

9/89

وزارة التعليم العالي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

200

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT: METALLURGIE

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

Conception d'un four industriel
à gaz pour le traitement
thermique des roulements à billes

2 PLANCHES

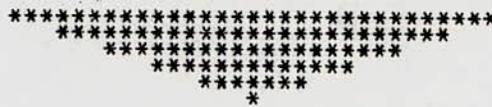
Proposé par :
J, Karpati

Etudié par :
N. Zazi
A. Ihdene

Dirigé par :
J. Karpati

PROMOTION : Juin 89

تـمـنـيـات



Nous tenons avant tout d'exprimer notre profonde reconnaissance à notre Promoteur J. KARPATJ pour son suivi et sa grande disponibilité et son soutien moral tout le long de notre travail.

Nous remercions également Monsieur HELLAL, Chef de notre département, qui n'a ménagé aucun effort tout le long de notre travail, pour nous permettre d'accomplir ce modeste travail dans les bonnes conditions.

Enfin, que tous ceux qui ont de près ou de loin contribué à l'élaboration de ce travail trouvent ici l'expression de notre profonde reconnaissance.

III () III III III III III III

- INTRODUCTION	1
<u>I - GENERALITES</u>	2
<u>I₁ - TRAITEMENTS THERMIQUES DES ROULEMENTS A BILLES</u>	3
<u>I₂ - PRATIQUE DU CHAUFFAGE</u>	4
I ₂₋₁ - Chauffage Direct	4
I ₂₋₁₋₁ - Les brûleurs	5
I ₂₋₂ - Chauffage Indirect	6
I ₂₋₂₋₁ - Les Moufles	6
I ₂₋₂₋₂ - Tubes Radiants	6
I ₂₋₂₋₃ - Boites Radiants	8
<u>I₃ - LA COMBUSTION DANS LES FOURS</u>	8
I ₃₋₁ - Combustion Neutre	9
I ₃₋₂ - Combustion oxydante complète	9
I ₃₋₃ - Combustion réductrice	10
I ₃₋₄ - Combustion incomplète	10
I ₃₋₅ - Combustibles	11
I ₃₋₆ - Comburants	11
<u>I₄ - LES ATMOSPHERES CONTROLES</u>	12
I ₄₋₁ - Effet de l'atmosphère du four sur la charge	12
I ₄₋₂ - Atmosphère pour le chauffage direct	12
I ₄₋₃ - Atmosphère pour le chauffage indirect	16
I ₄₋₃₋₁ - Gaz Exothermique	16
I ₄₋₃₋₂ - Gaz Endothermique	17
I ₄₋₃₋₃ - Gaz Neutre	18
<u>I₅ - FOURS DE TRAITEMENT THERMIQUE</u>	18
I ₅₋₁ - Classification des fours de traitements thermiques	19
I ₅₋₁₋₁ - Four Continu	19
I ₅₋₁₋₂ - Four Discontinu	19
I ₅₋₁₋₃ - Four semi-continu	20

J ₅₋₂ - Exemples de Fours de traitements thermiques.....	20
J ₅₋₂₋₁ - Four à sole à charge immobile.....	20
J ₅₋₂₋₂ - Four à charge mobile.....	20
J ₅₋₃ - Présentation de quelques fours fonctionnant sous atmosphères protectrices.....	21
J ₅₋₃₋₁ - Fours à recuire pour les roulements à billes....	22
J ₅₋₃₋₂ - Fours à recuire des bobines de fil d'acier.....	23
J ₅₋₃₋₃ - Fours de recuit des barres d'acier.....	24
J ₅₋₃₋₄ - Fours à sole tournante.....	24
J ₆ - <u>TRANSFERT DE CHALEUR</u> :.....	25
J ₆₋₁ - Transmission globale de la chaleur dans les fours.....	25
J ₆₋₂ - Transmission de chaleur par conduction.....	27
J ₆₋₃ - Transmission de chaleur par rayonnement.....	27
J ₆₋₄ - Transmission de chaleur par convection.....	28
J ₉ - <u>CRITERES ET CARACTERISTIQUES JUSTIFIANT LE CHOIX DU FOUR</u> :.....	30
J ₉₋₁ - <u>CHOIX DU TYPE DE FOUR</u> :.....	31
J ₉₋₂ - <u>CHOIX DU MODE DE CHAUFFAGE DU FOUR</u> :.....	31
J ₉₋₃ - <u>CHOIX DE L'ATMOSPHERE PROTECTRICE</u> :.....	32
J ₉₉ - <u>CALCUL DES PARAMETRES DU FOUR</u> :.....	34
J ₉₉₋₁ - <u>DIMENSION DE LA CHARGE</u> :.....	35
J ₉₉₋₂ - <u>DIMENSION DU FOUR</u> :.....	40
J ₉₉₋₃ - <u>CALCUL SUR LES PAROIS</u> :.....	42
J ₉₉₋₃₋₁ - Combinaison de parois (1).....	42
J ₉₉₋₃₋₁₋₁ - Chaleur emmagasinée par les parois.....	43
J ₉₉₋₃₋₁₋₂ - Perte de chaleur par les parois.....	48

$3-2$	- Combinaison de parois (2)	49
$3-2-1$	- Chaleur emmagasinée par les parois	
$3-2-2$	- Perte de chaleur par les parois	54
4	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LE CHARIOT</u>	55
5	- <u>PERTE DE CHALEUR PAR LE CHARIOT</u>	57
6	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LA CHARGE</u>	58
7	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LE SUPPORT DE LA CHARGE</u>	58
8	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LA CAISSE DE TRANSPORT DE LA CHARGE</u>	59
9	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR L'ENCEINTE</u>	61
10	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LES ROUES</u>	62
11	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR LES CORNIERES</u>	62
12	- <u>CHALEUR EMMAGASINEE PAR L'ATMOSPHERE PROTECTRICE</u>	63
13	- <u>CALCUL POUR FUMEES</u>	64
$13-1$	- Calcul de la température de la fumée à l'entrée T_{Fe} ..	67
$13-2$	- Calcul de la température de la fumée à la sortie T_{Fs} ..	69
14	- <u>BILAN THERMIQUE</u>	70
15	- <u>CONDUITES D'ENTREES/SORTIES DU FOUR</u>	73
$15-1$	- Calcul du diamètre de la conduite d'entrée du gaz... naturel	73
$15-2$	- Calcul du diamètre de la conduite d'entrée d'air ...	74
$15-3$	- Calcul du diamètre de la conduite d'évacuation de la fumée	74
16	- <u>CONDUITE D'ENTREE/SORTIE DES TUBES RADIANTS</u>	75
$16-1$	- Calcul du diamètre de la conduite d'entrée du gaz naturel dans le tube radiant	75
$16-2$	- Calcul du diamètre de la conduite d'entrée d'air dans le tube radiant	75

16-3 - Calcul du diamètre de la conduite d'évacuation de la fumée du tube radiant76
 16-4 - Calcul du diamètre du buse de gaz naturel76
 16-5 - Calcul du diamètre du buse d'air77
 17 - REVENU : CALCUL DU DEBIT DE GAZ NATUREL NECESSAIRE PENDANT LA DUREE D'UN TRAITEMENT (3 H.)78
 17-1 - Calcul de la chaleur emmagasinée par les parois pour le revenu78
 17-2 - Perte de chaleur par les parois pour le revenu80
 17-3 - Chaleur emmagasinée par le Chariot80
 17-4 - Chaleur emmagasinée par la Caisse de transport82
 17-5 - Chaleur emmagasinée par le support de la charge82
 17-6 - Chaleur emmagasinée par la charge82
 17-7 - Chaleur emmagasinée par l'enceinte83
 17-8 - Chaleur emmagasinée par l'atmosphère intérieure du Four83
 17-9 - Bilan thermique (Cas du Revenu).....83
 CONCLUSION :.....84

3₁ - TRAITEMENTS THERMIQUES DES ROULEMENTS A BILLES :

Les traitements thermiques sont des opérations de chauffage, suivie d'un refroidissement, qui ont pour but de donner à une pièce métallique les propriétés les plus convenables pour son emploi ou sa mise en forme.

Toute utilisation rationnelle d'un alliage implique généralement un traitement thermique approprié techniquement.

Un traitement thermique est défini par la variation de la température en fonction du temps (cycle thermique).

D'une façon générale, un traitement thermique ne modifie pas la composition chimique de l'alliage, mais il peut apporter des modifications relatives aux trois points de vue suivants :

- a) - Constitution
- b) - Etat mécanique
- c) - Structure [14]

Les roulements à billes dont la nuance est 100 C6, travaillent dans les conditions qui imposent à l'acier :

- Une dureté élevée de même pour la tenue à l'usure.
- Une résistance à la fatigue de contact élevée, c'est pourquoi le traitement thermique recommandé est le suivant :

- * Une trempe à l'huile entre (825 et 875)° C.
- * Un revenu à 180° C.

Ce traitement peut être schématisé comme suit :

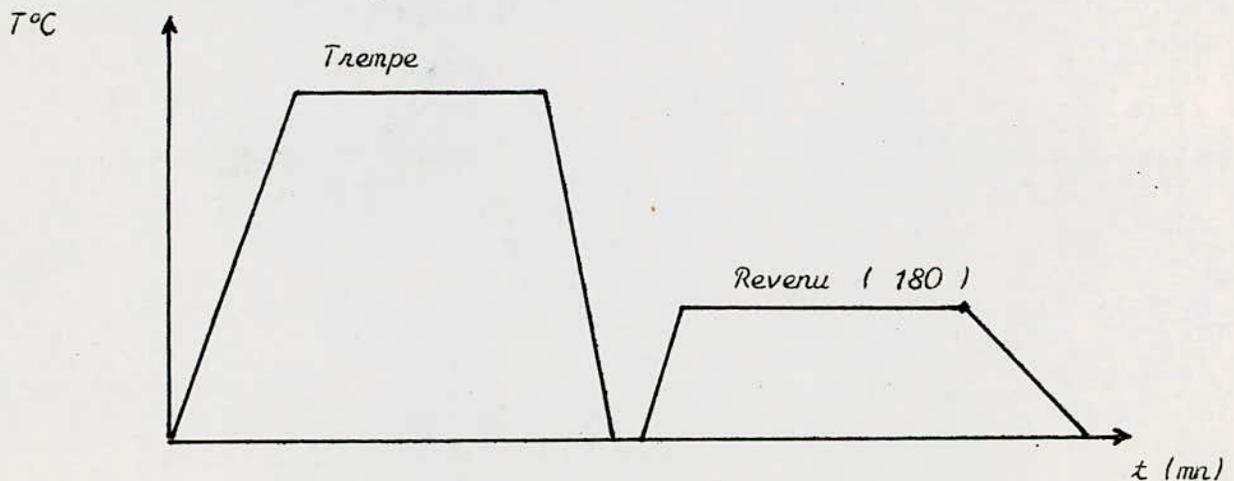


Fig. (1) - Traitement Thermique des roulements à billes [3]

La durée de chauffage de la charge est de :

$$t = t_{ec} + t_{si}$$

t_{ec} — est la durée de l'échauffement à coeur jusqu'à la température de traitement.

t_{ec} est fonction de la forme de charge, sa dimension, l'arrangement des éléments de la charge, du type de four et de la composition chimique de la charge.

t_{si} — est la durée de séjour isotherme à la température de traitement.

Cette dernière est fonction de la composition chimique de la charge, et de l'état initial de l'acier [3]

J_2 - PRATIQUE DU CHAUFFAGE :

Le chauffage dans les fours de traitement thermique peut se réaliser directement ou indirectement, selon que l'on souhaite avoir une atmosphère passive ou active au contact des pièces.

On parle de chauffage direct lorsqu'il y a contact entre la charge et les produits de la combustion.

Le chauffage indirect trouve son application lorsque les pièces doivent subir un cycle thermique et qu'il est nécessaire d'éviter tout contact entre ces pièces et les produits de combustion.

$J_{2,1}$ - CHAUFFAGE DIRECT :

Le transfert de chaleur par rayonnement et convection des produits de la combustion sur la charge, s'effectue rapidement et le temps de la montée de la température est très bref.

Ce type de chauffage est réalisé par des brûleurs.

[11]

9
21-1 - LES BRÛLEURS :

* - DEFINITION :

Dans un appareil thermique chauffé par un combustible " le brûleur est l'organe qui donne naissance à la Flamme".

Il a pour fonction principale d'assurer le mélange de comburant (qui est souvent de l'air froid ou quelque fois préchauffé), et de combustible en proportions convenables et à l'instant voulu. [15]

* - PRINCIPE :

Les brûleurs sont constitués de :

- 1 - Un dispositif de mélange du combustible et le comburant.
- 2 - Une chambre de combustion
- 3 - Un orifice de sortie des produits de combustion achevé.

La (Fig. 2) représente le schéma de principe d'un brûleur "jet"

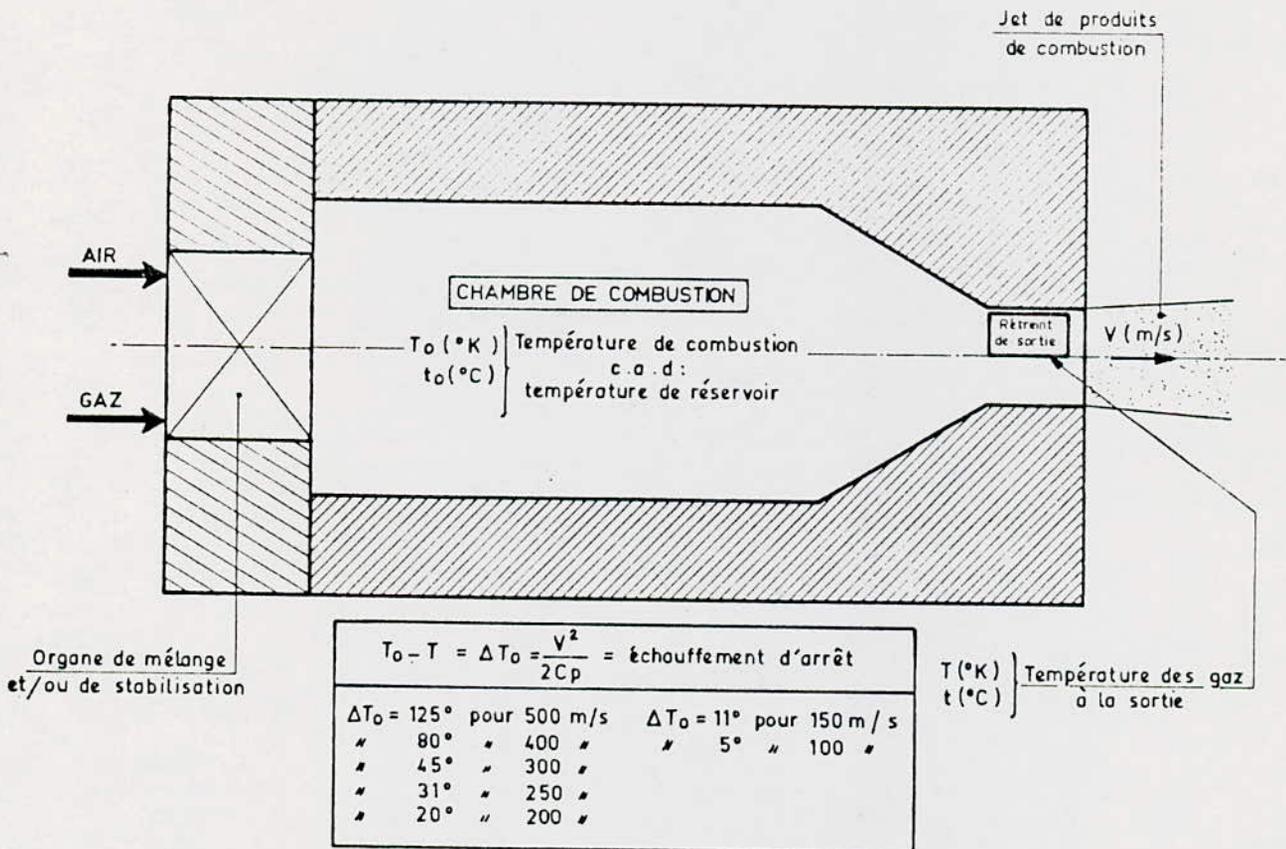


Fig. (2) - Brûleurs "jet" - schéma de principe et notations

[21]

* - Rôle : Dans un processus de chauffage industriel mettant en oeuvre des combustibles, le brûleur a pour fonction d'assurer la stabilisation de la combustion de manière à engendrer une source chaude à un potentiel de température à une puissance susceptible de permettre la transmission de la quantité de chaleur désirée vers le produit, à la température voulue. [21]

J₂ - CHAUFFAGE INDIRECT :

Dans ce type de chauffage, la charge n'est plus en contact avec les produits de la combustion.

La combustion du mélange air/gaz s'effectue dans des tubes radiants, boîtes radiantés, ou dans des enceintes appelées "MOUFLES".

Le transfert de chaleur se fait uniquement par rayonnement (convection minimale). Entre autre, on peut augmenter la convection par agitation de l'atmosphère par des ventilateurs (brasseurs).

* LES MOUFLES : Ce sont des enceintes réalisant l'isolation de la charge des produits de la combustion.

Suivant la forme, les dimensions et le mode de chargement du four, on parle alors de Fours à Moufles, Fours à cloche, Fours à cornue .

L'utilisation industrielle des moufles présente plusieurs inconvénients.

a) - La construction de moufle est parfois difficile et onéreuse quand leurs dimensions sont grandes.

b) - La détérioration éventuelle du Moufle entraîne l'arrêt total du four.

c) - Le Moufle cause , toujours, une baisse notable du rendement du four.

* TUBES RADIANTS : Un tube radiant est constitué d'un élément chauffant et d'un brûleur proprement dit.

[2] , [7] , [15]

Suivant la forme et le mode de fonctionnement des tubes radiants, on peut les classer en des :

- tubes radiants en forme U simple.
- tubes radiants droit simple.
- tubes radiants en forme U avec récupérateur incorporé.
- tubes radiants droit avec récupérateur incorporé. [15]

La (Fig. 3) représente un tube radiant en forme U avec récupérateur incorporé.

La (Fig. 4)a représente un tube radiant droit avec un récupérateur incorporé.

La (Fig. 4)b représente un tube radiant autorécupérateur équipé d'un brûleur jet.

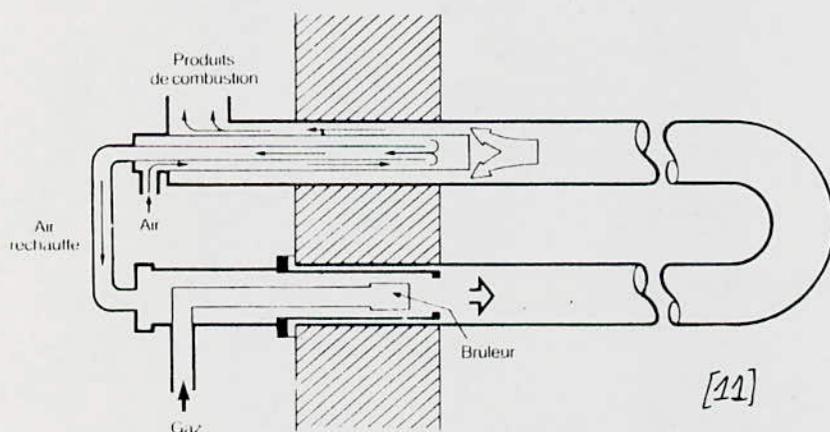


Fig (3) - Tube radiant en forme U avec récupérateur incorporé

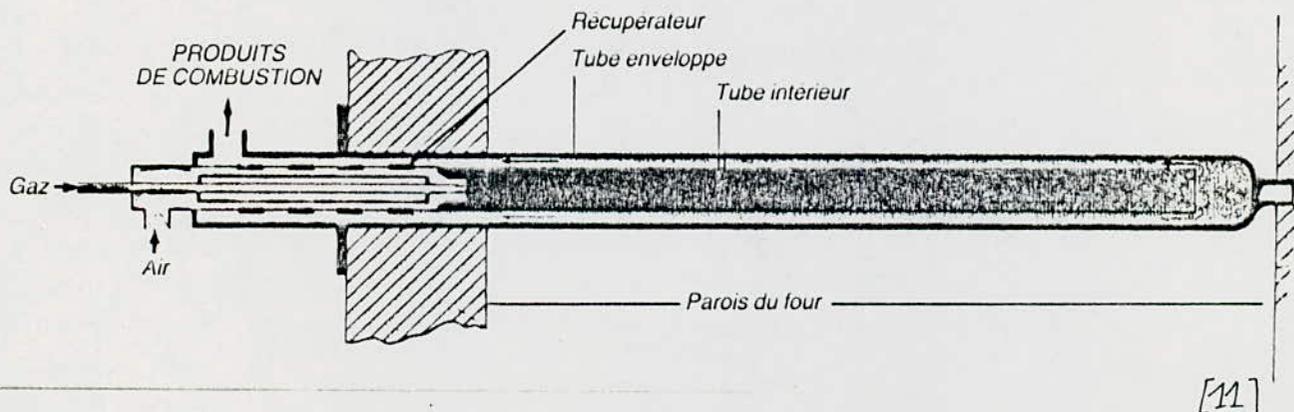


Fig. (4)a - Tube radiant droit avec un récupérateur incorporé

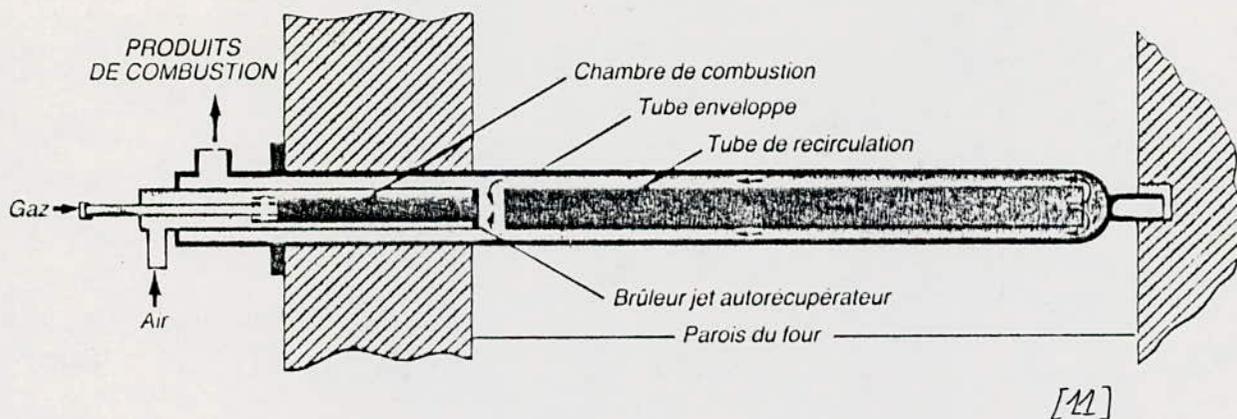


Fig. (4)b - Tube radiant droit équipé d'un brûleur jet

* BOITE RADJANTS :

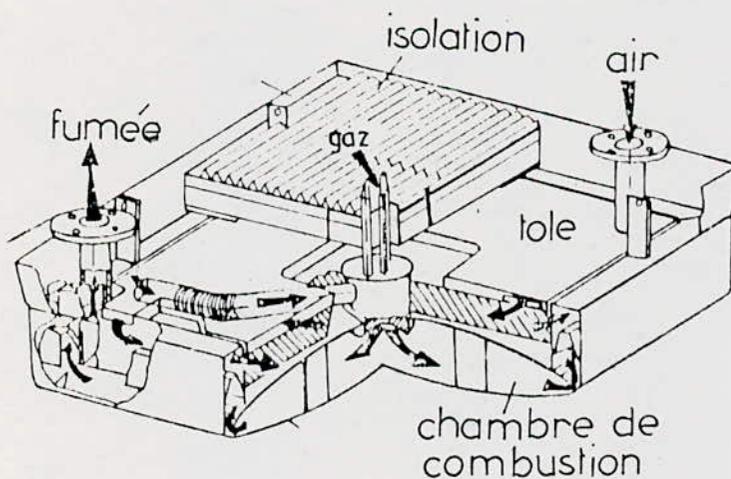


Fig. (5) - Vue perspective d'une boite radiant

3 - COMBUSTION THERMIQUE :

Les combustions sont des réactions mettant en jeu deux espèces :

- Le comburant (oxydant)
- Le combustible (réducteur)

dont l'ensemble constitue le milieu réactionnel

La nature des réactifs étant définie, il est nécessaire, pour caractériser le milieu réactionnel, de préciser sa composition; (i.e) les quantités relatives de combustible et de comburant en présence.

[6], [10]

Le procédé commode consiste à comparer le rapport (Combustible/Comburant) à un rapport de référence dit rapport stœchiométrique.

