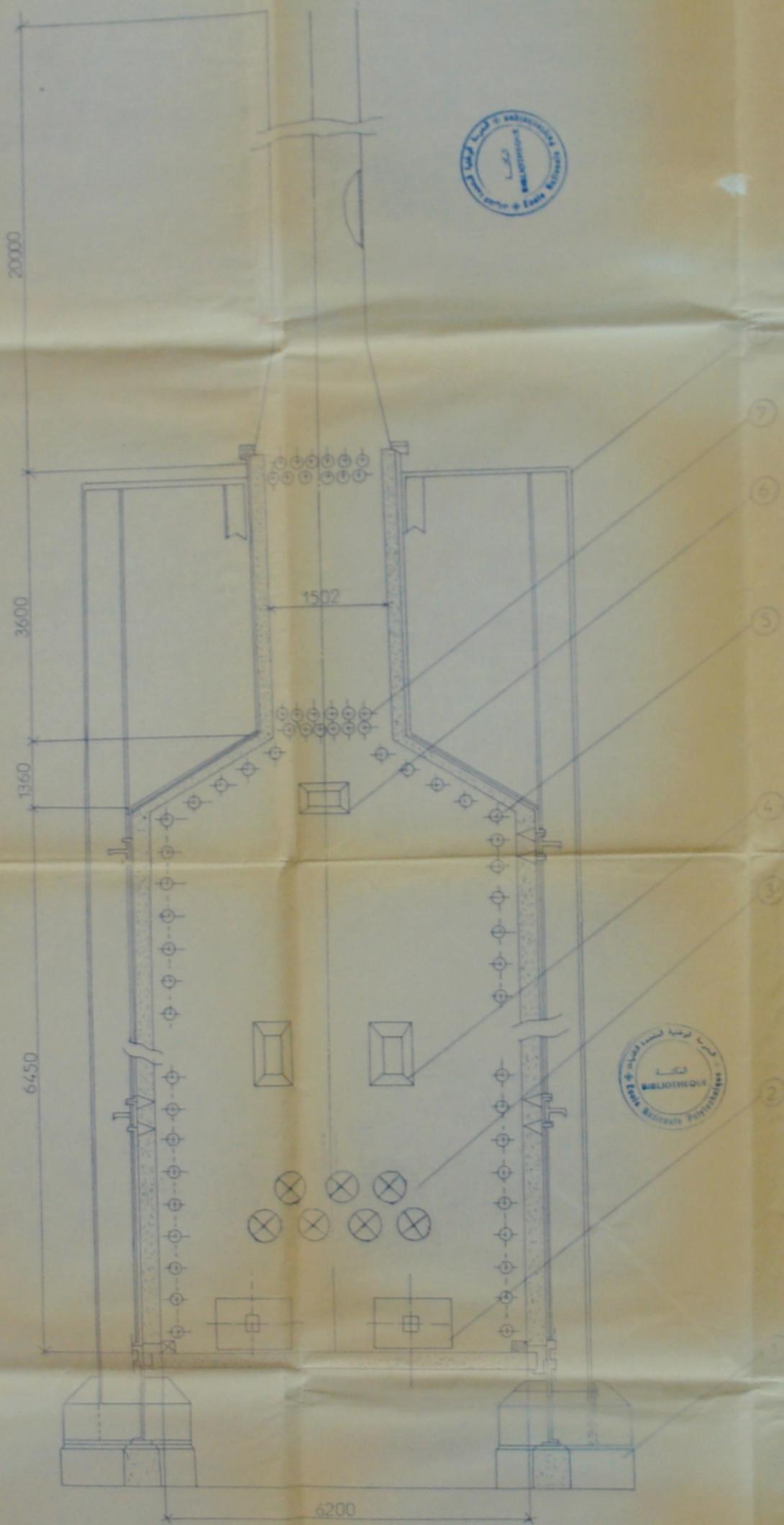
ANNEXE

TABLEAU -1-

GAZ INDIVIDUELS	POUVOIR CALORIFIQUE INFERIEUR	
	PCI Kcal/m ³	PCI Kj/m ³
H 2	2580	10800
CO	3018	12640
CH 4	8550	35800
C H 2 4	14100	59030
C H 2 6	15220	63720
C H 3 8	21800	91270
C H 4 10	28340	118650
C H 3 6	20540	86000
C H 4 8	27100	113460
C H 2 2	13380	56020
H S 2	5650	23650

Tableau (2)

Forme et proportion des dimensions du four	Epaisseur l
<p align="center">Fours classiques</p> <p align="center">-----</p>	
<p align="center">Longueur - largeur - hauteur</p>	
<p>1x1x1 à 1x1x3</p>	<p align="center">1/3</p>
<p>1x2x1 à 1x2x4</p>	<p align="center">2/3 .(volume)</p>
<p>1x1x4 à 1x1x∞</p>	<p align="center">Plus petite dimension</p>
<p align="center">Fours cabines</p> <p align="center">-----</p>	
<p>1x2x4</p>	<p align="center">1/3</p>
<p>1x2x5 à 1x1x∞</p>	<p align="center">2/3 . (volume) 1,3 x la plus petite</p>
<p align="center">Fours cylindriques</p> <p align="center">-----</p>	
<p align="center">Diametre - hauteur</p>	
<p>Dx2xD à Dx ∞</p>	<p align="center">1x le diametre</p>



DIMENSIONNEMENT D'UN TOUR DE TOPEUNG
EN P. CHIMIQUE

REP	DESIGNATION	Nb
01	FONDATION	
02	PORTE DE VISITE	02
03	BRULEUR	07
04	REGARD	
05	TUBE DE RADIATION	92
06	PORTE D'EXPLOSION	
07	TUBE DE CONVECTION	108
08	POUTRE	



COUPE TRANSVERSALE