Le rapport de référence traduit le fait que le combustible se trouve en présence de la quantité de comburant minimale, théorique et nécessaire pour l'oxyder complètement.

l'expression :

$$\varphi = \frac{(\text{Combustible} / \text{Comburant})_{\text{vrai}}}{(\text{Combustible} / \text{Comburant})_{\text{Stœchio.}}}$$

définie la richesse du milieu réactionnel :

- Si $\varphi = 1$ \longrightarrow mélange stœchiométrique.
- Si $\varphi > 1$ \longrightarrow mélange riche en combustible.
- Si $\varphi < 1$ \longrightarrow mélange pauvre. "

On définit l'excès de comburant par :

$$e \% = 100 \cdot (1 - \varphi) / \varphi$$

le défaut de comburant par :

$$d \% = 100 \cdot (\varphi - 1) / \varphi$$

J_{3,1} COMBUSTION NEUTRE :

C'est une combustion complète opérant sans excès ni défaut de comburant (ie) au milieu stœchiométrique à la richesse $\varphi = 1$, elle est dite neutre car les produits de combustion ne renferment ni oxydants à l'état libre, ni composés autres que ceux résultant d'une oxydation totale, ils sont donc chimiquement inactifs. Elle est dite théorique car il est bien connu qu'une combustion complète obtenue à partir d'un mélange stœchiométrique constitue un cas idéal.

J_{3,2} COMBUSTION OXYDANTE COMPLETE :

Il s'agit d'une combustion dont le principe est appliqué dans le vaste domaine de la production de la chaleur, elle est dite oxydante du fait qu'elle

[6], [10]

se déroule en présence d'un excès de comburant, c'est à dire à la richesse $\phi < 1$, elle est dite complète qu'au même titre que la combustion neutre théorique.

Les réactions chimiques se déroulent d'une manière idéale pour conduire à la formation exclusive de CO_2 , H_2O et SO_2 .

\mathcal{J}_3 - COMBUSTION REDUCTRICE :

La combustion réductrice est une combustion dans laquelle la quantité de comburant mise en jeu est inférieure stœchiométriquement, c'est à dire que la richesse ϕ est supérieure à l'unité.

C'est un domaine de combustion complète, à analyser d'une manière précise mais fort important sur le plan économique.

Le défaut de comburant conduit à une oxydation partielle du combustible menant à la formation de CO_2 , CO , H_2O , H_2 , d'hydrocarbures intermédiaires ($\text{C}_n \text{H}_m$) et de carbone libre.

La combustion réductrice est également utilisée sur certains fours pour créer des atmosphères aussi peu agressives que possible.

\mathcal{J}_4 - COMBUSTION INCOMPLETE :

Dans ce qui précède, on a considéré par hypothèse que :

* La combustion oxydante opérerait une oxydation totale sans production d'imbrulés CO , H_2 , $\text{C}_n \text{H}_m$.

* La combustion réductrice opérerait une oxydation partielle du combustible, en consommant intégralement l'oxygène du comburant.

Ainsi envisagées, les combustions étaient complètes bien que le deuxième type n'envisageait qu'une oxydation partielle.

Dans la pratique, on s'écarte plus ou moins de ces conditions idéales du fait qu'interviennent dans le processus réactionnel :

* Les conditions physiques du mélange comburant/Combustible.

* Les vitesses d'oxydation [6], [10]

C'est ainsi que les produits finaux d'une combustion oxydante mal réglée pouvant contenir du CO , H_2 , des hydrocarbures intermédiaires et des particules solides; bien que la quantité de comburant utilisée soit supérieure à la quantité stœchiométrique.

Les produits finaux d'une combustion réductrice mal adaptée pouvant renfermer de l'oxygène libre, bien que la quantité stœchiométrique soit supérieure à la quantité du comburant.

On traduit ces phénomènes en qualifiant alors ces combustions de combustions incomplètes.

\mathcal{J}_3 - COMBUSTIBLES :

D'une manière générale, un combustible conventionnel de type industriel est un mélange complexe de composé organique divers dans lesquels on retrouve les éléments chimiques suivants : C, H, O, N et S ... etc

Ainsi, d'une manière formelle, un combustible pourrait être représenté par la formule chimique globale $\text{C}_n \text{H}_m \text{O}_p \text{N}_q \text{S}_t$.

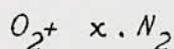
Il existe divers type de combustibles, dont on cite :

- Le charbon (non utilisé actuellement)
- Les huiles (dérivés du pétrole)
- Les gaz raffinés
- Le gaz naturel (c'est notre cas)
- Le gaz de sidérurgie.

\mathcal{J}_3 - COMBURANTS :

D'une manière générale, un comburant de type industriel est constitué d'oxygène (l'oxydant proprement dit) plus ou moins dilué d'azote.

Le comburant répond à la formule générale :



Notons que le fait d'écrire cette formule implique qu'on manipule $(1 + x)$ moles , trois cas peuvent alors se présenter :

[6], [10]

- Si $x = 0$ \longrightarrow Oxygène pur
- Si $x = 3,78$ \longrightarrow Air Atmosphérique
- Si $x < 3,78$ \longrightarrow Air enrichi en O_2

A l'échelle industrielle, l'air est le plus utilisé comme comburant
 Mais certaines utilisations requièrent l'emploi de l'oxygène pur ou d'air enrichi en oxygène. [6], [10]

3₄ - LES ATMOSPHERES CONTROLES :

3₄₁ - EFFET DE L'ATMOSPHERE DU FOUR SUR LA CHARGE :

Pendant le processus de traitement thermique, il y a interaction entre la charge et l'atmosphère du four, de ce fait résulte des effets nuisibles (contamination, décarburation) sur la charge à traiter. C'est pourquoi, on choisit des atmosphères convenables de façon à éviter cette interaction.

3₄₂ - ATMOSPHERE POUR LE CHAUFFAGE DIRECT :

Les fumées sont composées d'éléments oxydants (CO_2 , H_2O , O_2), d'éléments réducteurs (H_2 , CO) et d'éléments neutres (N_2).

Les effets de ces éléments augmentent avec la température.

La composition et la pression partielle de la fumée ainsi que la constante d'équilibre déterminent les réactions entre les fumées et la surface de charge.

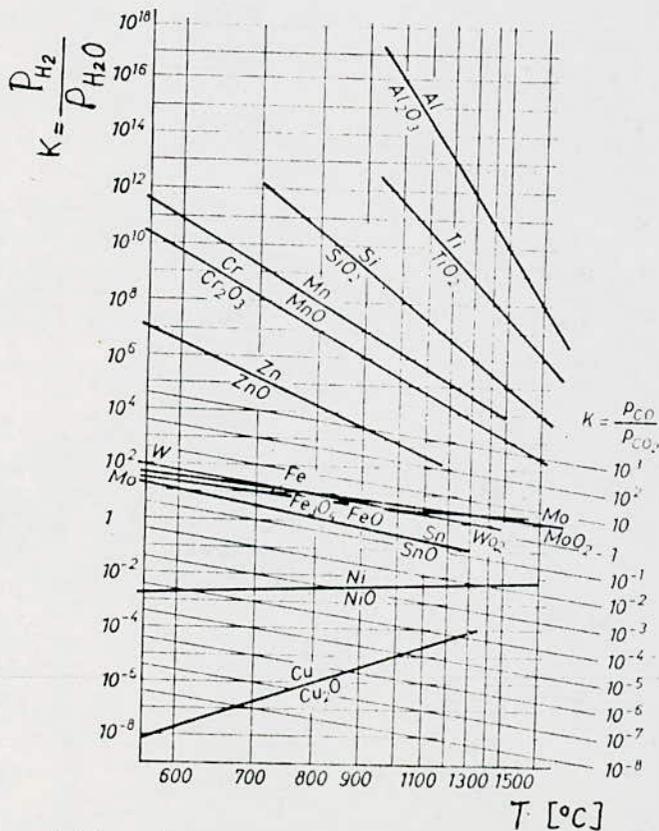
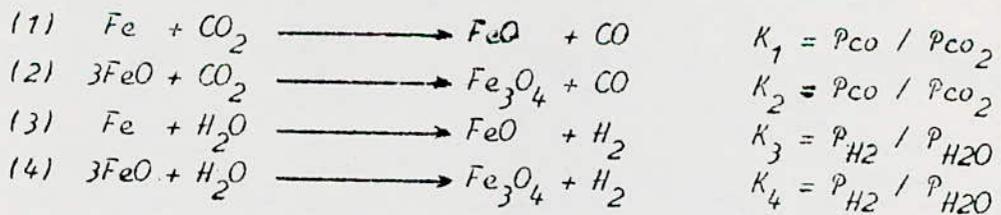


Fig. (6) - Diagramme d'équilibre d'oxydations des différents métaux. [2], [7]

La température et la constante d'équilibre sont des paramètres qui déterminent l'oxydation de la charge.

Les réactions suivantes représentent les étapes d'oxydation du fer par les composants de la fumée (CO_2 , H_2O).



Ces réactions sont irréversibles et tendent toujours vers la droite (Augmentation de CO et H_2).

Dans les fours à chauffage direct, l'état d'équilibre n'est jamais atteint à cause de l'apport continu du CO_2 résultant de la combustion.

Par exemple, d'après la Fig. (6), le cuivre n'est pas oxydé par le CO_2 et l' H_2O , vu la faible valeur de sa constante d'équilibre et du fait que les points d'intersections des températures et des constantes d'équilibres se trouvent au dessus de la droite ($\text{Cu} - \text{Cu}_2\text{O}$). Ces propriétés (vu précédemment) favorisent l'emploi de H_2O comme atmosphère protectrice.

Les composants oxydants de la fumée provoquent la décarburation de la surface.

La Fig. (7) représente diagramme d'équilibre du processus de décarburation concernant la réaction suivante :

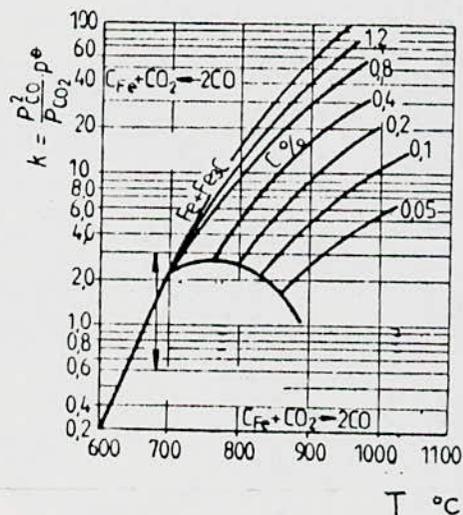
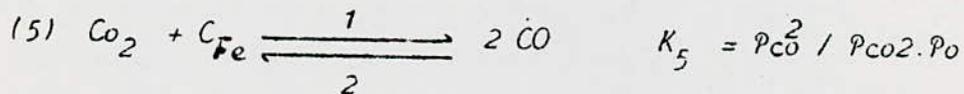


Fig. (7) - Diagrammes d'équilibres du processus de décarburation relative à la réaction (5)

La Fig. (8) représente les différents cas de déplacement de la réaction (5) en fonction de la température.

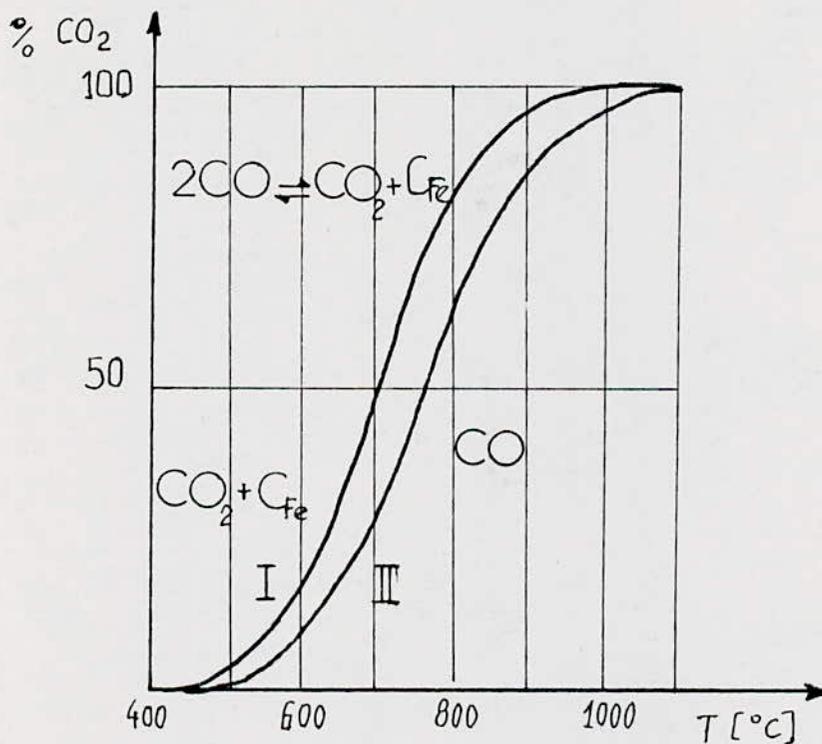
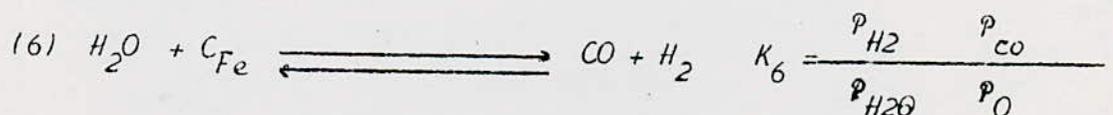


Fig. (8) - Différents cas de déplacement de la réaction (5) en fonction de la température.

Pour une température supérieure à 1 150°C, on a un état d'équilibre dans la phase gazeuse (on a seulement le CO); par contre pour des températures inférieures à 400°C, la phase gazeuse est composée seulement de CO_2 .

En conclusion, la décarburation (opération inverse à la cementation) se déroule pour des températures comprises entre 400 et 1 150°C.

La décarburation peut se produire en présence de H_2O selon la réaction suivante :



L'oxygène libre dans la fumée provoque l'oxydation de la surface de la charge, de ce fait, il se forme du CO et du FeO.

Le CO formé se dégage dans le four par contre le FeO reste à la surface de la charge.

[2] , [7]

La vitesse de décarburation est plus grande que la vitesse d'oxydation, ce qui favorise la décarburation.

Les composants de la fumée (CO_2 , H_2O , O_2) produisent la décarburation, c'est pourquoi il faut diminuer leur quantité en diminuant la quantité du comburant (air).

Si la quantité d'air proposée est inférieure à la quantité nécessaire pour la combustion, on aura une combustion incomplète.

De cette dernière, résultera la formation d'éléments réducteurs (N_2 et CO) dans la fumée.

La diminution de la quantité de l'air provoque l'augmentation des pressions partielles de ces éléments.

La fig. (9) représente :

- La variation de l'énergie de combustion des éléments en fonction du facteur de l'air.

- La variation du volume de la fumée en fonction du facteur de l'air.

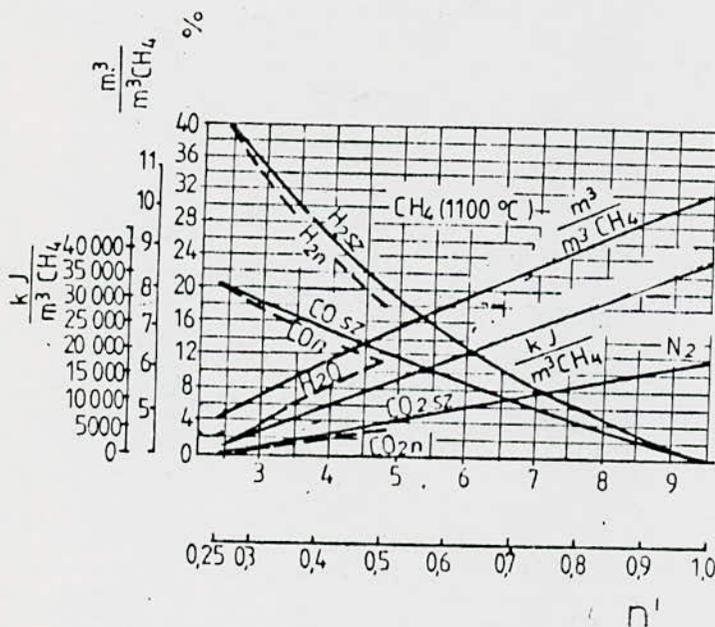


Fig. (9) - Variation du volume de la fumée et de l'énergie de combustion des différents éléments en fonction du facteur de l'air.

Un bon choix du facteur de l'air, nous permet d'assurer un meilleur traitement et d'éviter la décarburation et l'oxydation.

[2] , [7]

Pour cela on doit produire l'équilibre des rapports H_2/H_2O et CO/CO_2 , dans ce cas la fumée joue le rôle d'atmosphère protectrice

Il est plus facile d'opérer avec cette méthode mais son rendement est faible.

[2], [7]

J_{43} - ATMOSPHERES POUR LE CHAUFFAGE INDIRECT :

Le procédé du chauffage indirect est utilisé dans le cas où on conçoit d'isoler la charge de la fumée, pour cela on entoure la charge par une atmosphère protectrice artificielle (active) pour éliminer l'effet de l'air.

La composition de l'atmosphère protectrice est liée directement à la composition de l'alliage à traiter et ses propriétés.

Dans le cas des aciers non alliés, on utilise une atmosphère protectrice exothermique ou neutre, par contre si la teneur en carbone est grande, une atmosphère protectrice endothermique ou neutre est recommandée.

Pour les aciers fortement alliés (au Al, Ti, Si, Mn, Cr, Ni) on utilise une atmosphère endothermique ou une atmosphère de H_2 , et cela à cause de la grande affinité de ces éléments pour l'oxygène.

Si le pourcentage des éléments d'additions : Cu, Mn et W est supérieur à 2%, l'atmosphère protectrice ne doit pas contenir les composés suivants : CO , CO_2 et H_2O

Si la teneur en Si de l'acier à traiter est élevée, une atmosphère d'ammoniac ou de H_2 est recommandée.

J_{43-1} - Gaz Exothermique :

Ce type de Gaz est le produit d'une combustion partielle d'un combustible gazeux, le produit de la combustion est ramené à une température de $1000^\circ C$ à $1100^\circ C$.

La composition du gaz exothermique dépend des facteurs suivants :

- 1) - La composition du gaz de combustion.
- 2) - Le rapport du mélange du combustible avec le comburant.
- 3) - De la température de combustion.

Le gaz exothermique est constitué de composés oxydants (H_2O , CO_2) de composés réducteurs (CO , H_2) et de composé neutre (N_2), parfois, il renferme de faibles quantités de CH_4 , C_2H_6 ... etc

Durant les traitements thermiques, il est convenable d'éliminer le CO_2 .

Le gaz azote (N_2) peut former un gaz protecteur neutre en éliminant les composants CO , H_2 et H_2O (Voir tableau 1).

Le tableau (1) représente la composition du gaz exothermique.

DESIGNATION DE L'ATMOSPHERE PROTECTRICE	COMPOSITION DE CETTE ATMOSPHERE EN %				
	CO_2	CO	H_2	CH_4	N_2
• AGA 101	10	1,5	1	-	87
• AGA 102	5	10	12	0,5	71
• AGA 105	-	20	2	-	78
• AGA 106	-	20	13	0,5	68

Tableau 1 - Composition des atmosphères protectrices exothermiques.

* REMARQUE : La production de gaz exothermique se fait dans des appareils appelés : GENERATEURS EXOTHERMIQUES

J_{43-2} - Gaz Endothermiques :

Ce type de gaz est produit par combustion partielle (imparfaite) d'un combustible gazeux ou de l'huile.

Le procédé de production du gaz endothermique est le suivant :

1) - On produit une combustion partielle dégageant de l'énergie sous forme de fumée.

2) - Cette fumée est transférée dans une cornue, contenant un catalyseur.

[2], [7], [23]

3) - On chauffe la fumée dans la cornue jusqu'à 1 300°C, à laquelle se déroule les réactions endothermiques.

4) - On refroidit le gaz produit dans un refroidisseur.

Le tableau (2) représente la composition du gaz exothermique pour différent type de combustible.

TYPE DU COMBUSTIBLE	COMPOSITION DE L'ATMOSPHERE PROTECTRICE EN %					
	CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	H ₂ O	N ₂
Gaz Naturel	19	40	0,5	0,1	0,2	40
Propane / Butane	23	31	0,2	-	-	45
Méthane	25	70	-	-	-	5,0

Tableau 2 :- Composition des atmosphères protectrices endothermiques

* REMARQUE : La production du gaz endothermique est réalisé dans des appareils appelés : GENERATEURS ENDOOTHERMIQUES

$J_{4,3-3}$ - Gaz Neutre :

Ce type de gaz est constitué principalement d'azote (à 97%).

L'avantage du gaz neutre par rapport aux deux précédents est sa faible teneur en éléments décarburants et oxydants

[2], [7], [23]

J_5 - FOURS DE TRAITEMENTS THERMIQUES :

La maîtrise des opérations de traitement thermique se développe ~~parallèle-~~ment avec le développement de la technologie de conception des fours et la recherche de techniques de combustion.

Pour un choix judicieux de fours de traitement thermique, ayant de bonnes

[1]

performances, il faut veiller à ce que les aspects technologiques suivants soient respectés soigneusement.

1) - L'obtention de meilleurs paramètres de traitements (température de traitement, homogénéisation de la température, qualité de la surface de la charge)

2) - L'obtention d'une meilleure productivité.

3) - L'obtention, d'un meilleur rendement du four / minimiser la consommation d'énergie.

[1]

$J_{5,1}$ - CLASSIFICATION DES FOURS DE TRAITEMENT THERMIQUE :

Suivant les opérations de traitement thermique et suivant les dimensions des pièces, on a conçu trois (3) type de fours :

$J_{5,1-1}$ - Les Fours Continus :

Dans ce type de fours, la charge se déplace uniformément et les parois travaillent en régime établi, parmi ces fours on cite :

- * Les fours poussants
- * Les fours à tapis
- * Les fours à corne rotative
- * Les fours à sole à rouleaux
- * Les fours à sole tournants.

$J_{5,1-2}$ - Les fours Discontinus :

La charge est immobile, les parois ne travaillent pas en régime établi et le four est refroidi périodiquement (après chaque traitement), parmi ce type de four on trouve :

- * Les fours à chambre
- * Les fours sous vide
- * Les fours à cloche
- * Les fours à sole mobile

[1] , [12]

$J_{5_{1-3}}$ - Les Fours Semi-Continus :

Ce sont des fours discontinus dans lesquels les alternances thermiques sont limitées.

* REMARQUE : Pour chacune de ces familles de fours, le chauffage peut se faire soit directement ou indirectement.

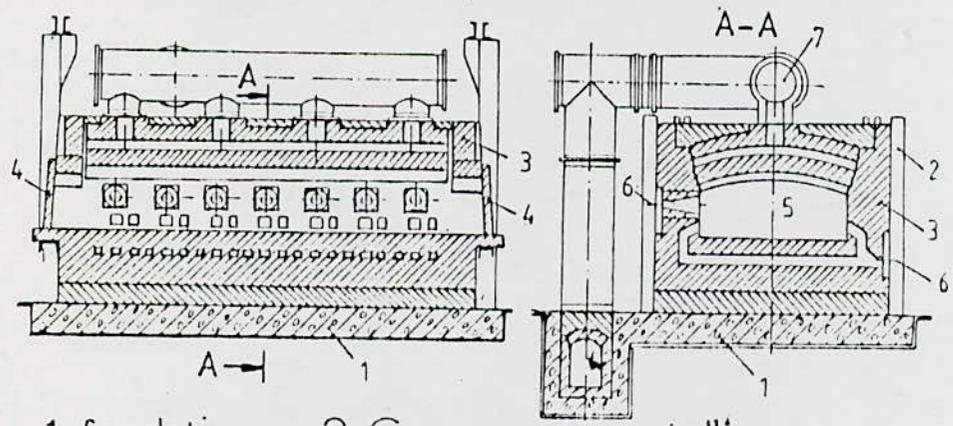
[1], [2]

J_{5_2} - EXEMPLES DE FOURS DE TRAITEMENT THERMIQUE :

$J_{5_{2-1}}$ - Fours à sole à charge immobile :

Par four à "sole", on désigne les fours dont le Laboratoire à une faible hauteur relative et dans lesquels le chauffage doit être uniforme. Parmi ces fours on trouve les fours de recuit, les fours de chauffage des laminoires.

Ces types de fours sont en général chargés de façon discontinue, le chauffage uniforme de la sole demande des brûleurs adaptés et bien répartis (on peut remplacer les brûleurs par des tubes radiants).



- 1-fondation 2-Carcasse métallique
- 3-Parois 4-Portes 5-Chambre du four
- 6-Brûleurs 7-Conduites de la fumée

Fig. (10) Four à sole à charge immobile

$J_{5_{2-2}}$ - Fours à charge mobile :

Le déplacement de la charge le long du four est un procédé général si l'on a un débit important de pièces identiques ou analogues.

Les fours poussants, les fours à rouleaux et les fours tunnels sont des fours à charge mobile.

[1]

Ces fours fonctionnent avec des brûleurs .

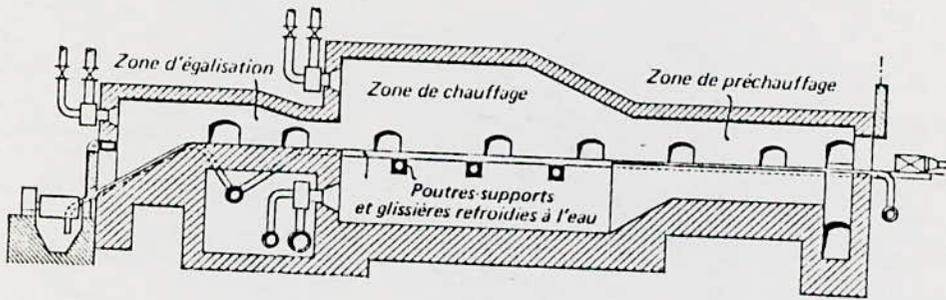


Fig. (11) - Four poussant à détournement par gravité

* REMARQUES : Nous invitons tous les étudiants intéressés aux fours de traitement thermique, à consulter les ouvrages suivants (1) (2) (se référer à la Bibliographie).

[1]

9₅ - FOURS DE TRAITEMENT THERMIQUE FONCTIONNANT SOUS ATMOSPHERES PROTECTRICES:

Ces types de fours peuvent être, soit des fours électriques, soit des fours à combustion ou bien des fours à chauffage mixte.

Les transfert de chaleur dans ces fours se fait principalement par rayonnement.

L'homogénéisation de la température à l'intérieur de la charge est assurée par des ventilateurs.

Ce type de fours nous assure les conditions spéciales exigées par les différentes opérations de traitement thermique, pour cela il faut qu'il vérifie les performances suivantes :

a) - La composition du gaz protectrice ne doit pas changer pendant le traitement thermique.

b) - Le produit des réactions entre l'atmosphère protectrice et les surfaces en contact (paroi, tube radiant, moufle etc...) ne doit en aucun cas toucher à la composition de l'atmosphère protectrice. Dans le cas contraire, on

[2]

aura une réduction de la durée de vie des parois, des tubes radiants et des moufles et par la suite la durée de vie du four.

c) - Les annexes de l'apport et de l'évacuation de l'atmosphère protectrice doivent être choisies de manière à éviter la contamination de celle-ci.

d) - Être doté d'équipement de sécurité efficace contre tout risque de toxication ou ~~de~~ explosion.

A présent, abordons quelques exemples pratiques de fours industriels de traitement thermique fonctionnant sous atmosphères protectrices.

J_{5-1} - Fours à recuire pour les roulements à billes :

Fiche Technique

* Dimensions du Four :

- Largeur 6 000 mm
- Longueur 35 700 mm
- Hauteur 3 400 mm

* Productivité du Four : 1 500 Kg/H.

* Mode de Fonctionnement :

En premier lieu on charge une cage qu'on fait entrer dans une chambre eclose. Cette dernière est alimentée par le même type de gaz, constituant l'atmosphère protectrice du four. On pousse ensuite cette cage dans le laboratoire du four. Une fois traitée, la cage est récupérée dans une deuxième chambre eclose.

- Le laboratoire du four est divisé en trois (3) zones :

- a) - Zone du chauffage et du maintien
- b) - Zone de refroidissement long
- c) - Zone de refroidissement rapide.

- Les tubes radiants alimentant ce four sont disposés horizontalement ou verticalement suivant les dimensions de la cage.

- L'atmosphère protectrice utilisée est une atmosphère neutre.

[2]

- Dans ce four on refroidit la charge jusqu'à 200°C pour obtenir des surfaces de la charge, bien polies.

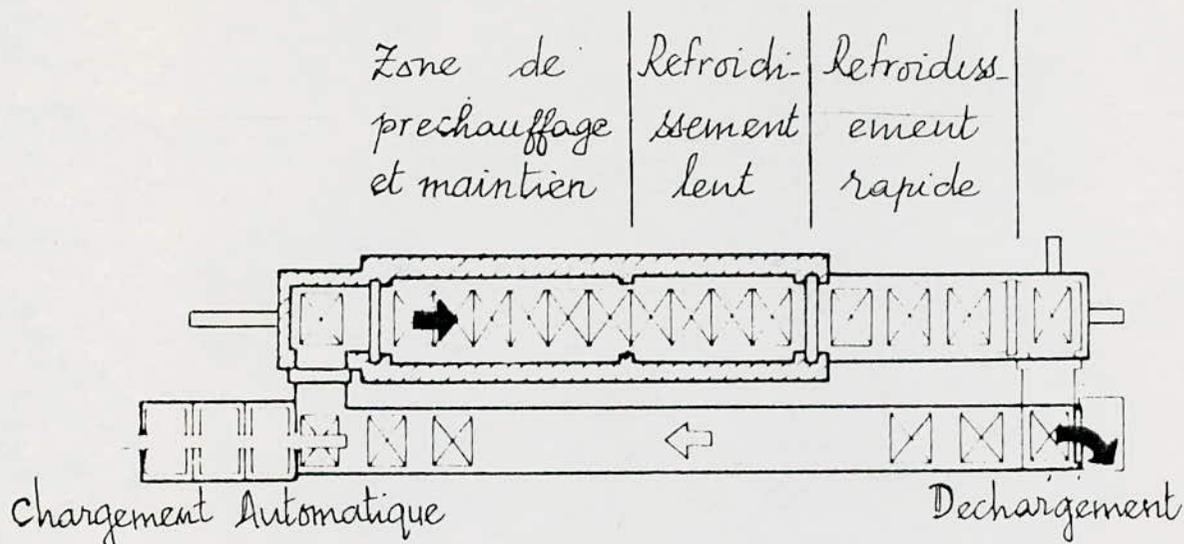


Fig. (12) - Four à recuire pour les roulements à billes

9₅³⁻² - Fours à recuire des bobines de fil d'acier :

- Dans ce type de four, on utilise une atmosphère protectrice neutre.
- Les tubes radiants sont placés verticalement.
- Le volume du gaz de protection est de 20m³ par tonne de charge.
- Le mode opératoire du fonctionnement de ce four est comme suit :

* La charge est introduite dans une chambre à vide. Ensuite on pompe l'air qui est rentré avec la charge.

* Une fois traité dans le four, on récupère la charge dans une deuxième chambre à vide.

Dimensions des rouleaux:

Diamètre: 1350 mm

Hauteur: 2000 mm

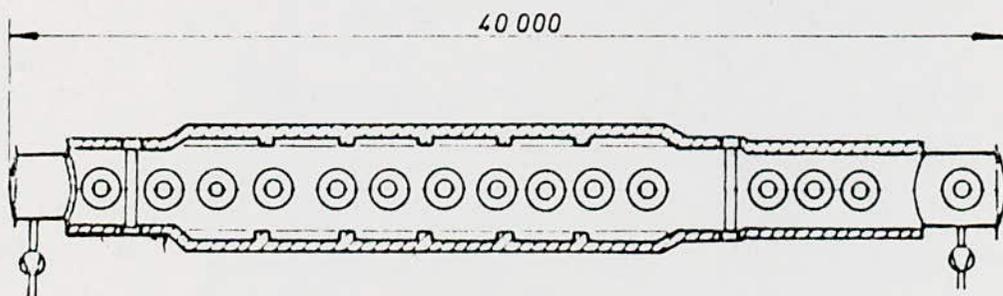
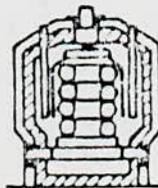


Fig. (13) Four à recuire des bobines de fil d'acier.

[2]

9₅₃₋₃ - Four de recuit des barres d'acier :

C'est un four à chambre, fonctionnant discontinuellement, dont le chauffage est assuré par des tubes radiants.

L'atmosphère protectrice utilisée est, soit un gaz neutre ou gaz endothermique.

* Mode de Fonctionnement :

- Chargement du four
- Lavage de l'atmosphère existant dans le four à plusieurs reprises.
- Chauffage de la charge suivie d'un refroidissement dans le four jusqu'à une température de 500°C (pour éviter la formation de la calamine).
- Le refroidissement est poursuivi à l'extérieur du four (à l'air libre).

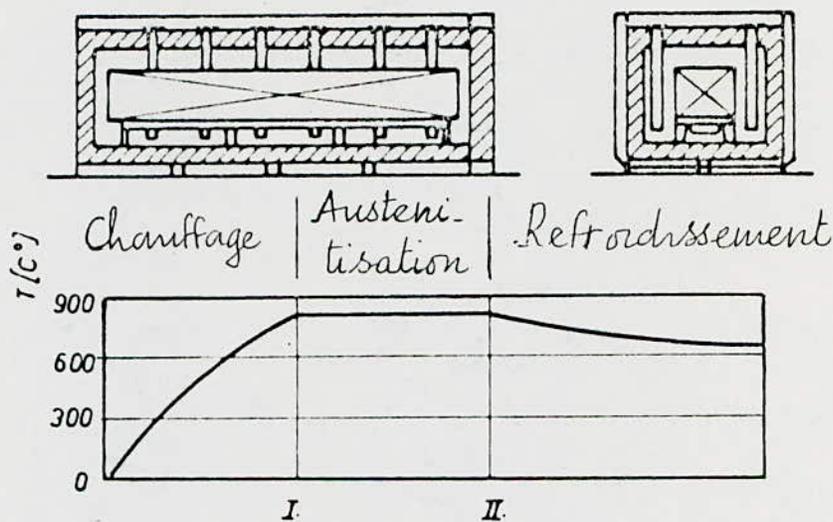


Fig. (14) - Four de recuit des barres d'acier

9₅₃₋₄ - Four à sole tournante :

Ce four est subdivisé en quatre (04) parties :

- a/ - Chambre eclose d'entrée
- b/ - Chambre de chauffage en trois zones
 - 1- Zone d'échauffement
 - 2- Zone de maintien
 - 3- Zone de refroidissement long

[2]

c/ - Chambre de refroidissement rapide

d/ - Chambre écluse de sortie

Le chargement du four et la manipulation des portes est automatique.

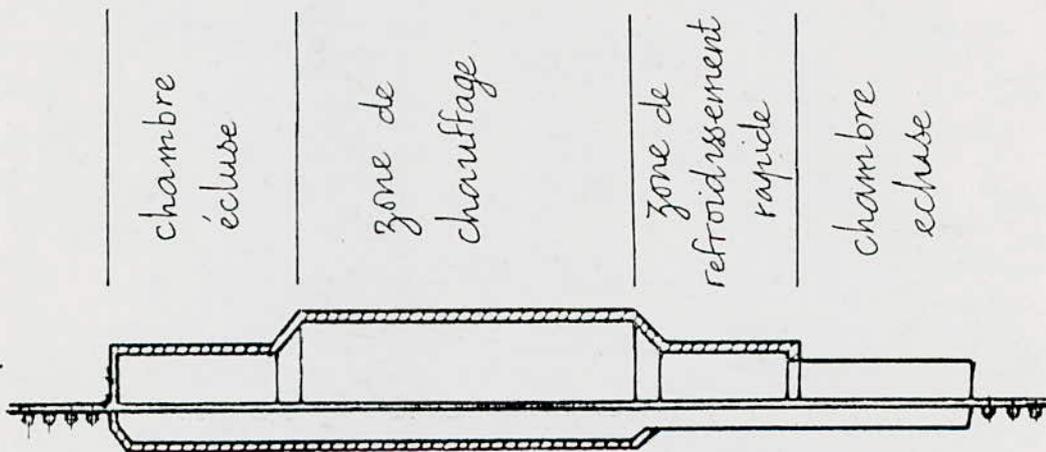
Les rouleaux de manipulation de la charge sont fabriqués en acier réfractaire.

Le chauffage dans la zone d'échauffement est assuré par des tubes radiants tandis que dans la zone de maintien et la zone de refroidissement, en plus des tubes radiants, on utilise des résistances.

Les ventilateurs de la chambre de chauffage et celles de la chambre de refroidissement rapide assure l'homogénéisation de la température.

La chambre de refroidissement rapide est formée d'une paroi double, entre lesquelles circule de l'eau.

Le choix de l'atmosphère protectrice dépend de la nature des parois en contact.



[2]

Fig. (15) - Four à sole tournante

J_6 - TRANSFERT DE CHALEUR :

J_{6_1} - TRANSMISSION GLOBALE DE LA CHALEUR DANS LES FOURS ;

L'élément principal permettant le calcul de la puissance d'un four est la connaissance de l'intensité de transmission de chaleur appelé aussi :

FLUX DE CHALEUR.

[1]

Cette intensité est la résultante de trois flux de chaleur différents :

- 1 - La chaleur transmise par convection entre la fumée et la charge.
- 2 - La chaleur transmise par rayonnement des gaz entre les fumées et la charge.
- 3 - La chaleur transmise par rayonnement entre les parois du four et la charge.

Cette dernière partie provient de la chaleur transmise aux parois par convection et rayonnement des fumées, déduction faite des pertes par les parois du four .

L'ensemble des échanges de chaleur dans un four est représenté par la Fig. (16)

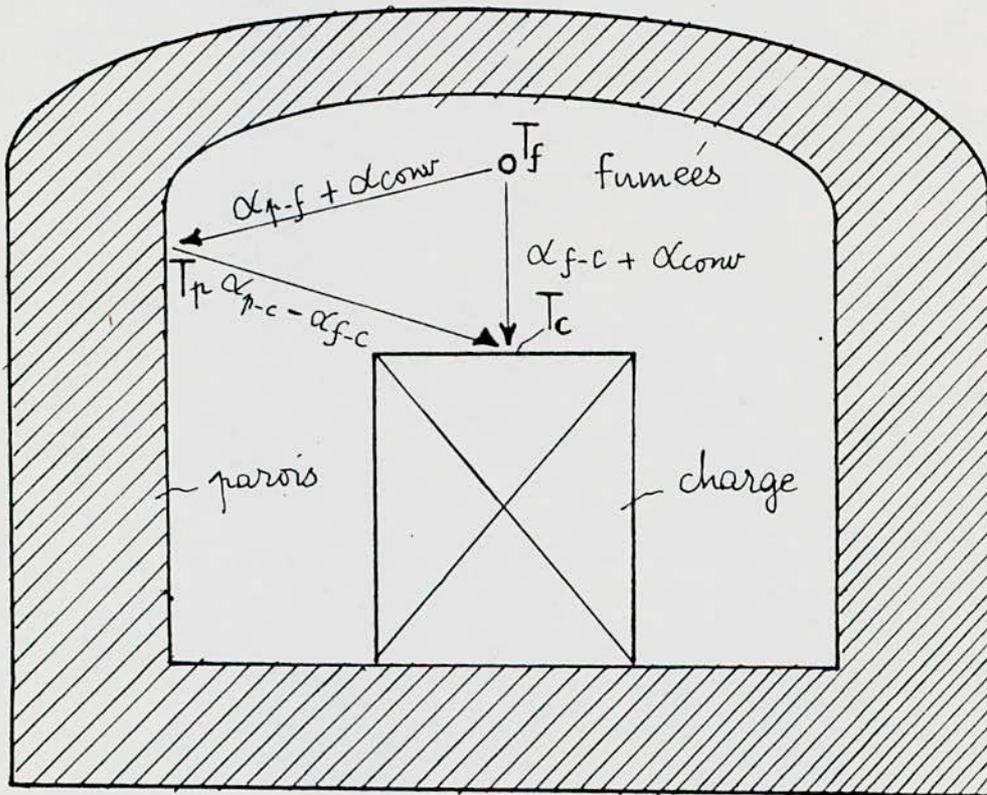


Fig. (16) - Transmission de chaleur dans un four à sole

La fumée à la température T_f transmet de la chaleur à la paroi de température T_p par rayonnement en même temps que par convection.

La charge reçoit des parois par rayonnement une quantité de chaleur fonction de leur différence de température et du coefficient d'écoulement de chaleur par rayonnement.

Elle reçoit en outre directement des fumées de la chaleur transmise par rayonnement et convection.

[1]

La température des parois est le résultat d'un équilibre entre la chaleur reçue et la chaleur émise.

Dans le cas du chauffage indirect, la convection n'est pas importante, chose qu'on peut remédier par agitation du milieu (protecteur de la charge) par ventilation.

[1]

J_{6_2} - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONDUCTION :

La conduction est un phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule à l'intérieur d'un milieu (solide, liquide ou gazeux) d'une région à haute température vers une autre à basse température, ou entre différents milieux mise en contact.

Dans l'écoulement de chaleur par conduction, l'énergie se propage par contact direct des molécules sans déplacement appréciable des molécules.

La conduction est le seul mécanisme au moyen duquel la chaleur peut s'écouler dans le solide (Exemple dans notre charge).

La conduction est importante également dans les fluides mais dans ce cas, elle est accompagnée d'une transmission par convection et dans certains cas par rayonnement.

Le flux de chaleur Φ produit par conduction pour une paroi d'épaisseur e et de conductivité λ est :

$$\Phi = \lambda [(T_i - T_e) / e] \cdot S \text{ (Joule/heure)}$$

T_i ———— Température de la surface intérieure

T_e ———— Température de la surface extérieure

S ———— Surface des parois

J_{6_3} - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT :

Le rayonnement est le mécanisme par lequel la chaleur se transmet d'un corps à haute température vers un autre à basse température, lorsqu'ils sont séparés dans l'espace ou même lorsqu'un vide existe entre eux.

La transmission d'énergie s'effectue par paquets d'énergie petit fini connu sous le nom de QUANTA.

Un corps quel qu'il soit, émet un rayonnement thermique à n'importe quelle température.

[4], [5]

L'émission du rayonnement par un corps, provoque une diminution de sa température, à moins que la température soit produite à l'intérieur de ce corps ou que ce corps reçoit de la chaleur d'une autre source (Exemple paroi des fours)

La température d'un corps reste constante seulement s'il reçoit ou produit une quantité de chaleur équivalente à l'énergie d'émission.

Le pouvoir émissif d'une surface grise est donné par :

$$E_g = \epsilon_g \cdot \sigma \cdot T^4 \quad [J/h \cdot m^2]$$

ϵ_g ———— Facteur d'émission pour le rayonnement d'un corps gris.

σ ———— Constante de Boltzmann

J₆₄ - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONVECTION :

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation d'énergie et le mouvement du milieu.

La convection est le mécanisme le plus important dans le transport d'énergie entre une surface solide et un liquide ou gaz.

On exprime le flux de chaleur " Φ " transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de l'équation :

$$\Phi = S \cdot \alpha \cdot (T_s - T_f) \quad [J/h]$$

S ———— Surface des parois

T_s ———— Température de la surface des parois

T_f ———— Température du fluide

α ———— Coeff. d'échange de chaleur par convection.

Le coefficient d'échange de chaleur par convection est une fonction complexe de l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu et de la géométrie du système.

La valeur numérique n'est généralement pas uniforme sur une surface et elle dépend également de la température du fluide.

La transmission de chaleur entre une paroi solide et un fluide met en jeu la conduction et le transport de masse, si la paroi a une température plus élevée que le fluide, la chaleur s'écoule d'abord par conduction du solide vers

[4] , [5]

les particules fluides situées à proximité de la paroi.

L'énergie ainsi transmise accroît l'énergie interne du fluide qui se trouve entraîné par le mouvement du fluide, lorsque les particules du fluide chaud atteignent une région à basse température, la chaleur est de nouveau transmise par conduction du fluide chaud vers le fluide froid.

Comme le transfert d'énergie par convection est très intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement avant d'examiner le lieu de l'écoulement de chaleur.

Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

Le mouvement des fluides peut être provoqué par deux procédés :

* Si le mouvement résulte d'une différence de densité dû à une variation de température au sein du fluide le mécanisme est appelé : CONVECTION NATURELLE OU LIBRE.

* Lorsque le fluide est mis en mouvement par une action extérieure tel qu'un ventilateur, on dit alors que la CONVECTION EST FORCÉE.

[4] , [5]

- * -

PARTIE II

CRITERES ET CARACTERISTIQUES JUSTIFIANT

LE CHOIX DU TR-OUR

33₁ - CHOIX DU TYPE DE FOUR :

Le processus produisant la matière première (profilés appropriés) pour la fabrication des roulements à billes est le laminage, or les laminoires produisent annuellement différents types de profilés parmi lesquels on trouve les profilés destinés à la fabrication des roulements à billes.

D'autre part, la relation étroite existant entre les laminoires et les fours de traitement thermique, nous recommande le choix d'un four fonctionnant discontinuellement (périodique) et cela pour éviter tout fonctionnement du four pendant l'arrêt de la chaîne de production (laminoires) de profilés spéciaux (des roulements à billes) et répondre ainsi aux exigences économiques et technologiques exigées par une industrie moderne.

A cause de la disposition appropriée de la charge, on choisit un four discontinu à sole à charge immobile.

En outre, on doit utiliser une atmosphère protectrice (chauffage indirect) pour éviter le phénomène de la décarburation.

33₂ - CHOIX DU MODE DE CHAUFFAGE DU FOUR :

Le type de four étant choisi, la source d'énergie peut être :

- * une énergie électrique
- * une énergie résultant d'une combustion gazeuse produite par un chauffage indirect.

Du point de vue régulation, l'énergie électrique est plus rentable, par contre d'après l'aspect énergétique (calorifique), l'utilisation d'un combustible gazeux est meilleur, d'où le choix d'un combustible gazeux qui est le gaz naturel de HASSI R'MEL (ALGERIE) dont la composition chimique est donnée par le tableau (3) suivant :

Elt.	%	ρ (Kg/m ³)	Cv (Kg/m ³ °C)	Elt.	%	ρ (Kg/m ³)	Cv (Kg/m ³ °C)
CH ₄	81,3 %	0,7168	35 797	N ₂	4,8 %	1,250	-
C ₂ H ₆	6,8 %	1,356	64 351	CO ₂	0,5 %	1,977	-
C ₃ H ₈	2,3 %	2,019	93 575	H ₂	0,0 %	-	-
C ₄ H ₁₀	4,3 %	2,703	123 552				

* TABLEAU (3) : Composition en % du combustible et de ses caractéristiques. [1], [2]

D'autre part, le choix des tubes radiants assurant un chauffage indirect de la charge au dépend des boîtes radiants, se justifie par les avantages suivants :

- * La simplicité de réalisation
- * Le coût moins élevé
- * Une durée de vie plus longue
- * Une plus grande température d'utilisation

33₃ - CHOIX DE L'ATMOSPHERE PROTECTRICE :

Pour le traitement thermique des roulements à billes, on a le choix entre une atmosphère protectrice utilisant un gaz endothermique ou neutre.

* Gaz Endothermique :

Composition en %

N_2	CO_2	CO	H_2	CH_4
35 + 40 %	0,2 + 1,5	18 ÷ 21	36 + 44	0,1 + 0,3

- point de rosé : - 10 ÷ + 10°C [2]

- teneur de l'eau : 0,256 - 1,29%

. Ce type de gaz peut être utilisé comme atmosphère protectrice permettant ainsi d'éviter la décarburation.

. Le coût de production de gaz endothermique est relativement bas.

. D'autre part, ce gaz réagit avec le chrome de charge formant ainsi le carbure de chrome.

. L'existence de l'atmosphère réductrice ($H_2 + CO$) augmente les risques d'explosion.

* Gaz Neutre :

Composition en %

N_2	CO	H_2	CH_4	CO_2
97 + 97,8	0 + 1	0 + 1	0 + 0,5	0,02

[2]

- Le point de rosé inférieur : - 40°C
- Teneur de l'eau : 0,0122%

Les avantages de ce gaz par rapport au gaz endothermique sont :

- . la valeur basse du point de rosé
- . sa faible teneur en éléments décarburants et oxydants.

L'existence d'une suppression (dans le four) légèrement supérieure à la pression normale fait que l'air ne pénètre guère à l'intérieur du four, et entraîne une perte considérable en atmosphère protectrice dont le volume doit rester le même pendant la période du traitement.

Le contrôle de l'atmosphère protectrice est assuré par une méthode simple et rigoureuse. Cette méthode consiste en la valeur du point de rosé.

La composition appropriée du gaz neutre nous garantit la protection contre les dangers d'explosion et de toxications.

* CONCLUSION : Les arguments cités précédemment justifient le choix du gaz neutre comme atmosphère protectrice.

-*-

PARTIE III

(C) CALCUL DES (F) PARAMETRES DU (F) COUR

337 - DIMENSIONS DE LA CHARGE :

La masse de la charge à traiter est de $M_c = 25$ Tonnes.

La charge est constituée de rouleaux d'aciers, dont un échantillon est représenté par la Fig. (17).

La nuance de l'acier utilisée est " 100 C₆ " (Acier à 1% C, 1,5% Cr)

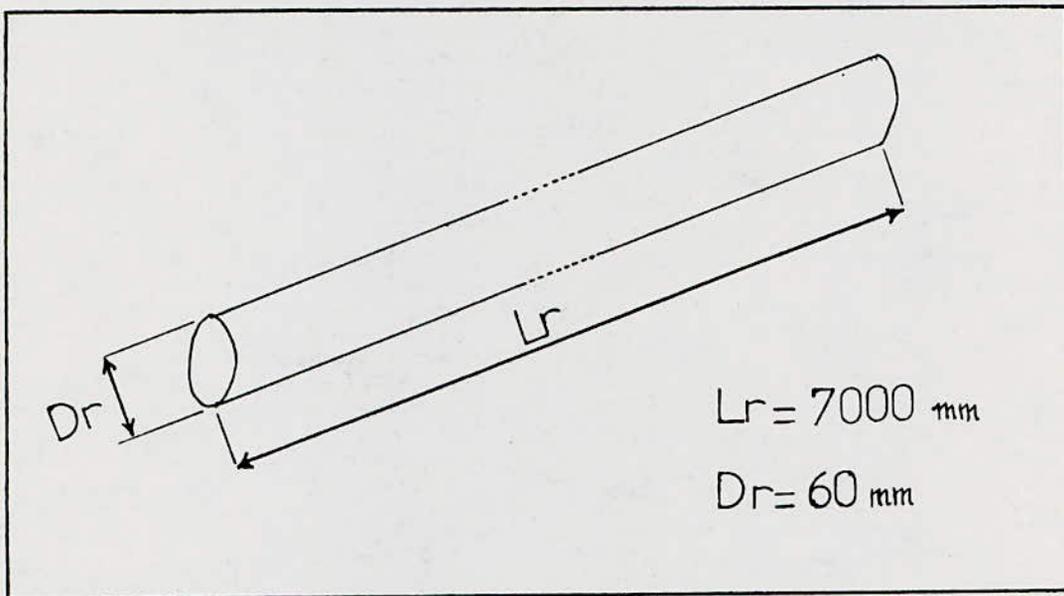


Fig. (17) - Dimension des rouleaux d'aciers

* VOLUME D'UN ROULEAU "V_r" :

$$V_r = \frac{D_r^2 \cdot \pi}{4} L_r$$

D_r diamètre d'un rouleau (mm)

L_r longueur d'un rouleau (mm)

$$D_r = 60 \text{ mm}$$

$$L_r = 7000 \text{ mm}$$

$$V_r = \frac{60^2 \cdot 3,14}{4} 7000$$

$$\underline{\underline{V_r = 19,79 \cdot 10^6 \text{ mm}^3}}$$

* MASSE D'UN ROULEAU M_r :

$$M_r = S_r \cdot V_r$$

S_r Masse volumique des rouleaux (Aciers)

V_r Volume d'un rouleau

$$S_r = 7\,800 \text{ Kg/m}^3$$

$$M_r = 7\,800 \cdot 19,79$$

$$\underline{M_r = 154,44 \text{ Kg.}}$$

* NOMBRE DE ROULEAUX " n_r " CONSTITUANT LA CHARGE :

$$n_r = \frac{\text{Masse Totale de la Charge} - M_c}{\text{Masse d'un Rouleau} - M_r}$$

$$M_c = 25 \text{ T.} = 25\,000 \text{ Kgs.}$$

$$M_r = 154,44 \text{ Kgs}$$

$$n_r = \frac{25\,000}{154,44}$$

$$\underline{\underline{n_r = 162 \text{ Rouleaux}}}$$

* DISPOSITION DES ELEMENTS DE LA CHARGE :

Selon le choix de la disposition des éléments de la charge, on déduit les dimensions de la charge.

Trois types de dispositions Fig (18) sont à discuter.

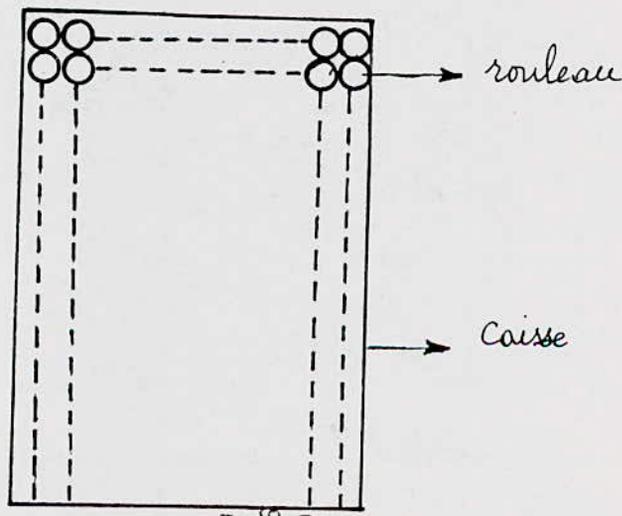


Fig. (18)a - Disposition (a) de la charge

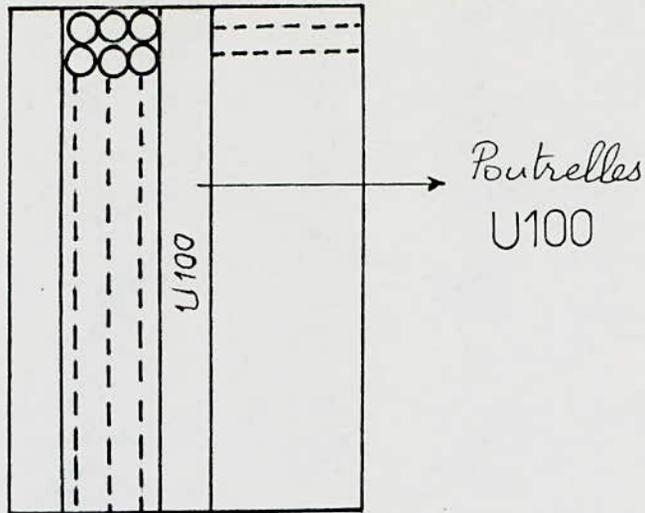


Fig. (18)b - Disposition (b) de la charge

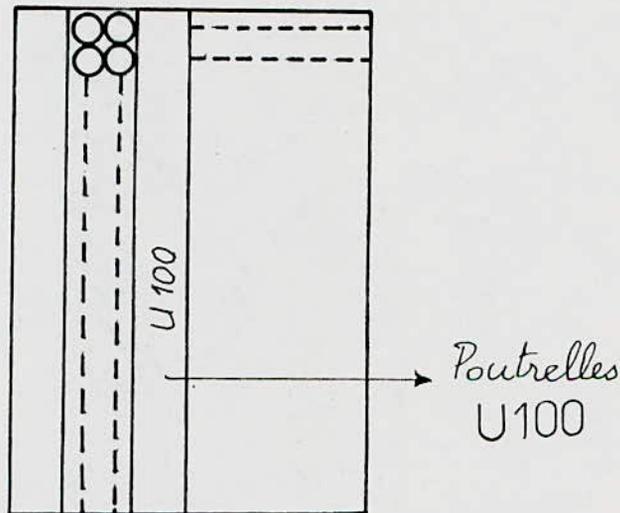


Fig. (18)c - Disposition (c) de la charge

Pratiquement, la hauteur de la charge est proportionnelle à sa largeur.

Le coefficient de proportionnalité "K" varie de 1,3 à 1,5.

On a : $H_c = K \cdot L_c$ $K = 1,3 \div 1,5$

H_c Hauteur de la charge

L_c Largeur de la charge

* CALCUL DES DIMENSIONS DE LA CHARGE SELON LA DISPOSITION (a) :

Soit x et y , les nombres respectives de rouleaux selon la hauteur et la largeur.

Prenons $K = 1,4$ $H_c = K \cdot L_c$

Pour trouver les valeurs de x et y , résolvant le système d'équations :

$$\begin{cases} H_c = x \cdot D_r = K \cdot L_c & (1) \\ L_c = y \cdot D_r & (2) \end{cases}$$

or le nombre de rouleaux " n_r " vaut :

$$n_r = x \cdot y = 162 \text{ rouleaux}$$

d'autre part :

$$D_r = 60 \text{ mm}$$

Résultats :

$$x = 15 \text{ rouleaux en hauteur}$$

$$y = 11 \text{ rouleaux en largeur}$$

le coefficient " K " vaut alors :

$$K = \frac{15}{11} = 1,36$$

D'après le résultat calculé, K appartient à l'intervalle $(1,3 \div 1,5)$, donc on admet les valeurs de x et y trouvés précédemment.

Finalement, les dimensions de la charge pour cette première disposition sont :

$$H_c = 900 \text{ mm}$$

$$L_c = 660 \text{ mm}$$

* CALCUL DES DIMENSIONS DE LA CHARGE SELON LA DISPOSITION (b) :

Il est à noter qu'on utilise pour cette deuxième disposition des poutrelles U 100, intercallant les éléments de la charge fig. (18 b).

Le calcul de x et y se fait de la même méthode que celui de la disposition (a).

On prendra $K = 1,3$

soit le système d'équation à résoudre :

$$\begin{cases} 3 A D_r + 100 (A + 1) = y \cdot K \cdot D_r & (1) \\ 3 A y = 162 & (2) \end{cases}$$

A le nombre de rangées de rouleaux existant entre chaque 2 poutrelles U 100.

La réalisation du système donne une valeur de A égale à 2,60, soit 3 rangées.

On déduit la valeur de y de l'équation (2)

$$y = \frac{n_n}{A \cdot a_n}$$

n_n le nombre total de rouleaux

a_n le nombre de rouleaux par rangées

$$n_n = 162$$

$$a_n = \text{rouleaux/rangée}$$

La valeur de K pour le couple x, y trouvé

$$(x = 3 A = 9)$$

$$(y = 18 \text{ ————})$$

est $K = 1,15$, n'appartenant pas à l'intervalle (1,3 - 1,5), c'est pourquoi on refait les calculs, en supposant que : $K = 1,34$, on vérifie aisément pour cette valeur de K que $y = 21$ et $x = 9$.

* CALCUL DES DIMENSIONS DE LA CHARGE SELON LA DISPOSITION (c) :

Le schéma de cette disposition est donné par la Fig. (18 C)

Calculons les valeurs du nombre de rouleaux selon la hauteur : x
selon la largeur : y

selon les équations suivantes, K étant pris égal à 1,3

$$\begin{cases} a_n \cdot A \cdot D_r + (A + 1) \cdot 100 = D_r \cdot y / K \\ a_n \cdot A \cdot y = n_n \end{cases}$$

A nombre de rangée de rouleaux entre 2 poutrelles U 100

n_n nombre total de rouleaux

D_r diamètre d'un rouleau

a_n le nombre de rouleaux par rangée

- Applications numériques :

$$a_n = 2 \quad D_r = 60 \text{ mm} \quad K = 1,3$$

- Solution du système :

$$A = 4 \text{ rangées de rouleaux}$$

$$y = 21 \text{ rouleaux selon la largeur}$$

D'autre part on vérifie aisément que :

$$K = \frac{H_c}{L_c} = 1,30$$

valeur appartenant à l'intervalle (1,3 ÷ 1,50)

pour cela on accepte les valeurs de x et y.

Dimension de la charge :

Largeur L_c

$$* L_c = a_n \cdot A \cdot D_n + (A + 1) \cdot 100$$

$$L_c = 2 \cdot 4 \cdot 60 + (4 + 1) \cdot 100$$

$$L_c = 980 \text{ mm}$$

Hauteur H_c

$$* H_c = D_n \cdot y$$

$$H_c = 21 \cdot 60$$

$$H_c = 1260 \text{ mm}$$

CONCLUSION : Justification du choix de la disposition (c)

* Disposition (a)

L'inconvénient de cette disposition est qu'elle exige un temps de traitement très élevé, résultant du chauffage lent du cœur de la charge.

* Disposition (b)

Le temps de traitement est relativement grand par rapport à la disposition (c), ce qui est dû à l'encombrement de celle-ci (dû au nombre réduit de poutrelles U 100 par rapport à la disposition (c))

III₂ - DIMENSION DU FOUR :

Les dimensions du four sont liées directement aux dimensions de la charge.

Pour les dimensions internes du four, se référer au schéma global du four se trouvant en annexe.

* Longueur du Four "L_f" :

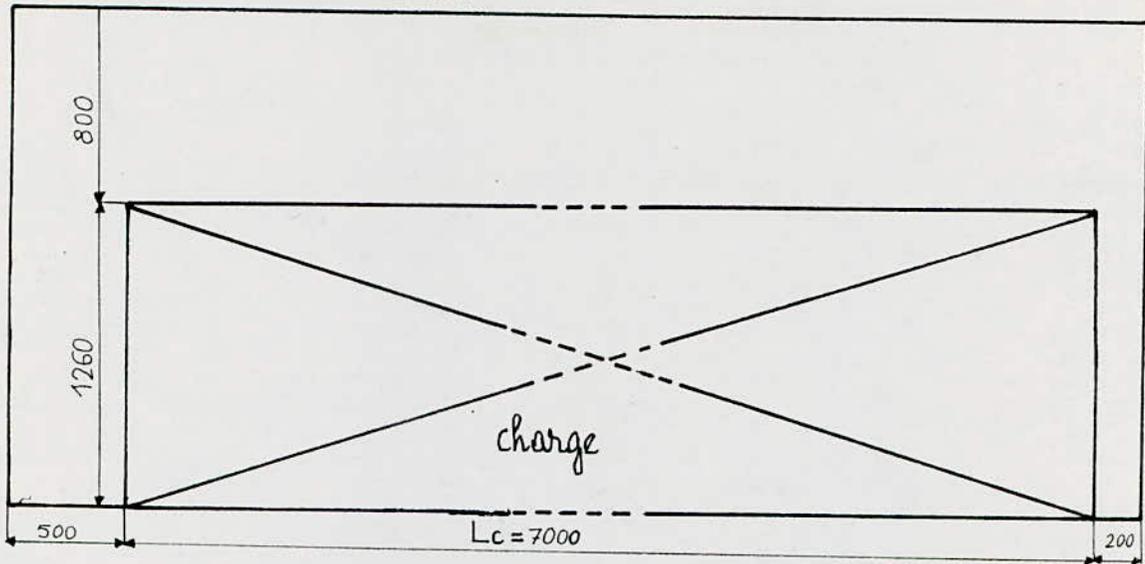


Fig. (19) - Coupe longitudinale du Four (Dimension selon la longueur)

$$L_f = 500 + L_c + 200$$

L_c..... Longueur de la charge

$$\underline{L_f = 7700 \text{ mm}}$$

* Largeur du Four "L_f" :

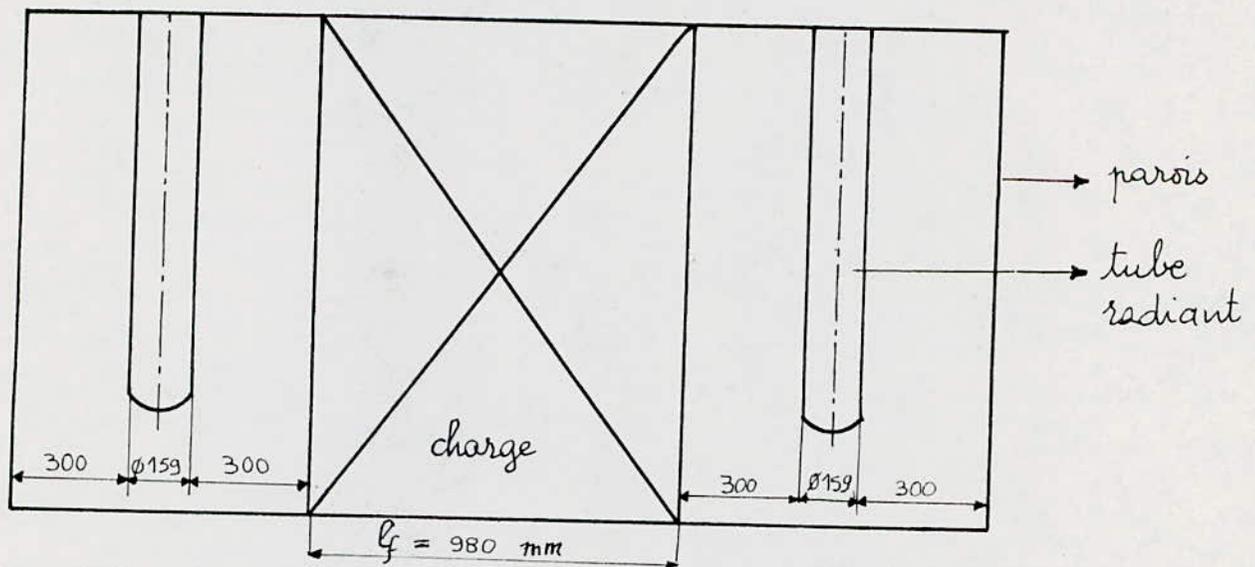


Fig. (20) - Coupe transversale du Four (Dimension selon la largeur)

$$L_f = 2 \left[300 + 159 + 300 + \frac{L_c}{2} \right]$$

L_c..... Largeur de la charge

$$\underline{L_f = 3700 \text{ mm}}$$

* Hauteur du Four "Hf" :

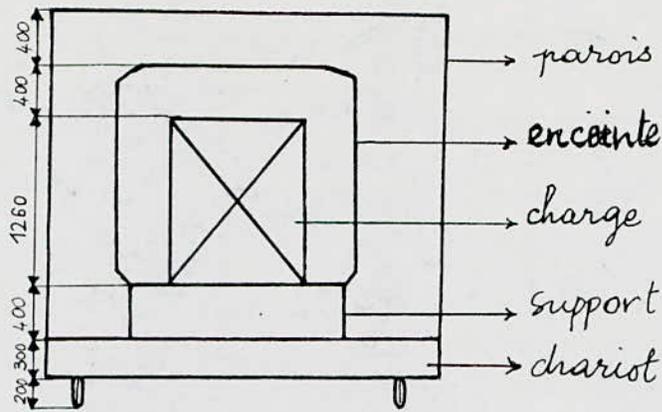


Fig. (21) - Coupe transversale du Four (Dimension selon la hauteur)

$$H_f = 500 + 400 + H_c + 400 + 400$$

H_c Hauteur de la charge

$$H_f = 2950 \text{ mm}$$

III₃ - CALCUL SUR LES PAROIS :

En premier lieu, on choisit la combinaison de parois suivante :

III₃₁ - COMBINAISON (1) :

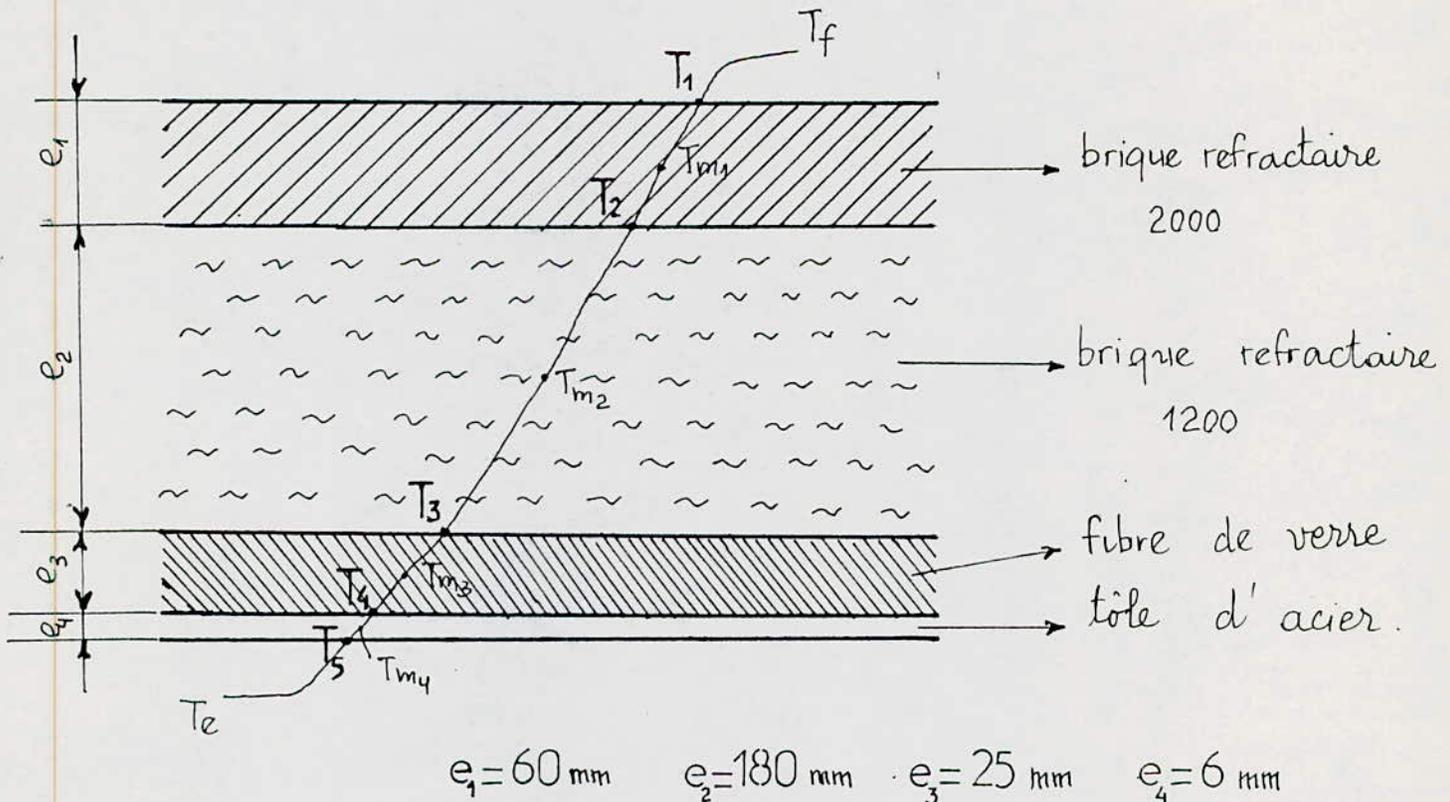


Fig. (22) - Parois du Four Dimensions et Notations (Combinaison 1)

$$\begin{aligned}
 e_1 &= 60 \text{ mm} & \rho_{b1} &= 2000 \text{ Kg/m}^3 \\
 e_2 &= 180 \text{ mm} & \rho_{b2} &= 1200 \text{ Kg/m}^3 \\
 e_3 &= 25 \text{ mm} & \rho_f &= 120 \text{ Kg/m}^3 \\
 e_4 &= 6 \text{ mm} & \rho_a &= 7800 \text{ Kg/m}^3
 \end{aligned}$$

avec comme notation :

a_i Epaisseur de la couche "i" en [m]
 ρ_i Masse volumique de la couche "i" en [Kg/m³]
 λ_i Coefficient de conductibilité thermique de la couche "i" en [W/m°C]

III₃₋₁ - CHALEUR ENMAGASINÉE PAR LES PAROIS :

$$Q_p = m_p [C_{p_f} (T_{m_f} - 20) + C_{p_a} (20 - 20)] \quad (\text{Kg})$$

m_p Masse totale des parois [Kg]
 T_{m_f} Température moyenne des parois [°C]
 C_p Capacité calorifique des ~~différentes~~ couches [Kg/Kg°C]

* REMARQUE : On considère que la charge avait une température de 20° C au début du traitement.

• Calcul des masses de la paroi :

$$m_p = S_p \cdot \rho_p \cdot e_f$$

S_p étant la surface extérieure des parois.

CALCUL DES SURFACES EXTERIEURES DES PAROIS :

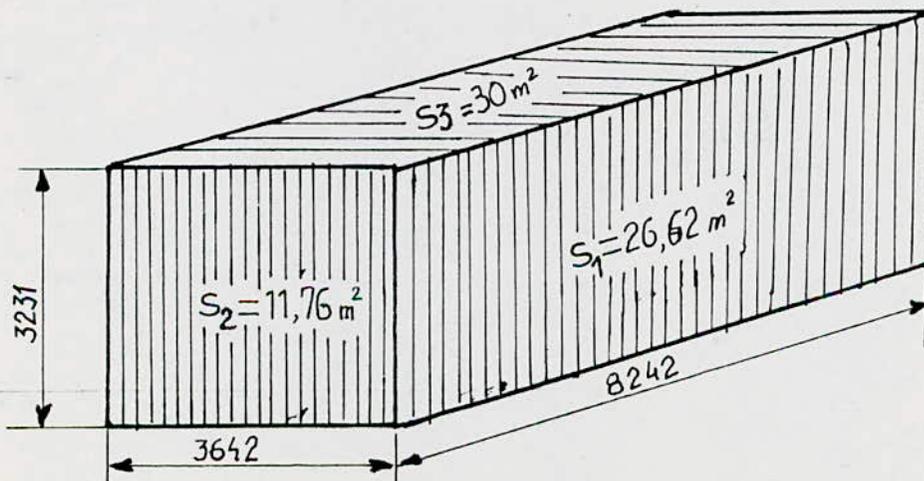


Fig. (23) - Surfaces extérieures du Four

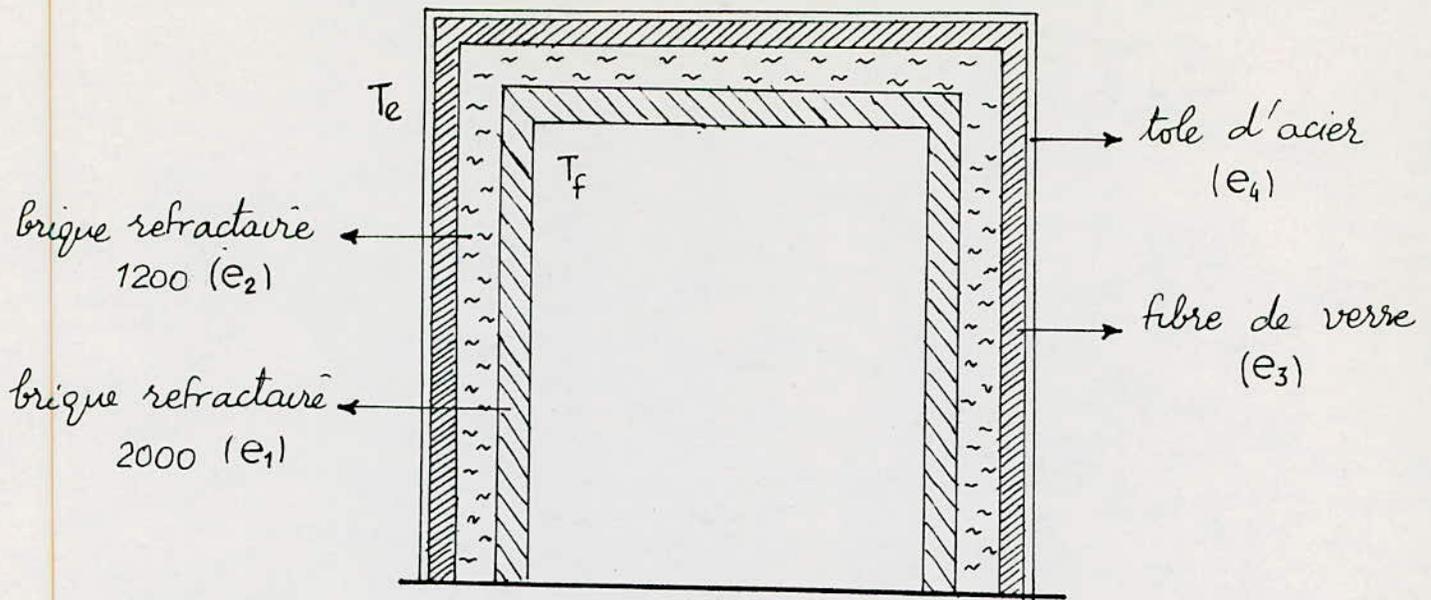


Fig. (24) - Coupe transversale du Four montrant les parois (Combinaison 1)

D'autre part, soit

S_{b1} la surface externe globale de la 1ère couche (Brique réfractaire 2000)

S_{b2} la surface externe globale de la 2ème couche (Brique réfractaire 1200)

S_F la surface externe globale de la 3ème couche (Fibre de verre)

On calcul aisément les valeurs des surfaces précédentes en se référant aux dimensions du four.

$$S_{b1} = 91,64 \text{ m}^2$$

$$S_{b2} = 104,313 \text{ m}^2$$

$$S_F = 106,23 \text{ m}^2$$

Calcul des masses des différentes couches constituant les parois, soit :

m_{b1} Masse totale de la 1ère couche en Kg (Brique réfractaire 2000)

m_{b2} Masse totale de la 2ème couche (Brique réfractaire 1200)

m_F Masse totale de la 3ème couche (Fibre de verre)

On a : $M = S \cdot e \cdot \rho$

$$m_{ba} = S_{b1} \cdot e_1 \cdot \rho_{b1}$$

$$m_{b1} = 10\,980 \text{ Kg}$$

$$m_{b2} = S_{b2} \cdot e_2 \cdot \rho_{b2}$$

$$m_{b2} = 22\,524 \text{ Kg}$$

$$m_F = S_F \cdot e_3 \cdot \rho_F$$

$$m_F = 318 \text{ Kg}$$

Calcul des températures moyennes des différentes couches :

Pour calculer les volumes des températures moyennes des différentes couches, on supposera des valeurs de celle-ci et on vérifiera leur exactitude par les calculs.

D'autre part, la densité de flux Φ est donnée par la relation suivante (cas d'un plan).

$$\Phi_p = \frac{T_f - T_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

T_f température intérieure du four

T_e température extérieure du four

α_i coefficient de convection (intérieur du four)

α_e coefficient de convection (extérieur du four)

e_i épaisseur de la $i^{\text{ième}}$ couche

λ_i coefficient de conductibilité thermique de la $i^{\text{ième}}$ couche.

$T_f = 900^\circ \text{C}$

$\lambda_{b1} = 1,361 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$T_e = 30^\circ \text{C}$

$\lambda_{b2} = 0,4 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\alpha_i = 120 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$\lambda_f = 0,105 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\alpha_e = 10 \text{ W/m. }^\circ\text{C}$

$\lambda_a = 52,3 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$\Phi_{p(1)} = 1146,26 \text{ W/m}^2$

Calculons les T_i en supposant que :

$T_{m_1} = 875^\circ \text{C}$

$T_{m_2} = 650^\circ \text{C}$

$T_{m_3} = 300^\circ \text{C}$

$T_{m_4} = 150^\circ \text{C}$

T1/	$T_1 = T_f - \frac{\Phi_p}{\alpha_i}$	$T_1 = 890,44^\circ \text{C}$
T2/	$T_2 = T_1 - \frac{\Phi_p \cdot e_1}{\lambda_1}$	$T_2 = 839,90^\circ \text{C}$
T3/	$T_3 = T_2 - \frac{\Phi_p \cdot e_2}{\lambda_2}$	$T_3 = 417,53^\circ \text{C}$
T4/	$T_4 = T_3 - \frac{\Phi_p \cdot e_3}{\lambda_3}$	$T_4 = 144,61^\circ \text{C}$
T5/	$T_5 = T_4 - \frac{\Phi_p \cdot e_4}{\lambda_4}$	$T_5 = 144,54^\circ \text{C}$

DISCUSSION DES RESULTATS TROUVES :

\bar{T}_{mi}	TEMPERATURES		
	SUPPOSES	CALCULES	DT
\bar{T}_{m_1}	875 °C	865,17 °C	20 °C
\bar{T}_{m_2}	650 °C	628,53 °C	22 °C
\bar{T}_{m_3}	300 °C	281,07 °C	20 °C
\bar{T}_{m_4}	150 °C	144,54 °C	6 °C

Vu les DT assez grands ces températures moyennes sont rejetées, c'est pourquoi, on fait de la même manière les mêmes calculs pour la supposition suivante :

$$\bar{T}_{m_1} = 865^\circ\text{C} \quad \bar{T}_{m_2} = 628^\circ\text{C} \quad \bar{T}_{m_3} = 281^\circ\text{C} \quad \bar{T}_{m_4} = 144^\circ\text{C}$$

En suivant les mêmes démarches que précédemment, on trouve les résultats suivants :

* densité du flux de chaleur (2ème supposition)

$$\Phi_{(2)} = 1122,884 \quad \text{J/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* de même pour les T_i :

$$\begin{aligned} T_1 &= 890,64 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_2 &= 841,02 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_3 &= 423,03 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_4 &= 142,28 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_5 &= 142,15 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

DISCUSSION DES RESULTATS TROUVES (T_{mi}) :

COUCHE	TEMPERATURES SUPPOSEES	TEMPERATURES CALCULEES	DT.
T _{m1}	865 °C	865,83 °C	0 °C
T _{m2}	628 °C	632,5 °C	4 °C
T _{m3}	281 °C	282,656 °C	1 °C
T _{m4}	144 °C	142,21 °C	3 °C

pour calculer la chaleur emmagasinée, on prendra les T_{mi} calculés à partir de cette deuxième supposition :

On a :

$$Q_p = M_p [C_p (T_{mi}) T_{mi} - C_p (20^\circ) \cdot 20^\circ]$$

C_p(T)..... Capacité calorifique à la température T [K_J/K_g °C]

T_{mi} Température moyenne de la i^{ème} couche [°C]

D'autre part, soit : Q_{b1}, Q_{b2} et Q_f les chaleurs emmagasinées par les couches respectives :

- Brique réfractaire 2000 (1ère couche)
- Brique réfractaire 1200 (2ème couche)
- Fibre de verre (3ème couche)

$$Q_p = Q_{b1} + Q_{b2} + Q_f$$

$$* Q_{b1} = M_1 [C_{pb1} (T_{m1}) T_{m1} - C_{pb1} (20^\circ) \cdot 20^\circ]$$

$$M_1 = 10\,996,8 \text{ Kg}$$

$$T_{m1} = 865,43 \text{ °C}$$

$$C_{pb1} = 1,130 \text{ K}_J/\text{K}_g \text{ °C}$$

$$Q_{b1} = 10\,575\,049 \text{ K}_J$$

$$* Q_{b2} = M_2 [C_{pb2} (T_{m2}) T_{m2} - C_{pb2} (20^\circ) \cdot 20^\circ]$$

$$M_2 = 22\,531,6 \text{ Kg}$$

$$T_{m2} = 632,5 \text{ °C}$$

$$C_{pb2} = 1,130 \text{ K}_J/\text{K}_g \text{ °C}$$

$$Q_{b2} = 16\,235\,932,99 \text{ K}_J$$

$$* Q_f = m_f [C_{pf} (Tm_3) \cdot Tm_3 - C_{pf} (20^\circ) \cdot 20^\circ]$$

$$m_f = 318,404 \text{ Kg}$$

$$Tm_3 = 282,65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{pf} = 0,837 \text{ Kg / Kg }^\circ\text{C}$$

$$Q_f = \underline{69\ 998,913 \text{ KJ}}$$

Soit Q_p la chaleur totale emmagasinée par les parois :

$$Q_p = Q_{b1} + Q_{b2} + Q_f$$

$$Q_{b1} = 10\ 575\ 049 \text{ KJ}$$

$$Q_{b2} = 16\ 235\ 932,99 \text{ KJ}$$

$$Q_f = 69\ 998,913 \text{ KJ}$$

$$Q_p = \underline{26\ 880\ 980,54 \text{ KJ}}$$

$III_{3,1-2}$ - Chaleur perdue par les parois Q'_p :

$$Q'_p = \Phi_p \cdot S_p \cdot t_T$$

- Φ_p Densité du flux de chaleur [J / m² °C]
 S_p Surface globale externe du four [m²]
 t_T La durée en seconde d'un traitement total [s]

. Durée d'un traitement t_T

$$t_T = D_h \cdot t$$

$t = 40 \text{ s}$ durée de chauffe d'un mm de charge

D_h diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

S Surface externe de la charge

P Périmètre de la charge

On a : $S = 1,23 \text{ m}^2$

$$P = 4,48 \text{ m}$$

$$D_h = \underline{1,1025 \text{ m}}$$

t_T sera alors :

$$t_T = D_h \cdot t$$

$$= 1,1025 \cdot 40$$

$$t_T = \underline{44\ 100 \text{ S}}$$

On déduit alors la chaleur perdue par les parois :

$$Q'_p = \Phi_{p2} \cdot S \cdot t_T$$

$$O_{p2} = 1122,884 \text{ Kg/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = 106,13 \text{ m}^2$$

$$t_T = 44 \text{ } 100 \text{ } S$$

$$\underline{Q'_p = 5,25 \cdot 10^6 \text{ Kg}}$$

Discussion sur la combinaison de paroi choisie :

Le volume de gaz naturel donnant l'énergie nécessaire aux parois est calculé ainsi :

$$V_{gn} = \frac{Q_{pT}}{Cv_{gn}}$$

$$Q_{pT} = Q_p + Q'_p \dots\dots\dots \text{Chaleur totale nécessaire aux parois}$$

$$Cv_{gn} \dots\dots\dots \text{Pouvoir calorifique du gaz naturel utilisé comme combustible}$$

$$V_{gn} = \frac{32,13 \cdot 10^6}{40\,943,79}$$

$$V_{gn} = 784,76 \text{ m}^3 \text{ de gaz naturel}$$

Or, on conduit 5 m³ de gaz naturel par tube radiant ce qui nous fait 13 tubes radiants pour l'alimentation (en chaleur) des parois du four seulement, chose qui est absurde, c'est pourquoi la combinaison de parois choisie est rejetée.

III₃₂ - COMBINAISON (2) :

Désormais, pour cette nouvelle combinaison de parois, on doit refaire les mêmes calculs en suivant les mêmes étapes que pour la première combinaison de parois.

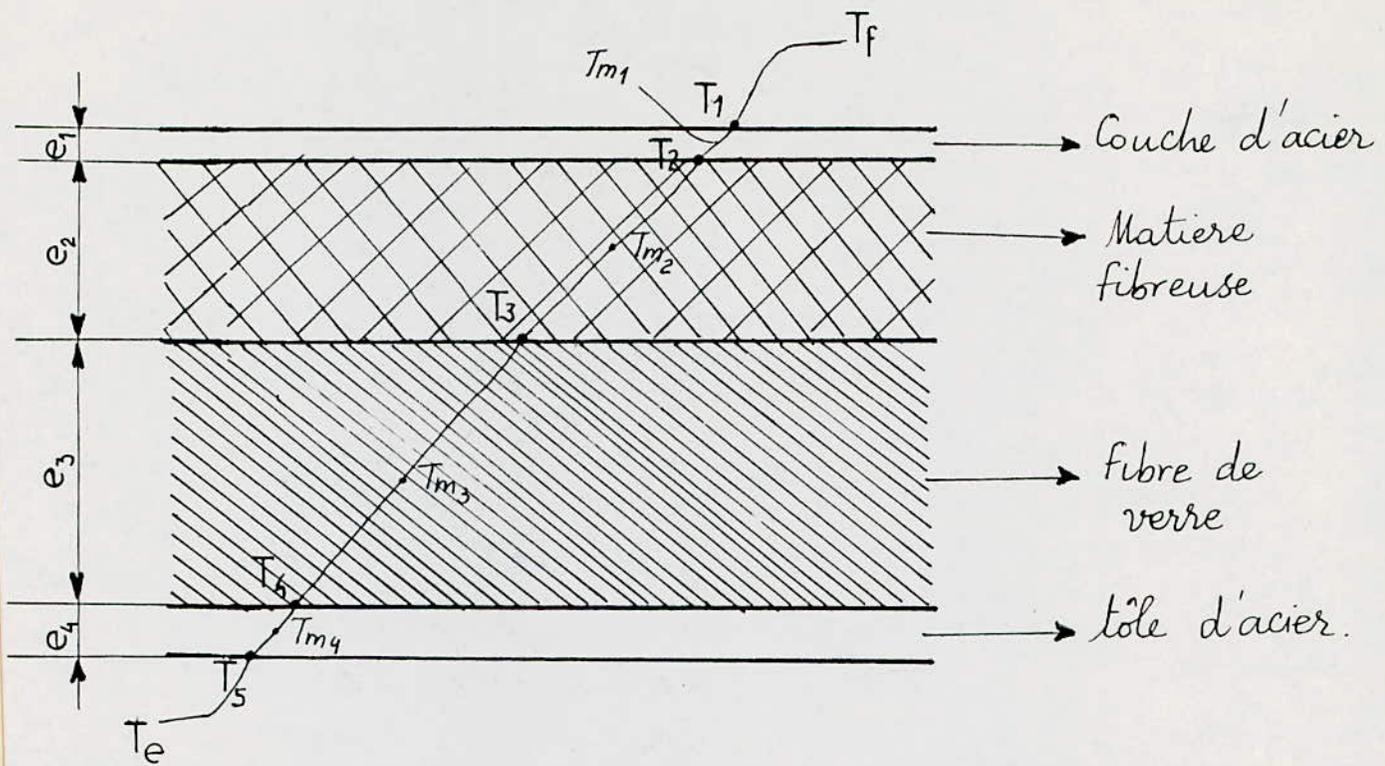


Fig. (25) - Profil de température dans la paroi du Four (Combinaison 2)

$e_1 = 3 \text{ mm}$	$\rho_a = 7800 \text{ Kg/m}^3$	(couche d'acier)
$e_2 = 75 \text{ mm}$	$\rho_{MF} = 130 \text{ Kg/m}^3$	(matière fibreuse)
$e_3 = 125 \text{ mm}$	$\rho_{F.V} = 120 \text{ Kg/m}^3$	(fibre de verre)
$e_4 = 6 \text{ mm}$		

chaleur emmagasinée par les parois (2ème combinaison)

$$Q_{p(2)} = M_p [C_{p_p} (T_{m_p}) T_{m_p} - C_p (20^\circ) 20^\circ]$$

$Q_{p(2)}$ Chaleur emmagasinée par les parois (2ème combinaison)

M_p Masse totale des parois

T_{m_p} Températures moyennes des parois

C_{p_i} Capacité calorifique des différentes couches

• Calcul de la masse des parois : M_p

$$M_p = S_p \cdot \rho_p \cdot e_p$$

S_p Surface externe globale des parois

ρ_p Masse volumique des différentes couches des parois

e_i Epaisseur de la couche i

. Surface des différentes couches constituant les parois :

Soit :

- S_{a_1} Surface globale externe de la couche d'acier
- S_{MF} Surface globale externe de la couche de matière fibreuse
- S_{FV} Surface globale externe de la couche de fibre de verre
- S_{a_2} Surface globale externe de la tôle d'acier

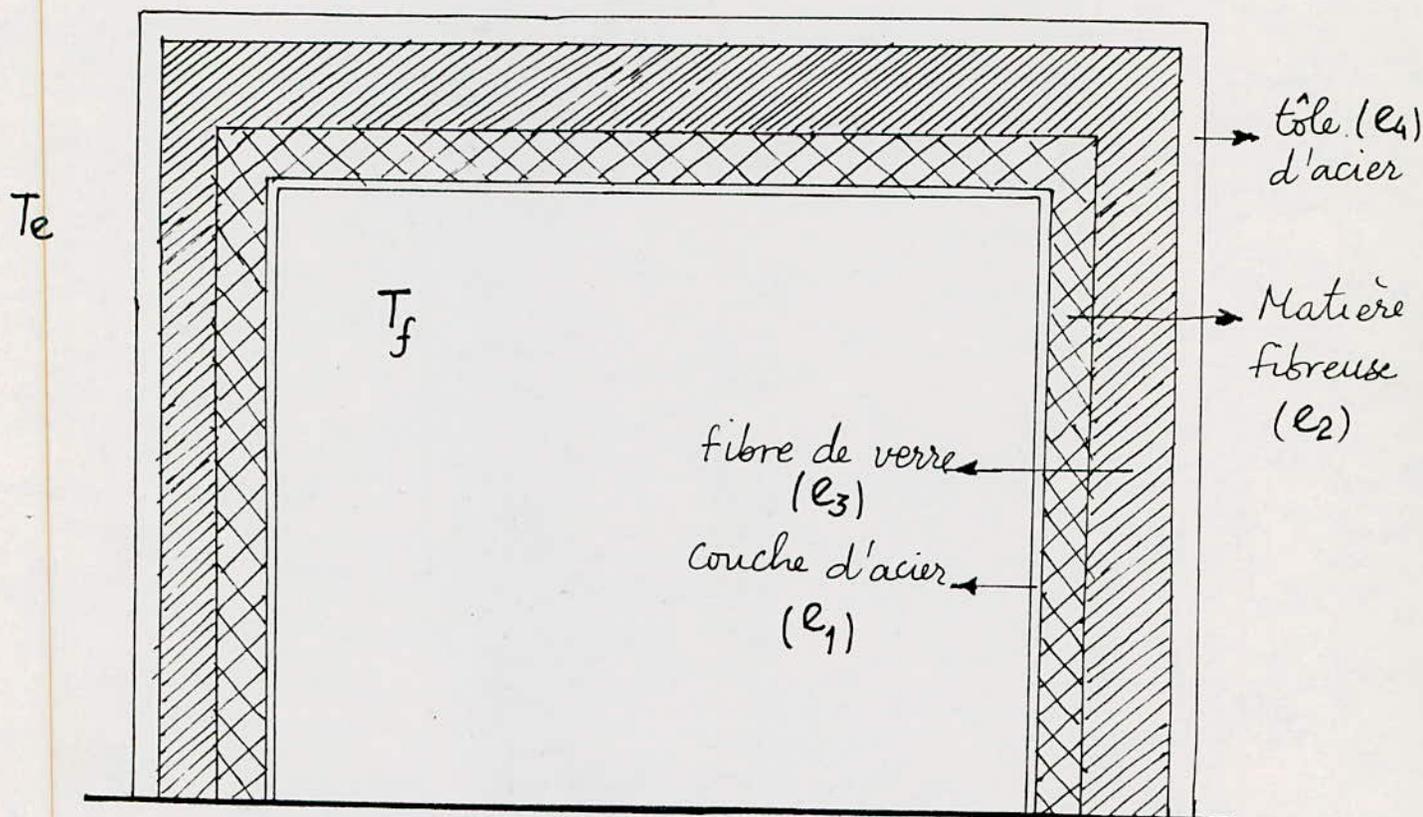


Fig. (26) - Coupe transversale du Four montrant la disposition des parois (Combinaison 2)

Le calcul des valeurs des surfaces donne :

$$\begin{aligned}
 S_{a_1} &= 87,75 \text{ m}^2 \\
 S_{MF} &= 91,92 \text{ m}^2 \\
 S_{FV} &= 101,32 \text{ m}^2 \\
 S_{a_2} &= 101,678 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

On déduit alors les valeurs des masses d'après la relation :

$$m_i = \rho_i \cdot S_i \cdot e_i$$

$$\begin{aligned}
 m_{a_1} &= 2052,95 \text{ Kg} \\
 m_{MF} &= 895,7 \text{ Kg} \\
 m_{FV} &= 1519,8 \text{ Kg} \\
 m_{a_2} &= 4758 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

. Températures moyennes des différentes couches :

Densité du flux de chaleur Φ traversant les parois

$$\Phi_p = \frac{T_F - T_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

λ_i coefficient de conductibilité thermique de la $i^{\text{ème}}$ couche

α_i coefficient de convection intérieur du four

α_e coefficient de convection extérieur au four

T_F température intérieure du four

T_e température extérieure du four

* APPLICATION NUMERIQUE :

$$T_F = 400 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \alpha_i = 120 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_e = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \alpha_e = 10 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_1 = 33,7 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \quad \lambda_3 = 0,118 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_2 = 0,14 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \quad \lambda_4 = 52,3 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_p = 517,6324 \text{ J}$$

pour le calcul des températures moyennes des différentes couches, on prend comme supposition les températures moyennes suivantes :

$$T_{m1} = 895 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{m2} = 760 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{m3} = 350 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_{m4} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

. Calcul des T_i :

$$T_1 / T_1 = T_F - \Phi_p / \alpha_i \quad T_1 = 895,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 / T_2 = T_1 - \Phi_p \cdot e_1 / \lambda_1 \quad T_2 = 896,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 / T_3 = T_2 - \Phi_p \cdot e_2 / \lambda_2 \quad T_3 = 628,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_4 / T_4 = T_3 - \Phi_p \cdot e_3 / \lambda_3 \quad T_4 = 81,812 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_5 / T_5 = T_4 - \Phi_p \cdot e_4 / \lambda_4 \quad T_5 = 81,752 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Soit les T_{mi} :

$$T_{m1} = 985,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (T_{m1} = 895 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ température supposée})$$

$$T_{m2} = 762,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (T_{m2} = 760 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ température supposée})$$

$$T_{m3} = 355,40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (T_{m3} = 350 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ température supposée})$$

$$T_{m4} = 81,782 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (T_{m4} = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ température supposée})$$

Chaleur emmagasinée par les différentes couches de la paroi du four (2ème combinaison) :

NOTATIONS :

- Q_{a1} Chaleur emmagasinée par la couche d'acier
 Q_{MF} Chaleur emmagasinée par la couche de matière fibreuse
 Q_{FV} Chaleur emmagasinée par la couche de fibre de verre
 Q_{a2} Chaleur emmagasinée par la couche de tôle d'acier

$$* Q_{a1} = M_{a1} \left[C_{pa1} (T_{m1}) T_{m1} - C_{pa1} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{a1} = 2052,95 \text{ Kg}$$

$$C_{pa1} = 0,657 \text{ Kg/Kg} \cdot ^\circ\text{C (à } 900^\circ\text{C)}$$

$$T_{m1} = 895,65^\circ\text{C}$$

$$\underline{Q_{a1} = 1\,188\,621,2 \text{ Kg}}$$

$$* Q_{MF} = M_{MF} \left[C_{pMF} (T_{m2}) \cdot T_{m2} - C_{pMF} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{MF} = 895,7 \text{ Kg}$$

$$C_{pMF} = 0,754 \text{ Kg/Kg} \cdot ^\circ\text{C (à } 762^\circ\text{C)}$$

$$T_{m2} = 762,32^\circ\text{C}$$

$$\underline{Q_{MF} = 501\,324,85 \text{ Kg}}$$

$$* Q_{FV} = M_{FV} \left[C_{pFV} (T_{m3}) T_{m3} - C_{pFV} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{FV} = 4\,758 \text{ Kg}$$

$$C_{pFV} = 0,837 \text{ Kg/Kg} \cdot ^\circ\text{C (à } 355,4^\circ\text{C)}$$

$$T_{m3} = 355,40^\circ\text{C}$$

$$\underline{Q_{FV} = 426\,681,22 \text{ Kg}}$$

$$* Q_{a2} = M_{a2} \left[C_{pa2} (T_{m4}) T_{m4} - C_{pa2} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{a2} = 4\,758 \text{ Kg}$$

$$C_{pa2} = 0,473 \text{ Kg/Kg} \cdot ^\circ\text{C (81}^\circ\text{C)}$$

$$T_{m4} = 81,782^\circ\text{C}$$

$$\underline{Q_{a2} = 139\,042,49 \text{ Kg}}$$

Chaleur totale emmagasinée Q_{pT}

$$Q_{pT} = Q_{a1} + Q_{FV} + Q_{MF} + Q_{a2}$$

$$Q_{pT} = 2\,255\,669,76 \text{ KJ}$$

333₃ - PERTES THERMIQUES PAR LES PAROIS DU FOUR :

Pour la durée d'un traitement totale, c'est à dire t_T , sur une surface globale de S , la chaleur perdue par les parois est :

$$Q_p = \Phi_p \cdot t_T \cdot S$$

$$\Phi_p = 517,6324 \text{ g}$$

$$S = 101,32 \text{ m}^2$$

$$t_T = 44\,100 \text{ s}$$

Soit :

$$Q_p = 2\,321\,052,8 \text{ KJ}$$

la chaleur totale (emmagasinée + perdue) nécessaire aux parois de la 2ème combinaison, sera alors :

$$Q_T = Q_p + Q_{pT}$$

$$Q_p = 2\,255\,669,7 \text{ KJ}$$

$$Q_{pT} = 2\,321\,052,8 \text{ KJ}$$

$$Q_{pT} = 4\,576\,722,5 \text{ KJ}$$

Or, le volume de gaz naturel donnant la chaleur totale utilisée par les parois pendant la durée d'un traitement est alors :

$$V_{Gn} = \frac{Q_{pT}}{C_{vGn}}$$

V_{Gn} volume du gaz naturel

C_{vGn} pouvoir calorifique du gaz naturel

$$Q_{pT} = 4\,576\,722,5 \text{ KJ}$$

$$C_{vGn} = 40\,443,79 \text{ KJ/m}^3$$

$$V_{Gn} = 111,78 \text{ m}^3 / 12,25 \text{ h}$$

$$\text{soit : } V_{Gn} = 9,12 \text{ m}^3/\text{h}$$

L'autre part, un tube radiant nécessite un volume de $5 \text{ m}^3/\text{h}$, ce qui fait qu'on alimente les parois en chaleur par 2 tubes radiants seulement, ce qui est acceptable.

Enfin, désormais, on prendra comme parois de notre four, cette dernière combinaison :

999₄ - CHALEUR ENMAGASINEE PAR LE CHARIOT :

$$Q_{ch} = m_{ch} \left[C_{p_{ch}} (T_{m_{ch}}) T_{m_{ch}} - C_{p_{ch}} (20) \cdot 20 \right]$$

- m_{ch} Masse totale du chariot
- $C_{p_{ch}}$ Capacité calorifique du chariot
- $T_{m_{ch}}$ Température moyenne du chariot

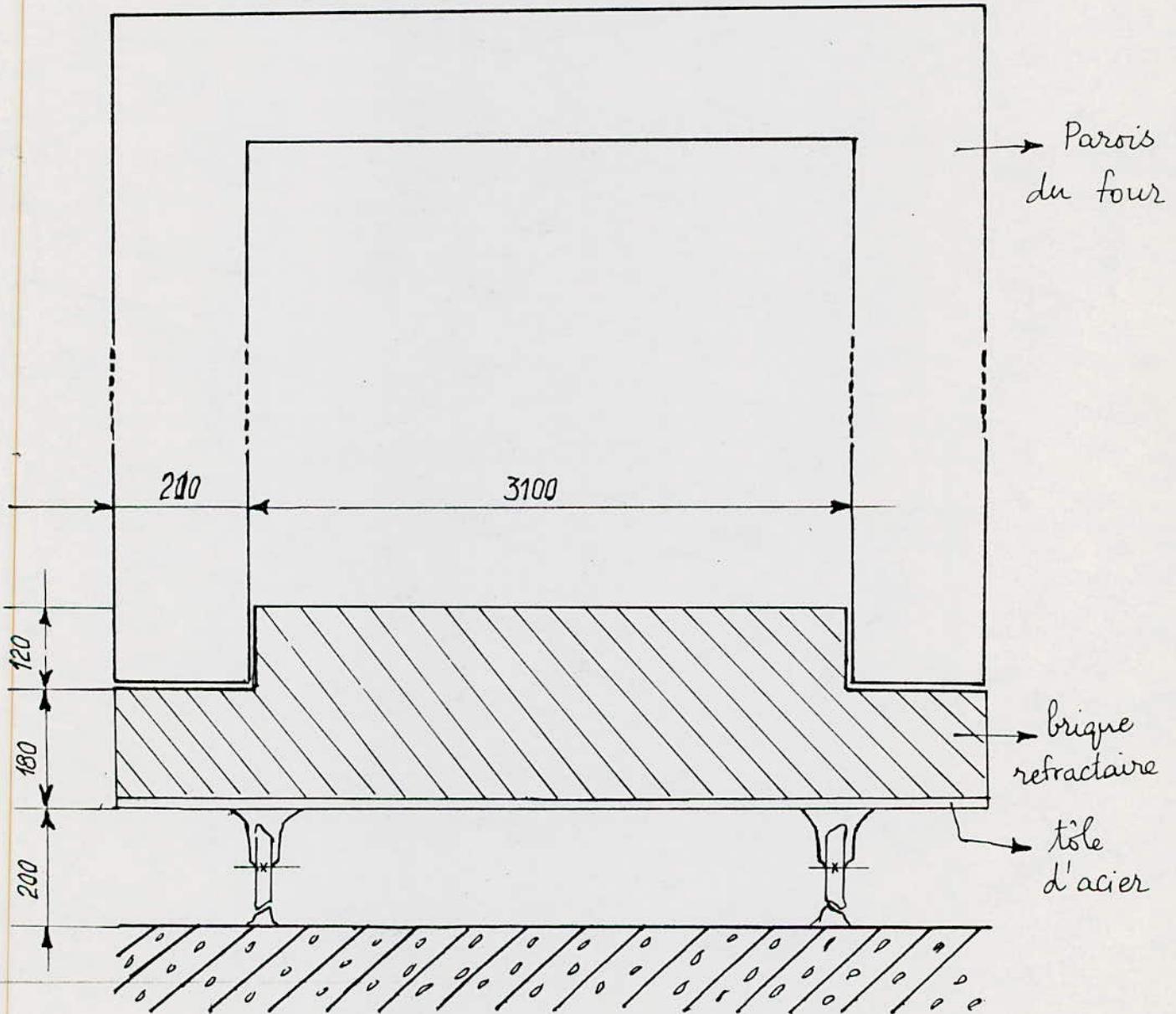


Fig. (27) - Coupe transversale du chariot

On donne les masses volumiques des matériaux constituant le chariot

- . Brique réfractaire 1200 $\rho_{b1} = 1200 \text{ Kg/m}^3$
- . Tôle d'acier $\rho_a = 7800 \text{ Kg/m}^3$

D'autre part, en utilisant les dimensions du chariot (Fig. 27), on calcule aisément sa masse :

On a :

$$M_{ch} = M_{b1} + M_a$$

avec

$$M_{b1} = \rho_{b1} V_{b1} = 7872 \text{ Kg}$$

$$M_a = \rho_a V_a = 1716 \text{ Kg}$$

$$\underline{M_{ch} = 9588 \text{ Kg}}$$

Températures moyennes des matériaux, dont le chariot est formé :

Pour cela, calculons le flux de chaleur traversant le chariot :

$$\Phi_{ch} = \frac{T_F - T_e}{\frac{1}{\sigma_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\sigma_e}}$$

$$T_F = 900 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\sigma_i = 120 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_e = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\sigma_e = 10 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$e_1 = 0,3 \text{ mm}$$

$$\lambda_{b1} = 0,477 \text{ W/m }^\circ\text{C (à } 595 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$e_2 = 0,01 \text{ mm}$$

$$\lambda_a = 46,5 \text{ W/m }^\circ\text{C (à } 300 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$\underline{\Phi_{ch} = 949,21 \text{ J}}$$

Supposons que les températures moyennes du chariot sont :

- . Brique réfractaire 1200 : $T_{m1} = 595 \text{ }^\circ\text{C}$

- . Tôle d'acier : $T_{m2} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

- CALCUL DES T_i :

$$T_1 / T_1 = T_F - \Phi_{ch} / \sigma_i \quad T_1 = 892,08 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 / T_2 = T_1 - \Phi_{ch} \cdot e_1 / \lambda_1 \quad T_2 = 295,09 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_3 / T_3 = T_2 - \Phi_{ch} \cdot e_2 / \lambda_2 \quad T_3 = 294,90 \text{ }^\circ\text{C}$$

- CALCUL DES T_{mi} :

$$\bar{T}_{m_1} / \bar{T}_{m_1} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \bar{T}_{m_1} = 593,52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_{m_2} / \bar{T}_{m_2} = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad \bar{T}_{m_2} = 294,90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Comparées aux valeurs des T_{mi} supposées, ces valeurs calculées sont acceptables.

- Chaleur emmagasinée par le chariot Q_{ch} :

* couche de brique réfractaire 1200 : Q_1

$$Q_1 = m_{b1} [C_{pb1} (\bar{T}_{m_1}) \cdot \bar{T}_{m_1} - C_{pb1} (20) \cdot 20]$$

$$m_{b1} = 7872 \text{ Kg}$$

$$\bar{T}_{m_1} = 593,52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{pb1} (500 + 1000 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1,130 \text{ Kj/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 5\,147\,796,7 \text{ Kj}$$

* tôle d'acier : Q_2

$$Q_2 = m_a [C_{pa} (\bar{T}_{m_2}) \cdot \bar{T}_{m_2} - C_{pa} (20) \cdot 20]$$

$$m_a = 1716 \text{ Kg}$$

$$\bar{T}_{m_2} = 294,90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{pa} (295 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0,5390 \text{ Kj/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$Q_2 = 254\,261,61 \text{ Kj}$$

$$\text{ò} \quad Q_{ch} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_1 = 5\,147\,796,7 \text{ Kj}$$

$$Q_2 = 254\,261,6 \text{ Kj}$$

$$Q_{ch} = 5\,402\,058,3 \text{ Kj}$$

999₅ - PERTE DE CHALEUR PAR LE CHARJOT POUR LA DUREE D'UN TRAITEMENT :

$$Q'_{ch} = \Phi_{ch} \cdot S_{ch} \cdot t_T$$

$$S_{ch} = 22,12 \text{ m}^2 \dots \dots \dots \text{ Surface totale du chariot}$$

$$\Phi_{ch} = 949,21 \text{ J} \dots \dots \dots \text{ Densité du flux de chaleur}$$

$$t_T = 44100 \text{ s} \dots \dots \dots \text{ temps d'un traitement}$$

$$Q'_{ch} = 0,9259 \cdot 10^6 \text{ Kj}$$

. Chaleur totale consommée par le chariot

$$Q_{cht} = Q_{ch} + Q'_{ch}$$

Q_{ch} Chaleur emmagasinée

Q'_{ch} Perte de chaleur

$$\underline{Q_{cht} = 6,28\ 187\ 10^6\ \text{Kj}}$$

III₆ - CHALEUR EMMAGASINÉE PAR LA CHARGE :

Rappelons que la charge, de masse $m_c = 25$ Tonnes, est formé de rouleaux d'acier, de capacité calorifique $C_{pch} = 0,657\ \text{Kj/Kg } ^\circ\text{C}$

On chauffe la charge jusqu'à :

$$T_c = 900\ ^\circ\text{C}$$

On a :

$$Q_c = m_c [C_{pc} (T_c) \cdot T_c - C_{pc} (20) \cdot 20]$$

$$m_c = 25\ 10^3\ \text{Kg}$$

$$C_{pc} = 0,657\ (900\ ^\circ\text{C})\ \text{Kj} / \text{Kg } ^\circ\text{C}$$

$$T_c = 900\ ^\circ\text{C}$$

$$\underline{Q_c = 14,546\ 10^6\ \text{Kj}}$$

III₇ - CHALEUR EMMAGASINÉE PAR LE SUPPORT DE LA CHARGE :

Le support de la charge est fabriqué à partir de poutrelle "I" normalisée assemblée par sondage.

* REMARQUE : Normalisation des poutrelles I

1 m (poutrelle I) \longrightarrow pèse 18,8 Kg

. Les dimensions du support de la charge sont données par la figure suivante :

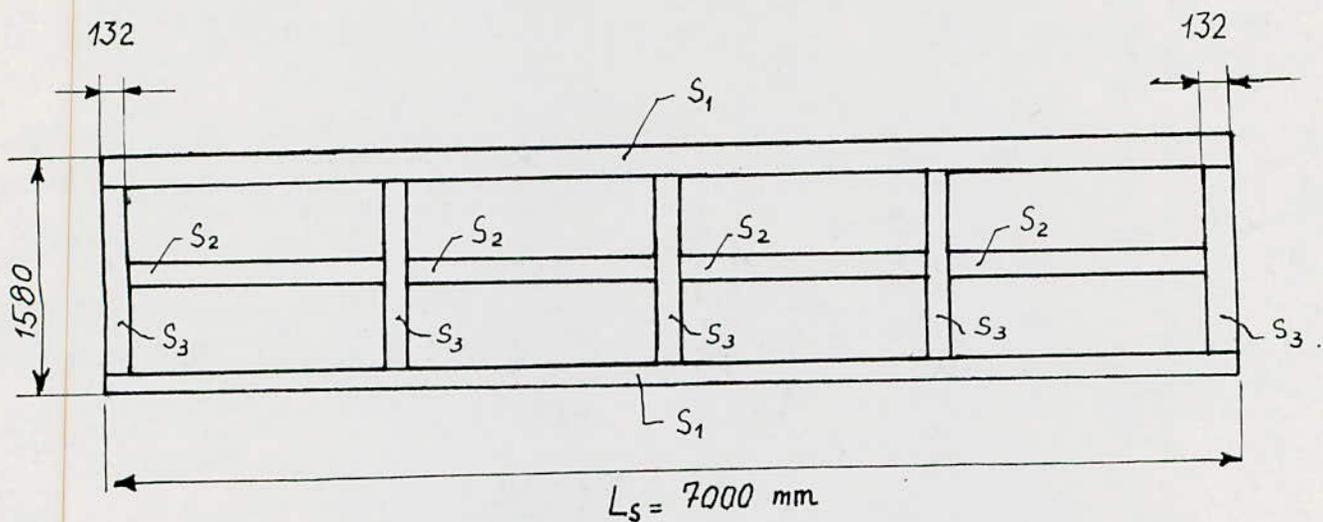


Fig. (28) - ~~Support~~ de la charge : Notations et dimensions

$$Q_S = m_S \left[C_{pS} (T_S) \cdot T_S - C_{pS} (20) \cdot 20^\circ \right]$$

m_S Masse totale du support de la charge

T_S Température du support de la charge

C_{pS} Capacité calorifique du support de la charge

$$\begin{cases} m_S = 530,912 \text{ Kg} \\ T_S = 900 \text{ }^\circ\text{C} \\ C_{pS} = 0,657 \text{ Kg/Kg }^\circ\text{C} (T_S) / = 0,473 (20^\circ) \end{cases}$$

$$\underline{Q_S = 308\,905,83 \text{ Kg}}$$

III₈ - CHALEUR ENMAGASINÉE PAR LA CAISSE DE TRANSPORT :

D'après la Fig. (29), la caisse est constituée par des poutrelles d'aciers normalisés U 100, assemblées par soudage.

On peut distinguer les poutrelles constituant la caisse par leur disposition.

Pour faciliter les calculs, on notera désormais :

- E_1 Poutrelles latérales croisées (au nombre de 12)
- E_2 Poutrelles verticales (au nombre de 20)
- E_3 Poutrelles en largeur (au nombre de 4)
- E_4 Poutrelles longitudinales (au nombre de 2)

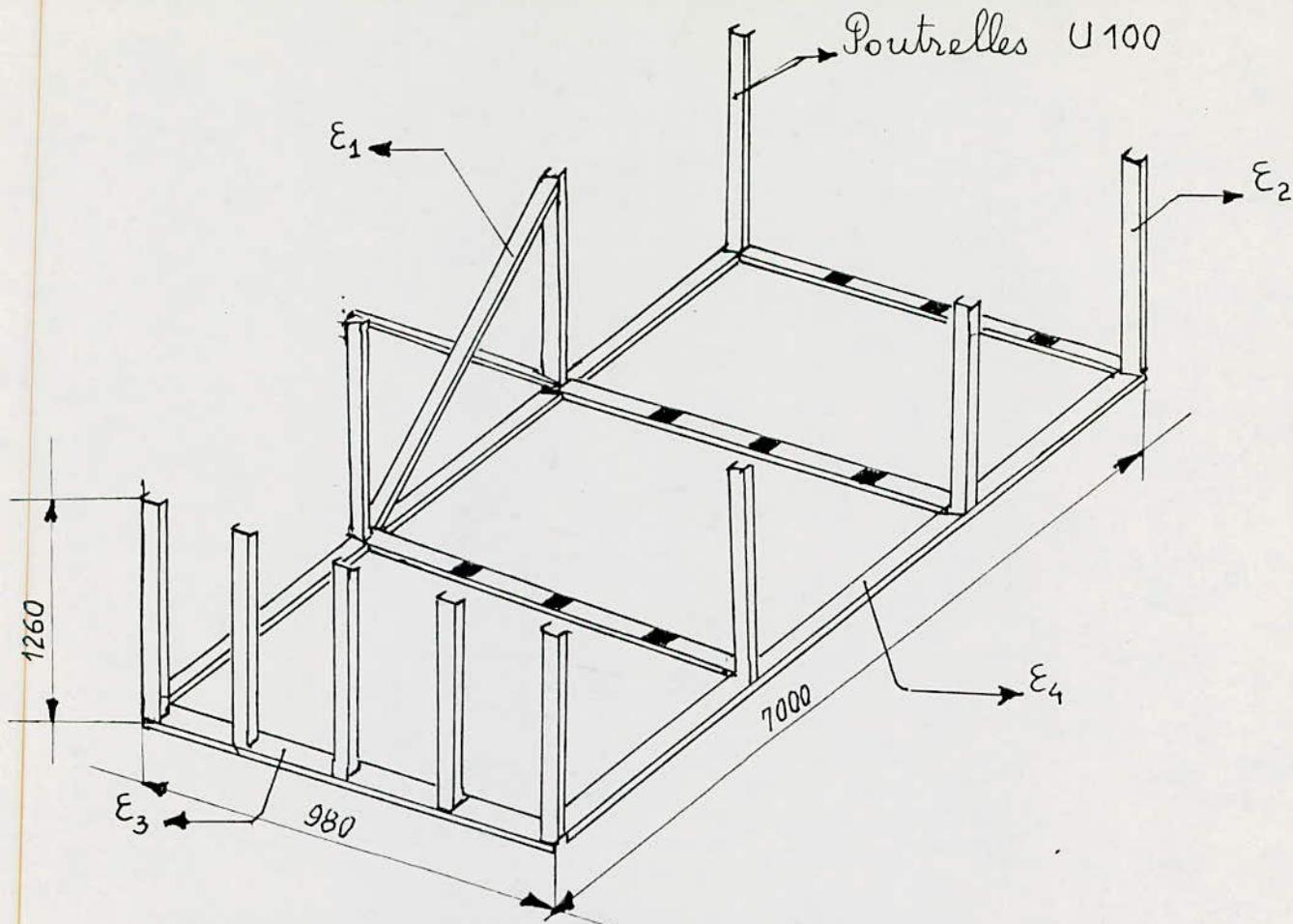


Fig. (29) - Caisse de transport de la charge : Dimensions et notations

* Chaleur emmagasinée par la Caisse :

$$Q_{CS} = m_{CS} [C_{pCS}(T_{CS}) \cdot T_{CS} - C_{pCS}(20) \cdot 20]$$

$$T_{CS} = 900 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{pCS} = 0,657 \text{ Kg / Kg } ^\circ\text{C} \quad (900 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$C_{pCS} = 0,473 \text{ Kg / Kg } ^\circ\text{C} \quad (20 \text{ } ^\circ\text{C})$$

* REMARQUE : Par convention (NORMALISATION AFNOR) la densité linéaire des poutrelles U 100 est égale à 10,5 Kg/m.

Soit :

m_1 Masse totale des éléments E_1

m_2 Masse totale des éléments E_2

m_3 Masse totale des éléments E_3

m_4 Masse totale des éléments E_4

On a :

$$m_{CS} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$$

avec :

$$m_1 = 317 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 264,6 \text{ Kg}$$

$$m_3 = 41,16 \text{ Kg}$$

$$m_4 = 147,0 \text{ Kg}$$

$$\underline{m_{CS} = 769,76 \text{ Kg}}$$

Finalemment, le calcul de la chaleur emmagasinée par les parois donne :

$$\underline{Q_{CS} = 447\,877,15 \text{ KJ}}$$

999_g - CHALEUR EMMAGASINÉE PAR L'ENCEINTE :

$$Q_e = m_e \left[C_{pe} (T_e) \cdot T_e - C_{pe} (20) \cdot 20 \right]$$

T_e Température de l'enceinte.

C_{pe} Capacité calorifique de l'enceinte

m_e Masse de l'enceinte

On a :

$$T_e = 900 \text{ °C} \quad C_{pe} = 0,473 \text{ KJ / Kg °C } (20^\circ)$$

$$C_{pe} = 0,657 \text{ KJ / Kg °C } (900 \text{ °C})$$

CALCUL DE LA MASSE DE L'ENCEINTE :

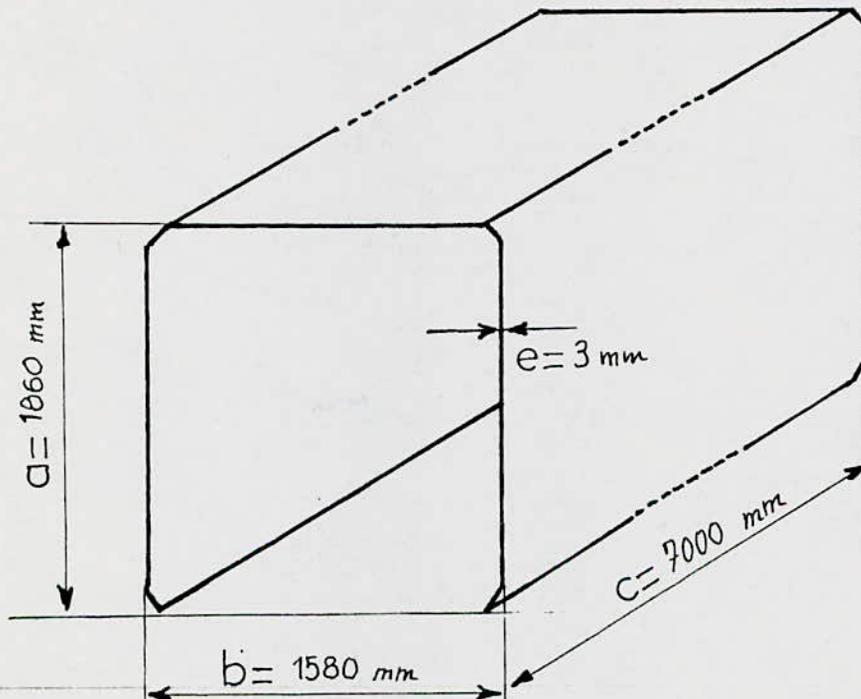


Fig. (30) Dimensions de l'enceinte

Donnée :

$$a = 1860 \text{ mm}$$

$$b = 1580 \text{ mm}$$

$$c = 7000 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$M_e = \rho_e \cdot V_e$$

$$\rho_e = 7800 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{Acier})$$

$$V_e = 0,1113 \text{ m}^3 \quad (\text{Enceinte})$$

$$M_e = 868,14 \text{ Kg}$$

* Chaleur emmagasinée : Q_e

$$Q_e = 505\,118,57 \text{ KJ}$$

999 10 - CHALEUR EMMAGASINÉE PAR LES ROUES :

Le chariot est doté de 10 roues, pesant chacune : $M_r = 50 \text{ Kg}$.

$$Q_r = 10 \cdot M_r \left[C_{pr} (T_r) \cdot T_r - C_{pr} (20) \cdot 20 \right]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{pr} = 0,473 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} \quad (20 + 200 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ T_r = 200 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

$$Q_r = 42\,570 \text{ KJ}$$

999 11 - CHALEUR EMMAGASINÉE PAR LES CORNIÈRES :

Le chariot est muni de 2 cornières. La longueur d'une cornière est de 7 m, comme pour les poutrelles U et I, les cornières sont normalisées, ainsi, la densité linéaire des cornières vaut 58,57 Kg/m.

$$Q_{cor} = M_{cor} \left[C_{p_{cor}} (T_{cor}) T_{cor} - C_{p_{cor}} (20) \cdot 20 \right]$$

$C_{p_{cor}}$ Capacité calorifique de la matière constituant les cornières.

$$C_{p_{cor}} = 0,473 \text{ KJ /Kg } ^\circ\text{C} \quad (20 + 200 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$T_{cor} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{cor} = 69\,814,8 \text{ KJ}$$

999₁₂ - CHALEUR ENMAGASINÉE PAR L'ATMOSPHERE PROTECTRICE :

Soit la composition du gaz de protection

% N ₂	97,8
% CO ₂	0,02
% CH ₄	0,5
% H ₂	1,0
% CO	0,68
Σ	100 %

ELEMENT \ T (°C)	20 °C	900 °C
C _p (CO ₂)	1,6 KJ / m ³ °C	2,168 KJ / m ³ °C
C _p (N ₂)	1,299 ---"---	1,385 ---"---
C _p (CH ₄)	1,55 ---"---	2,603 ---"---
C _p (H ₂)	1,277 ---"---	1,323 ---"---
C _p (CO)	1,299 ---"---	1,4 ---"---

* Chaleur spécifique du gaz de protection à 900 °C et 20 °C.

$$C_{p9P} = C_{pN_2} \cdot \% N_2 + C_{pCO_2} \cdot \% CO_2 + C_{pCH_4} \cdot \% CH_4 + C_{pH_2} \cdot \% H_2 + C_{pCO} \cdot \% CO$$

$$900 \text{ °C} \longrightarrow C_{p9P} = 1,3907 \text{ KJ / m}^3 \cdot \text{°C}$$

$$20 \text{ °C} \longrightarrow C_{p20P} = 1,30 \text{ KJ / m}^3 \cdot \text{°C}$$

* Volume du Gaz de protection :

Le volume du gaz de protection (atmosphère intérieure du four) est équivalent au volume intérieur du four en soustrayant le volume des accessoires intérieurs (Caisse, support, charge ...)

$$V_c = 8,6436 \text{ m}^3 \dots\dots\dots \text{Volume de la charge}$$

$$V_{supp} = 4,4240 \text{ m}^3 \dots\dots\dots \text{Volume du support}$$

$$V_e = 0,1113 \text{ m}^3 \dots\dots\dots \text{Volume de l'enceinte}$$

Volume d'un tube radiant :

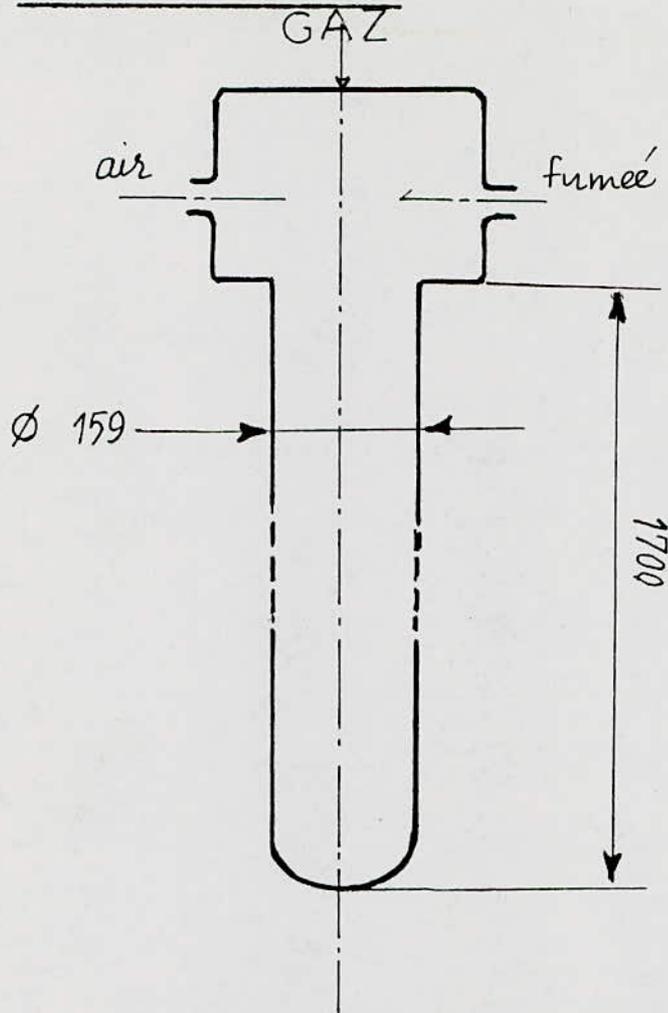


Fig. (31) - Tube radiant droit : Dimensions et Notations

Soit : V_{tr} le volume d'un tube radiant

$$V_{tr} = L_{tr} \cdot \pi \cdot \frac{d_{tr}^2}{4}$$

$$L_{tr} = 1700 \text{ mm}$$

$$d_{tr} = 159 \text{ mm}$$

$$\boxed{V_{tr} = 0,03375 \text{ m}^3}$$

Volume total des accessoires intérieurs du four

$$V_t = V_c + V_{supp} + V_e + V_{tr} \cdot n$$

n..... Nombre de tube radiant nécessaire au four

On prendra $n = 24$

Le calcul du volume du gaz de protection conduit à :

$$\boxed{V_{gp} = 14 \text{ m}^3}$$

* Chaleur emmagasinée par le Gaz de protection :

$$Q_{gp} = V_{gp} \left[C_{p_{gp}}(900) \cdot 900 - C_{p_{gp}}(20) \cdot 20 \right]$$

$$V_{gp} = 14 \text{ m}^3$$

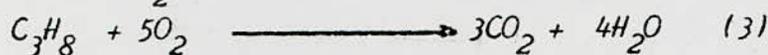
$$C_{p_{gp}} = 1,3907 \text{ KJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (900 } ^\circ\text{C)}$$

$$C_{p_{gp}} = 1,30 \text{ KJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (20 } ^\circ\text{C)}$$

$$Q_{gp} = 17\,158,82 \text{ KJ}$$

199₁₃ - CALCUL POUR FUMÉES :

Les produits de la combustion du gaz naturel sont le CO_2 , H_2O , N_2 et O_2 selon les réactions suivantes :



* REMARQUES : Dans les calculs, on considèrera la combustion comme complète *

* Volume de CO_2 contenu dans la fumée par 1 m^3 de combustible:

$$V_{\text{CO}_2} = n_1 \cdot \% \text{CH}_4 + n_2 \cdot \% \text{C}_2\text{H}_6 + n_3 \cdot \% \text{C}_3\text{H}_8 + n_4 \cdot \% \text{C}_4\text{H}_{10}$$

$$= 1 \cdot 0,813 + 2 \cdot 0,068 + 3 \cdot 0,023 + 4 \cdot 0,043 + 0,5$$

$n_i \dots$ Coefficient stœchiométrique du CO_2 dans les réactions de combustion.

- RESULTAT :

$$V_{\text{CO}_2} = 1,69 \text{ m}^3$$

* Volume d' H_2O contenu dans la fumée:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = n_1 \cdot \% \text{CH}_4 + n_2 \cdot \% \text{C}_2\text{H}_6 + n_3 \cdot \% \text{C}_3\text{H}_8 + n_4 \cdot \% \text{C}_4\text{H}_{10}$$

$$= 2 \cdot 0,813 + 3 \cdot 0,068 + 4 \cdot 0,023 + 5 \cdot 0,043$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,137 \text{ m}^3$$

* Volume d'oxygène utilisé :

$$V_{O_2} = [n_1 \cdot \% CH_4 + n_2 \cdot \% C_2H_6 + n_3 \cdot \% C_3H_8 + n_4 \cdot C_4H_{10}] \cdot n'$$

n' Facteur de l'air

Le facteur de l'air n' est égal à $1/p$

Application Numérique :

$$n' = 1,1$$

$$\underline{V_{O_2} = 2,484 \text{ m}^3}$$

* Volume d'oxygène contenu dans la fumée :

$$V'_{O_2} = V_{O_2} (n' - 1) \quad n' = 1,1$$

$$\underline{V'_{O_2} = 0,248 \text{ m}^3}$$

* Volume de N_2 contenu dans la fumée :

$$V'_{N_2} = (10,79 \cdot V_{O_2}) / 0,21$$

$$V_{O_2} = 2,48 \text{ m}^3$$

air {
21 % d' O_2
79 % de N_2

$$\underline{V'_{N_2} = 9,34 \text{ m}^3}$$

* Volume total de la fumée : V_f

$$V_f = V'_{N_2} + V'_{O_2} + V'_{H_2O} + V'_{CO_2}$$

$$\underline{V_f = 13,46 \text{ m}^3}$$

* Volume d'air utilisé :

$$V_{air} = V_{O_2} \cdot 100/21$$

$$V_{O_2} = 2,48 \text{ m}^3$$

$$\underline{V_{air} = 11,83 \text{ m}^3}$$

199 131 - CALCUL DE LA TEMPERATURE DE LA FUMEE A L'ENTREE (TUBE RADIANT) T_{fe}

Soit C_{pf} , la capacité calorifique de la fumée

$$C_{pf} = C_{pN_2} \cdot \% N_2 + C_{pO_2} \cdot \% O_2 + C_{pH_2O} \cdot \% H_2O + C_{pCO_2} \cdot \% CO_2$$

$$\% N_2 = (V_{N_2} / V_f) \cdot 100 = 69,743 \%$$

$$\% O_2 = (V_{O_2} / V_f) \cdot 100 = 1,844 \%$$

$$\% H_2O = (V_{H_2O} / V_f) \cdot 100 = 15,866 \%$$

$$\% CO_2 = (V_{CO_2} / V_f) \cdot 100 = 12,547 \%$$

D'autre part on a :

$$C_{pf} (900^\circ C) = 1,534 \text{ KJ} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ C$$

$$C_{pf} (800^\circ C) = 1,516 \text{ KJ} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ C$$

$$C_{pf} (11320^\circ C) = 1,606 \text{ KJ} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ C$$

$$C_{pf} (11780^\circ C) = 1,564 \text{ KJ} / \text{m}^3 \text{ } ^\circ C$$

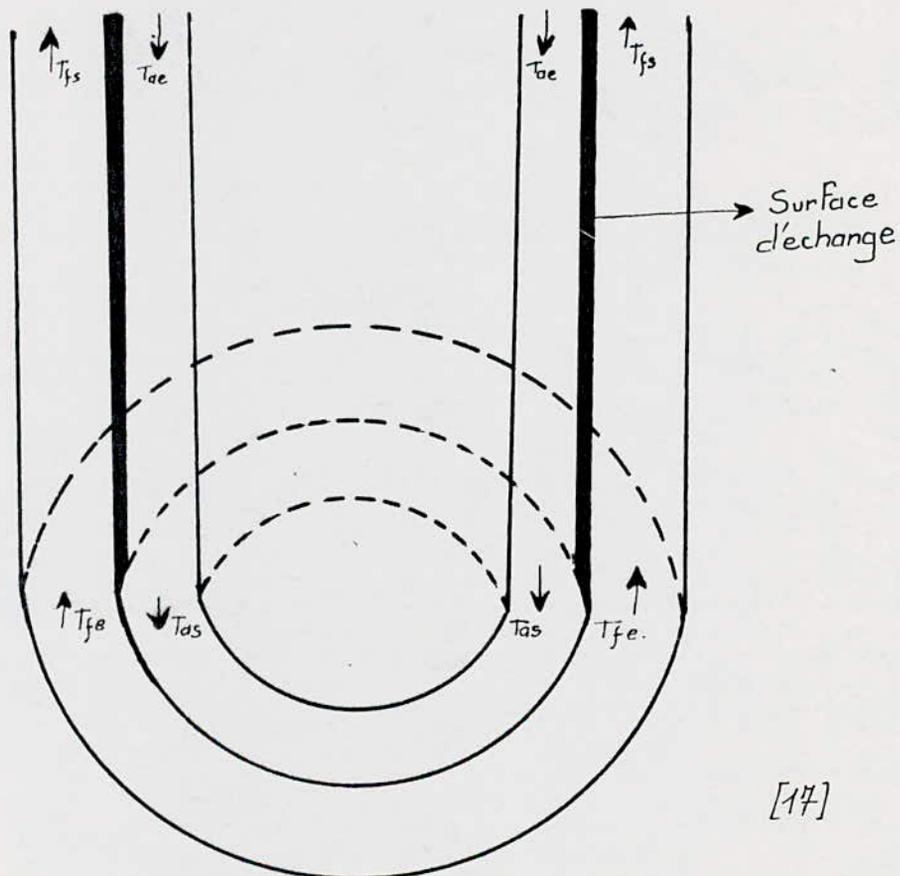


Fig. (P) - Chemin des entrées/Sorties de la fumée et de l'air dans les tubes radiants.

La température de la fumée à l'entrée est calculée à partir de la relation suivante :

$$T_{fe} = \frac{C_v \cdot V_{ae} \cdot T_{a,e}}{V_{f,e} \cdot C_{p_{f,e}}} \quad (1)$$

C_v Pouvoir calorifique du gaz naturel

$C_{p_{f,e}}$ Capacité calorifique de la fumée à l'entrée du tube radiant

$V_{a,e}$ Volume de l'air à l'entrée du tube radiant

$T_{a,e}$ Température de l'air à l'entrée du tube radiant

DONNEES : AJP :

T °C	C_{p_a}
20 °C	1,297 KJ / m ³ °C
800 °C	1,384 KJ / m ³ °C

Pour le calcul de T_{fe} , prenons la température suivante, comme supposition et vérifions les résultats par les calculs :

1ère Supposition : $T_{fe} = 2240$ °C

A laquelle la capacité calorifique vaut :

$$C_p = 1,7633 \text{ KJ / m}^3 \text{ °C}$$

En remplaçant dans la relation (1), les variables par leurs valeurs

Application suivante :

$$C_v = 40943 \text{ KJ / m}^3$$

$$V_{a,e} = 11,83 \text{ m}^3$$

$$C_{p_{ae}} = 1,384 \text{ KJ / m}^3 \text{ °C}$$

$$T_{ae} = 800 \text{ °C}$$

$$V_{f,e} = 13,469 \text{ m}^3$$

On trouve :

$$T_{fe} = 2275,36 \text{ °C}$$

Comparaison :

$$T_{fe} \text{ (supposé)} = 2240 \text{ °C}$$

$$T_{fe} \text{ (calculé)} = 2275 \text{ °C}$$

* CONCLUSION : ΔT assez grand, donc cette valeur est rejetée

2ème Supposition :

- Supposons $T_{fe} = 2264 \text{ }^\circ\text{C}$ avec $C_p = 1.7685 \text{ Kg/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}$
- Calcul $T_{fe} = 2268 \text{ }^\circ\text{C}$
- Conclusion : DT est relativement grande donc T_{fe} est rejetée

3ème Supposition :

- Supposons $T_{fe} = 2264 \text{ }^\circ\text{C}$ avec $C_p = 1.7678 \text{ Kg/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}$
- Calcul $T_{fe} = 2269 \text{ }^\circ\text{C}$
- Conclusion : DT est faible par rapport aux deux premières suppositions, on prendra désormais cette dernière valeur.

c'est à dire :

$$\underline{T_{fe} \text{ (théorique)} = 2269 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Soit T_{fe} (pratique) la température pratique de la fumée à l'entrée :

$$T_{fe} \text{ (pratique)} = n \cdot T_{fe} \text{ (théorique)}$$

$$n = 0,65 \text{ rendement pyrométrique}$$

$$\underline{T_{fe} \text{ (pratique)} = 1475,31 \text{ }^\circ\text{C}}$$

132 - CALCUL DE LA TEMPERATURE DE LA FUMEE A LA SORTIE DU TUBE RADIANT T_{fs}

$$T_{fs} = C_{pfe} \cdot T_{fe} - \frac{(C_{pas} \cdot T_{as} - C_{pae} \cdot T_{ae})}{n \cdot V_f} \cdot V_{air}$$

T_{fs} SUPPOSE	T_{fs} CALCULE	DT	OBSERVATIONS
$T_{fs} = 920 \text{ }^\circ\text{C}$ $[C_{pfs} = 1,536 \text{ Kg/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}]$	$T_{fs} = 837 \text{ }^\circ\text{C}$	80 $^\circ\text{C}$	Rejeté
$T_{fs} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$ $[C_{pfs} = 1,524 \text{ Kg/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}]$	$T_{fs} = 843 \text{ }^\circ\text{C}$	7 $^\circ\text{C}$	Accepté

$$\underline{T_{fs} = 843 \text{ }^\circ\text{C}}$$

199₁₄ - BILAN THERMIQUE :

Le bilan thermique consiste à égaliser la somme des énergies en entrée (combustible, préchauffage...) à celles en sorties (chaleur emmagasinée, pertes thermiques...).

* Chaleurs en entrée :

. Chaleur de la combustion :

$$Q_u = C_{v_{gn}} \cdot V_{gn}$$

V_{gn} = Volume du gaz naturel $[m^3]$
 $C_{v_{gn}}$ = Pouvoir calorifique du combustible $[KJ/m^3]$

. Chaleur de préchauffage de l'air

$$Q_{pr} = V_{air} \cdot C_{pair} \cdot T_{air}$$

V_{air} Volume d'air utilisé

C_{pair} Chaleur spécifique de l'air à la température du préchauffage

T_{air} Température du préchauffage de l'air.

$$\sum Q (\text{entrés}) = Q_u + Q_{pr}$$

* CHALEURS EN SORTIE :

- . Chaleur emmagasinée par les parois $Q_p = 2\,225\,669,76 \text{ KJ}$
- . Perte de chaleur par les parois $Q'_p = 2\,321\,052,00 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par le chariot $Q_{ch} = 5\,402\,058,3 \text{ KJ}$
- . Chaleur perdue par le chariot $Q'_{ch} = 925\,946,7 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par la caisse $Q_{cs} = 447\,577,15 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par les cornières $Q_{cor} = 69\,814,8 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par les roues $Q_r = 42\,570,00 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par le support de la charge $Q_s = 308\,905,93 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par l'enceinte $Q_e = 505\,118,57 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par le gaz de protection $Q_{gp} = 17\,158,82 \text{ KJ}$
- . Chaleur emmagasinée par la charge $Q_c = 14\,546\,000 \text{ KJ}$
- . Pertes de chaleur par les fumées $Q_f = V_f \cdot C_{pf} \cdot T_f$

$$\sum Q = Q_p + Q'_p + Q_{ch} + Q_{cs} + Q_{cor} + Q_r + Q_s + Q_e + Q_{gp} + Q_c + Q_f$$

$$\underline{\sum Q (\text{sortie}) = 26\,811\,871 + Q_f}$$

A présent, égalisons $\sum Q$ (entrées) et $\sum Q$ (sorties)

On a :

$$\sum Q (\text{entrée}) = \sum Q (\text{sortie})$$

$$Q_u + Q_{pr} = 26\,811\,871 + Q_f$$

Soit :

$$Q_u + Q_{pr} - Q_f = 26\,811\,871 \text{ KJ}$$

Remplaçons : Q_u , Q_{pr} , et Q_f par leurs expressions

On aura :

$$V_{gn} \cdot C_{v_{gn}} + V_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot T_{air} - V_f \cdot C_{p_f} \cdot T_f = 26\,811\,871 \text{ KJ} \quad (I)$$

avec

$$V_{air} = v_{air} \cdot V_{gn}$$

$$V_f = v_f \cdot V_{gn}$$

v_{air} Volume d'air par m^3 de combustible

v_f Volume de la fumée par m^3 de combustible

(I) devient

$$V_{gn} \left[C_{v_{gn}} + v_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot T_{air} - v_f \cdot C_{p_f} \cdot T_f \right] = 26\,811\,871 \text{ KJ}$$

* CALCUL DE V_{gn} pour la durée d'un traitement :

. Application numérique :

$$C_{v_{gn}} = 40\,943,39 \text{ KJ/m}^3$$

$$v_{air} = 11,83 \text{ m}^3$$

$$C_{p_{air}} = 1,384 \text{ KJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{air} = 800 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_f = 13,469 \text{ m}^3$$

$$C_{p_f} = 1,5245 \text{ KJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 834 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\boxed{V_{gn} = 729,935 \text{ m}^3 / \text{Traitement}}$$

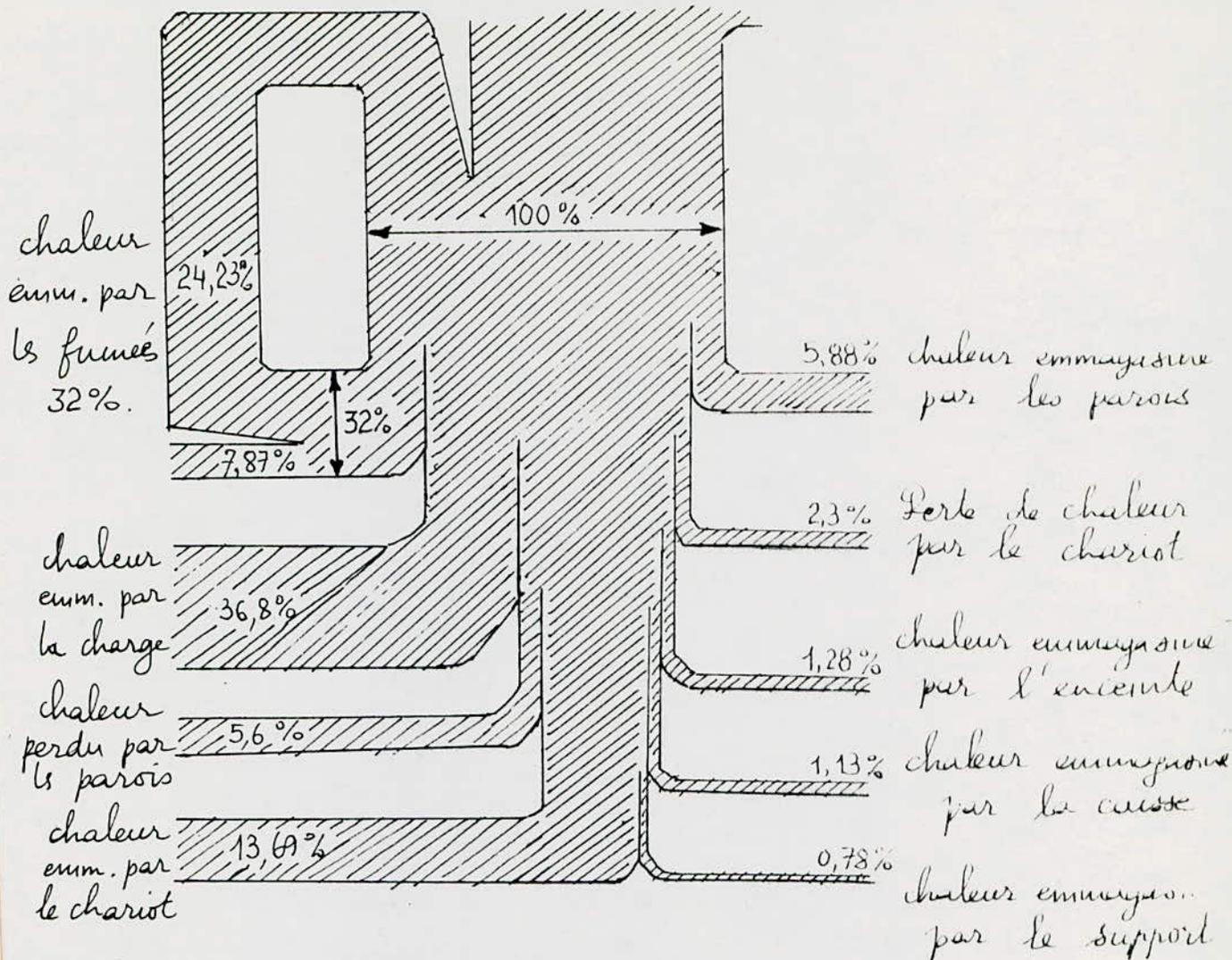


Fig. (131) - Bilan thermique du Four

Le volume de gaz naturel par heure est :

$$v_{gr} = \frac{V_{gr}}{T_t}$$

$T_t = 12,25 \text{ h} \dots \dots \dots$ durée d'un traitement

$$v_{gr} = 59,586 \text{ m}^3 / \text{h}$$

* Nombre de tubes radiants nécessaires au four :

pour un débit de combustible (gaz naturel) de 5 m^3 par tube radiant, par heure, le nombre de tube radiant est :

$$n = \frac{59,586 \text{ m}^3 / \text{h}}{5 \text{ m}^3 / \text{h}} = 11,92$$

Soit 12 Tubes radiants

199₁₅ - CONDUITES D'ENTREE / SORTIES DU FOUR :

Soit la fig (34) montrant :

- Les conduites d'alimentation du four en gaz naturel et de l'air
- Les conduites d'évacuation des produits de la combustion à l'extérieur du four.

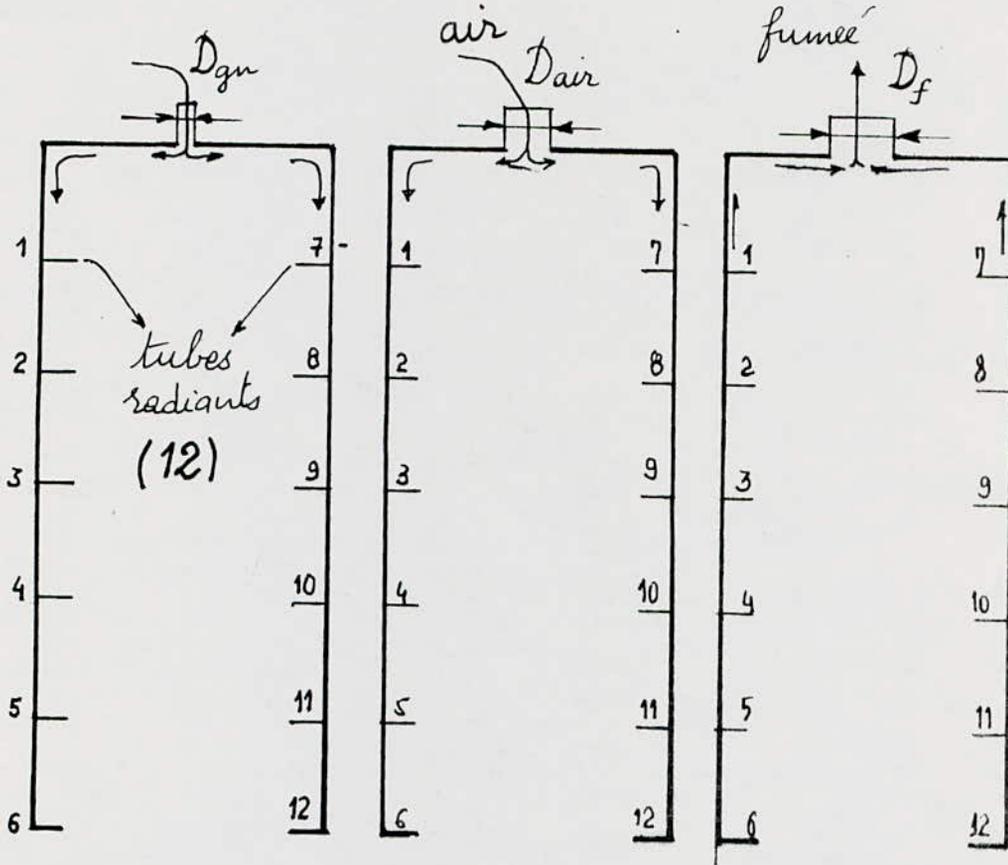


Fig. (34) - Conduite du gaz naturel et de l'air dans le four et conduites d'évacuation de la fumée.

199_{15,1} - CALCUL DU DIAMETRE DE LA CONDUITE D'ENTREE DE GAZ NATUREL D_{gn} :

$$Q_{gn} = v_{gn} \cdot \pi \cdot \frac{D_{gn}^2}{4} \cdot 3600$$

Q_{gn} débit du gaz naturel en (m^3/h)

v_{gn} vitesse d'écoulement du gaz naturel en (m/s)

D_{gn} Diamètre de la conduite du gaz naturel (à calculer)

$$D_{gn} = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{Q_{gn}}{v_{gn} \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

$$q_{gr} = 59,58 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$V_{gr} = 10 \text{ (m/s)}$$

$$\underline{D_{gr} = 45,90 \text{ mm}}$$

152 - CALCUL DU DIAMETRE DE LA CONDUITE D'ENTREE D'AIR : D_{air}

$$D_{air} = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{q_{air}}{V_{air} \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

q_{air} débit d'air en (m³/h)

V_{air} Vitesse d'écoulement de l'air en (m/s)

D_{air} Diamètre de la conduite de l'air (mm)

$$q_{air} = 704,831 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

$$V_{air} = 10 \text{ (m/s)}$$

$$\underline{D_{air} = 157,88 \text{ mm}}$$

153 - CALCUL DU DIAMETRE DE LA CONDUITE D'EVACUATION DE LA FUMEE D_f

$$D_f = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{q_f}{V_f \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

q_f débit de la fumée (m³/h)

V_f Vitesse d'écoulement de la fumée (m/s)

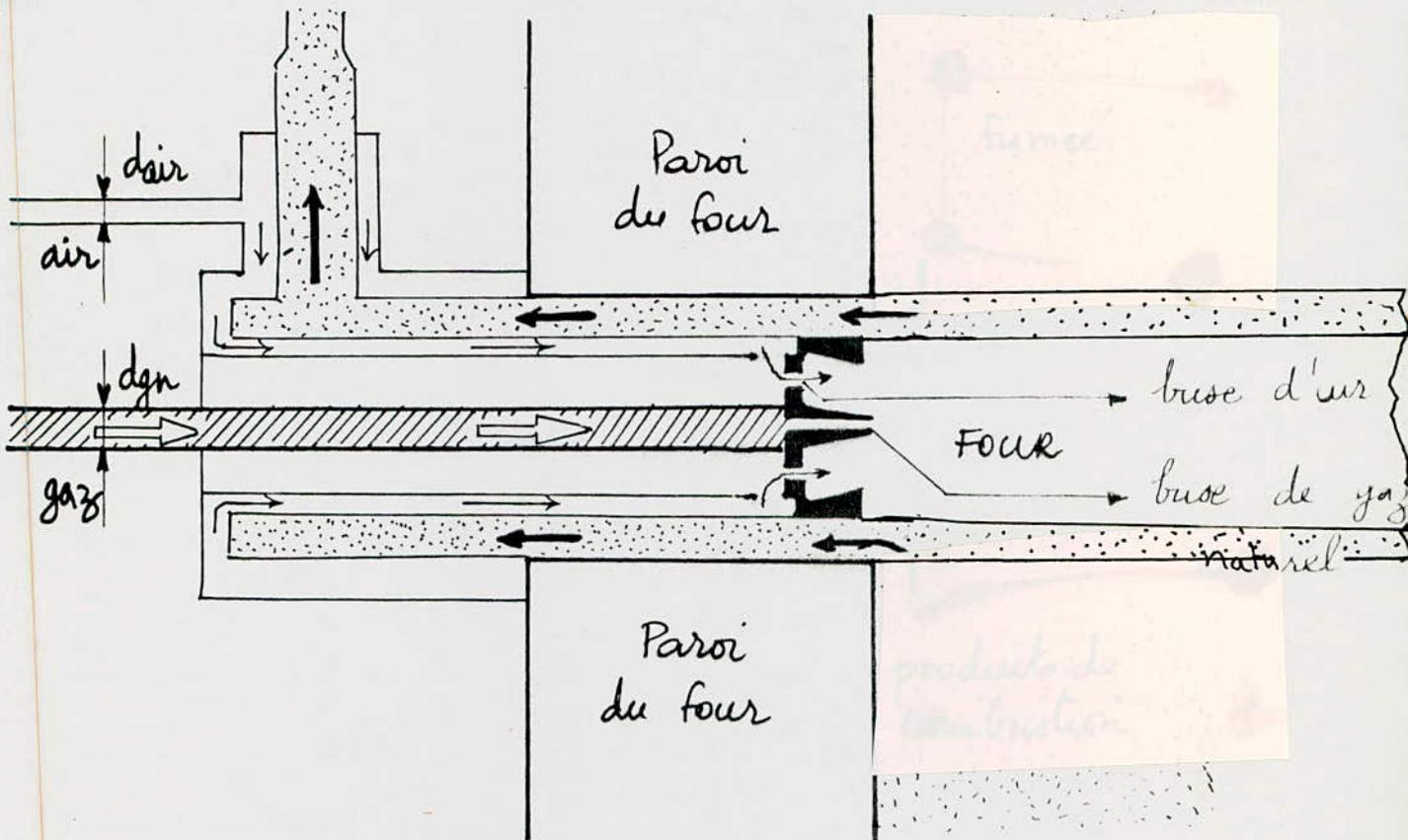
D_f Diamètre de la conduite de la fumée (mm)

$$q_f = 801,946 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_f = 4 \text{ m/s}$$

$$\underline{D_f = 266,284 \text{ mm}}$$

111₁₆ - CONDUITES D'ENTREES/SORTIES DES TUBES RADIANTS :



[11]

Fig. (35) - Les conduites du combustible et de l'air à l'entrée et à la sortie des tubes radiants

111₁₆₁ - Calcul du diamètre de la conduite d'entrée du gaz naturel dans le tube radiant d_{gn}

$$d_{gn} = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{Q_{gn}}{v_{gn} \cdot 12 \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

$$Q_{gn} = 59,58 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

$$v_{gn} = 10 \text{ (m/s)}$$

$$\underline{d_{gn} = 13,25 \text{ m}}$$

111₁₆₂ - Calcul du diamètre de la conduite d'entrée d'air dans le tube radiant :

$$d_{air} = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{Q_{air}}{v_{air} \cdot 12 \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

$$Q_{air} = 704,831 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

$$V_{air} = 10 \text{ (m/s)}$$

$$\underline{d_{air} = 45,57 \text{ mm}}$$

133 16₃ - Calcul du diamètre de la conduite d'évacuation de la fumée du tube radiant :

$$d_f = \left(\frac{4}{3600} \cdot \frac{Q_{f,l}}{V_f \cdot \pi} \right)^{0,5}$$

$$Q_{f,l} = 801,946 \text{ m}^3\text{/h}$$

$$V_f = 4 \text{ m/s}$$

$$\underline{d_f = 76,86 \text{ mm}}$$

133 16₄ - Calcul du diamètre de la buse de gaz naturel : d_{b1}

$$d_{b1} = \left(\frac{4 S_{b1}}{\pi} \right)^{0,5}$$

avec

$$* S_{b1} = \frac{\dot{Q}_{g,1}}{\rho_{gn} v_{gn} \varphi_{gn}}$$

ρ_{gn} Masse volumique du gaz naturel

φ_{gn} Facteur de forme du buse

v_{gn} Vitesse du jet de gaz naturel

$$* \dot{Q}_{g,1} = \frac{V_{gn} \cdot \rho_{ogn}}{3600}$$

$\dot{Q}_{g,1}$ Quantité de gaz naturel débité par seconde

V_{gn} Débit du gaz naturel par tube radiant

ρ_{ogn} Densité du gaz naturel à 0 °C

$$* \rho_{gn} = \rho_{ogn} \cdot \frac{T_0}{T_{gn}}$$

$$* V_{gn} = \left(\frac{2 DP_{gn}}{\rho_{gn}} \right)^{0,5}$$

$$DP_{gn} = P_{gn} - P_0$$

P_{gn} pression du gaz naturel
 P_0 pression atmosphérique

• Application numérique : $T_{gn} = 293 \text{ K}$ $T_0 = 273 \text{ K}$

$$DP_{gn} = 1,5 \text{ KPa}$$

$$\rho_{gn} = 0,9075 \text{ Kg/m}^3$$

$$\varphi_{gn} = 0,8 \quad (\text{Facteur de forme})$$

$$V_{gn} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$$

* RESULTATS DES CALCULS :

$$\rho_{gn} = 0,845 \text{ Kg/m}^3$$

$$v_{gn} = 59,56 \text{ m/s}$$

$$\dot{q} = 0,00126 \text{ Kg/s}$$

$$S_{b1} = 0,0003127 \text{ m}^2$$

$$d_{b1} = 6,3114 \text{ mm}$$

III_{16,5} - Calcul du diamètre du buse d'air d_{b2}

$$d_{b2} = \left(\frac{4 \cdot S_{b2}}{\pi} \right)^{0,5}$$

avec

$$S_{b2} = \frac{\dot{q}_2}{\rho_{air} \cdot v_{air} \cdot \varphi_{air}}$$

ρ_{air} densité de l'air

φ_{air} facteur de forme du buse d'air

v_{air} vitesse du jet d'air

$$\dot{q}_2 = \frac{V_{gn} \cdot \rho_{air} \cdot V_{air}}{3600}$$

\dot{q}_2 Quantité d'air débité par seconde

V_{air} Volume d'air par m^3 de gaz naturel

ρ_{air} Densité de l'air à 0°C .

$$* \rho_{air} = \rho_{air} \cdot \frac{T_0}{T_{air}}$$

$$* V_{air} = \left(\frac{2 \cdot DP_{air}}{\rho_{air}} \right)^{0,5}$$

$$DP_{air} = P_{air} - P_0$$

P_{air} pression de l'air

P_0 pression atmosphérique

. Application numérique :

$$T_{air} = (273 + 800) K = 1073 K.$$

$$T_0 = 273 K \quad \phi_{air} = 0,7 \text{ (facteur de l'air)}$$

$$DP_{air} = 1 \text{ KPa}$$

$$\rho_{o,air} = 1,293 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_{air} = 11,83 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ de gaz naturel}$$

$$V_{gn} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$$

* RESULTATS DES CALCULS :

$$\rho_{air} = 0,328 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$V_{air} = 77,97 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,0212 \text{ Kg}/\text{s}$$

$$S_{b2} = 0,00118 \text{ m}^2$$

$$d_{b2} = 39,37 \text{ mm}$$

17 - REVENU - CALCUL DU DEBIT DE GAZ NATUREL NECESSAIRE PENDANT LA DUREE D'UN TRAITEMENT (3 H.)

Après le recuit à 900 °C, la charge subit une trempe dans un bain d'huile, on pourra finalement effectuer un revenu à 200 °C dans le même four.

Pour ce dernier, on calculera le volume de combustible nécessaire au four, pour une durée d'un traitement totale.

17,1 - Calcul de la chaleur emmagasinée par les parois :

$$Q_p = M_p (C_{pp} (T_m) \cdot T_m - C_{pp} (20) \cdot 20)$$

- Calcul des températures moyennes :

Densité du flux de chaleur traversant les parois

$$\Phi_p = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

T_i = Température du revenu

T_e = Température extérieure au four

$$\begin{aligned} T_i &= 200 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_e &= 20 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_i &= 50 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \alpha_e &= 10 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Supposons les températures moyennes suivantes :

$$\begin{aligned} T_{m1} &= 199 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{m2} &= 162 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{m3} &= 75 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{m4} &= 23 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

* REMARQUE : Pour les valeurs numériques des e_i se référer à la fig. (25)

A. N.

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 52,3 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ \lambda_2 &= 0,0419 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_3 &= 0,0473 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ \lambda_4 &= 52,3 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\Phi_p = 39,835 \text{ J/m}^2 \cdot \text{s}$$

Calcul des T_i , T_{mi}

$$\begin{array}{lll} T_1 / & T_1 = T_i - \Phi / \alpha_i & T_1 = 199,2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_2 / & T_2 = \Phi_p / e_1 / \lambda_1 & T_2 = 199,1 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_3 / & T_3 = \Phi_p / e_2 / \lambda_2 & T_3 = 128,33 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_4 / & T_4 = \Phi_p / e_3 / \lambda_3 & T_4 = 23,84 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_5 / & T_5 = T_4 - \Phi_p / e_4 / \lambda_4 & T_5 = 23,83 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} T_{m1} & = & 199,15 \text{ } ^\circ\text{C} & (T_{m1} = 199 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ T_{m2} & = & 163,7 \text{ } ^\circ\text{C} & (T_{m2} = 162 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ T_{m3} & = & 76,08 \text{ } ^\circ\text{C} & (T_{m3} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ T_{m4} & = & 23,835 \text{ } ^\circ\text{C} & (T_{m4} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}) \end{array}$$

pour le calcul de la chaleur emmagasinée par les parois, on prendra les T_{mi} calculés

* Masses des différentes couches :

$$\begin{aligned} M_{a1} &= 2052,95 \text{ Kg} && \text{(couche d'acier)} \\ M_{MF} &= 895,7 \text{ Kg} && \text{(matière fibreuse)} \\ M_{FV} &= 1519,8 \text{ Kg} && \text{(fibre de verre)} \\ M_{a2} &= 4558 \text{ Kg} && \text{(tôle d'acier)} \end{aligned}$$

* Capacités calorifiques des différentes couches :

$$C_{pa} = 0,518 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} \text{ (199 } ^\circ\text{C)}$$

$$C_{PMF} = 0,754 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} \text{ (163 } ^\circ\text{C)}$$

$$C_{PFV} = 0,837 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} \text{ (76 } ^\circ\text{C)}$$

$$C_{pa} = 0,473 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C} \text{ (23 } ^\circ\text{C)}$$

soit les chaleurs emmagasinées par les différentes couches:

$$Q_{a1} = 193785,18 \text{ KJ}$$

$$Q_{MF} = 97048,92 \text{ KJ}$$

$$Q_{FV} = 71236,06 \text{ KJ}$$

$$Q_{a2} = 8619,54 \text{ KJ}$$

$$Q_p = Q_{a1} + Q_{MF} + Q_{FV} + Q_{a2}$$

$$\underline{Q_p = 370689,71 \text{ KJ}}$$

III₁₇₂ - Pertes de chaleur par les parois :

$$Q'_p = \Phi_p \cdot T \cdot S$$

T temps de traitement (revenu)

S surface extérieure du four

$$T = 3h = 3 \cdot 3600 = 10800 \text{ s}$$

$$S = 101,32 \text{ m}^2$$

$$\underline{Q'_p = 43\,259,22 \text{ KJ}}$$

III₁₇₃ - Chaleur emmagasinée par le chariot

$$Q_{ch} = M_{ch} \left[C_{Pch} (\bar{T}_m) \cdot \bar{T}_m - C_{Pch} (20) \cdot 20^\circ \right]$$

Calcul des températures moyennes du chariot :

Pour cela supposons les \bar{T}_m suivantes :

$$\bar{T}_{m1} = 118 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ————— } \lambda_{b2} = 0,3975 \text{ J/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_{m2} = 40 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ————— } \lambda_a = 52,3 \text{ J/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_{ch} = \frac{\bar{T}_i - \bar{T}_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_1}{\lambda_i} + \frac{e_2}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}}$$

$$\alpha_i = 50 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_e = 10 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi = 205,76 \text{ J}$$

$$T_1 = T_e - \Phi_{ch} / \alpha_i = 195,88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_1 - \Phi_{ch} \cdot e_{b_2} / \lambda_{b_2} = 40,61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = T_2 - \Phi_{ch} \cdot e_a / \lambda_a = 40,57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{m1} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 118,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{m2} = \frac{T_2 + T_3}{2} = 40,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* Masses des matériaux constituant le chariot :

$$M_{b_2} = 7872 \text{ Kg} \quad (\text{Brique réfractaire 1200})$$

$$M_a = 1716 \text{ Kg} \quad (\text{tôle d'acier})$$

. Capacités calorifiques :

$$C_{P_{b_2}} = 0,906 \text{ KJ / Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_{P_a} = 0,473 \text{ KJ / Kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

* Chaleur emmagasinée par le chariot :

$$Q_{b_1} = 973\,449,95 \text{ KJ}$$

$$Q_a = 16\,720,36 \text{ KJ}$$

$$Q_{ch} = Q_{b_1} + Q_a$$

$$Q_{ch} = 990\,170,31 \text{ KJ}$$

999 17₄ - Pertes de chaleur par le chariot :

$$Q'_{ch} = \Phi_{ch} \cdot T \cdot S_{ch}$$

$$\Phi_{ch} = 205,76 \text{ KJ}$$

$$T = 3h = 10800 \text{ s}$$

$$S_{ch} = 22,12 \text{ m}^2$$

$$Q'_{ch} = 49\,155,241 \text{ KJ}$$

17₄ - CHALEUR EMMAGASINEE PAR LA CAISSE DE TRANSPORT :

$$Q_{c_s} = M_{c_s} \left[C_{p_{c_s}} (T_{c_s}) \cdot T_{c_s} - C_{p_{c_s}} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{c_s} = 769,76 \text{ Kg}$$

$$T_{c_s} = 200^\circ \text{C}$$

$$C_{p_{c_s}} (200^\circ \text{C}) = 0,518 \text{ KJ / m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$C_{p_{c_s}} (20^\circ \text{C}) = 0,473 \text{ KJ / m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$\underline{Q_{c_s} = 72588,38 \text{ KJ}}$$

17₅ - CHALEUR EMMAGASINEE PAR LE SUPPORT DE LA CHARGE :

$$Q_{\text{supp}} = M_{\text{supp}} \left[C_{p_{\text{supp}}} (T_{\text{supp}}) \cdot T_{\text{supp}} - C_{p_{\text{supp}}} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_{\text{supp}} = 530,91 \text{ KG}$$

$$T_{\text{supp}} = 200^\circ \text{C}$$

$$C_{p_{\text{supp}}} (200^\circ \text{C}) = 0,518 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$C_{p_{\text{supp}}} (20^\circ \text{C}) = 0,473 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$\underline{Q_{\text{supp}} = 50065 \text{ KJ}}$$

17₆ - CHALEUR EMMAGASINEE PAR LA CHARGE :

$$Q_c = M_c \cdot \left[C_{p_c} (T_c) \cdot T_c - C_{p_c} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_c = 25000 \text{ Kg}$$

$$T_c = 200^\circ \text{C}$$

$$C_{p_c} (200^\circ \text{C}) = 0,518 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$C_{p_c} (20^\circ \text{C}) = 0,473 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$\underline{Q_c = 2357500 \text{ KJ}}$$

333₁₇₇ - CHALEUR EMMAGASINEE PAR L'ENCEINTE :

$$Q = M_e \left[C_{p_e} (T_e) \cdot T_e - C_{p_e} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$M_e = 868,14 \text{ KG}$$

$$T_e = 200^\circ \text{C}$$

$$C_{p_e} (200^\circ \text{C}) = 0,518 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$C_{p_e} (20^\circ \text{C}) = 0,473 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$| Q_e = 81\,868,60 \text{ KJ}$$

333₁₇₈ - CHALEUR EMMAGASINEE PAR L'ATMOSPHERE INTERIEURE DU FOUR :

Il est à noter, que l'atmosphère intérieure du four dans le cas du revenu est de l'air ordinaire.

$$Q_a = V_a \left[C_{p_a} (T_a) \cdot T_a - C_{p_a} (20^\circ) \cdot 20^\circ \right]$$

$$T_a = 200^\circ \text{C}$$

$$V_a = 14 \text{ m}^3$$

$$C_{p_a} (20^\circ \text{C}) = 1,297 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$C_{p_a} (200^\circ \text{C}) = 1,307 \text{ KJ/m} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$| Q_a = 3\,296,44 \text{ KJ}$$

333₁₇₉ - BILAN THERMIQUE (CAS DU REVENU) :

$$V_{gn} (C_v + V_{air} \cdot C_{p_{air}} T_{air} - V_F C_{p_f} T_f) = Q_p + Q_p' + Q_{ch} + Q_{ch}' + Q_{cS} + Q_{Supp} + Q_c + Q_e + Q_a$$

$$| V_{gn} = 109,40 \text{ m}^3 / \text{Traitement}$$

Sachant que la durée d'un traitement est de 3 h. (10 800 s).

$$| V_{gn} = 36,462 \text{ m}^3 / \text{h (12 tubes radiants)}$$

alors le débit de gaz naturel par tube radiant est (sachant qu'en réalisant le revenu dans le même four, c'est à dire avec 12 tubes radiants) :

$$| V_{gn} = 3,038 \text{ m}^3 / \text{h (par tube radiant)}$$

CONCLUSION



* CONCLUSION :

Les impératifs de qualités des produits à traiter dans les fours, la recherche de la précision et de l'automatisation, la nécessité de réduire dans les proportions importantes les consommations de gaz, telles sont les exigences actuelles et les problèmes affrontés par les concepteurs de fours industriels de traitements thermiques.

Les constructeurs répondent à ces exigences par la mise à profit des techniques les plus récentes dans les domaines les plus divers tels que la thermique, l'informatique, l'électronique, les matériaux nouveaux..., techniques qui contribuent à améliorer considérablement les performances des fours de traitement thermique au gaz naturel.

Dans ce cadre vient cette modeste étude de conception d'un four industriel à gaz, problème assez complexe exigeant de bonnes connaissances en thermique.

Cette étude de conception, est la première étape dans le projet de réalisation industrielle du four, étape qui doit être suivie par la réalisation d'un modèle réel afin de vérifier et corriger les paramètres fixés par l'étude théorique avant d'entamer la réalisation pratique du four.

Par ailleurs, cette étude peut être complétée par d'autres travaux dans le cadre du projet de fin d'étude essentiellement

* la partie électronique du four : Régulation (de la température, pression, rapport air/gaz ...), contrôle ...etc

* et sur la possibilité éventuelle de l'informatisation du système, permettant sa gestion automatique complète.

Enfin, nous souhaitons que notre étude trouve son application en pratique.

--**--
**

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

- [1] - HEILIGENSTAEDT, W : Thermique appliquée aux Fours Industriels
. Dunod, PARIS, 1971
- [2] - Dr. FARKAS, O : Fours de Métallurgie
. TANKONYVKIADO, BUDAPEST, 1985
- [3] - LAKHTINE, I : Métallographie et Traitements Thermiques
. Mir, MOSCOU, 1981
- [4] - KREITH, F : Transmission de Chaleur et Thermodynamique
. Masson et Cie, PARIS, 1967
- [5] - SAKADURA, J. F. : Initiation aux transferts thermiques
. Technique et Documentation, PARIS, 1982
- [6] - PERTHUIS, E : Combustion Industrielle
. Technip, PARIS, 1983
- [7] - BIRÓ, A : Hőkezelő Berendezések
. MUSZAKI KONYVKIADO, BUDAPEST, 1979
- [8] - ADAMS, A : Computer Aided Heat Transfer Analysis
ROGERS, D.F. : .Mc Graw Hill, 1984
- [9] - DE VRIENDT, A : Transmission de Chaleur
. QUEBEC, CANADA, 1984
- [10] - BELAKHOWSKY, S : Introduction aux Combustibles et à la Combustion
. Technique et Documentation, PARIS, 1978
- [11] - GAZ DE FRANCE ET : Evolution de la conception des Fours de Traitement
M.T.P.S. : thermique au Gaz Naturel.
. Revue de traitement thermique
10 / 1983 n° 177
- [12] - AICHELIN : Un programme complet pour tous les Fours Industriels
Fours Industriels procédés et tous les domaines d'applications.
. Revue de traitement thermique
12 / 1987 n° 215

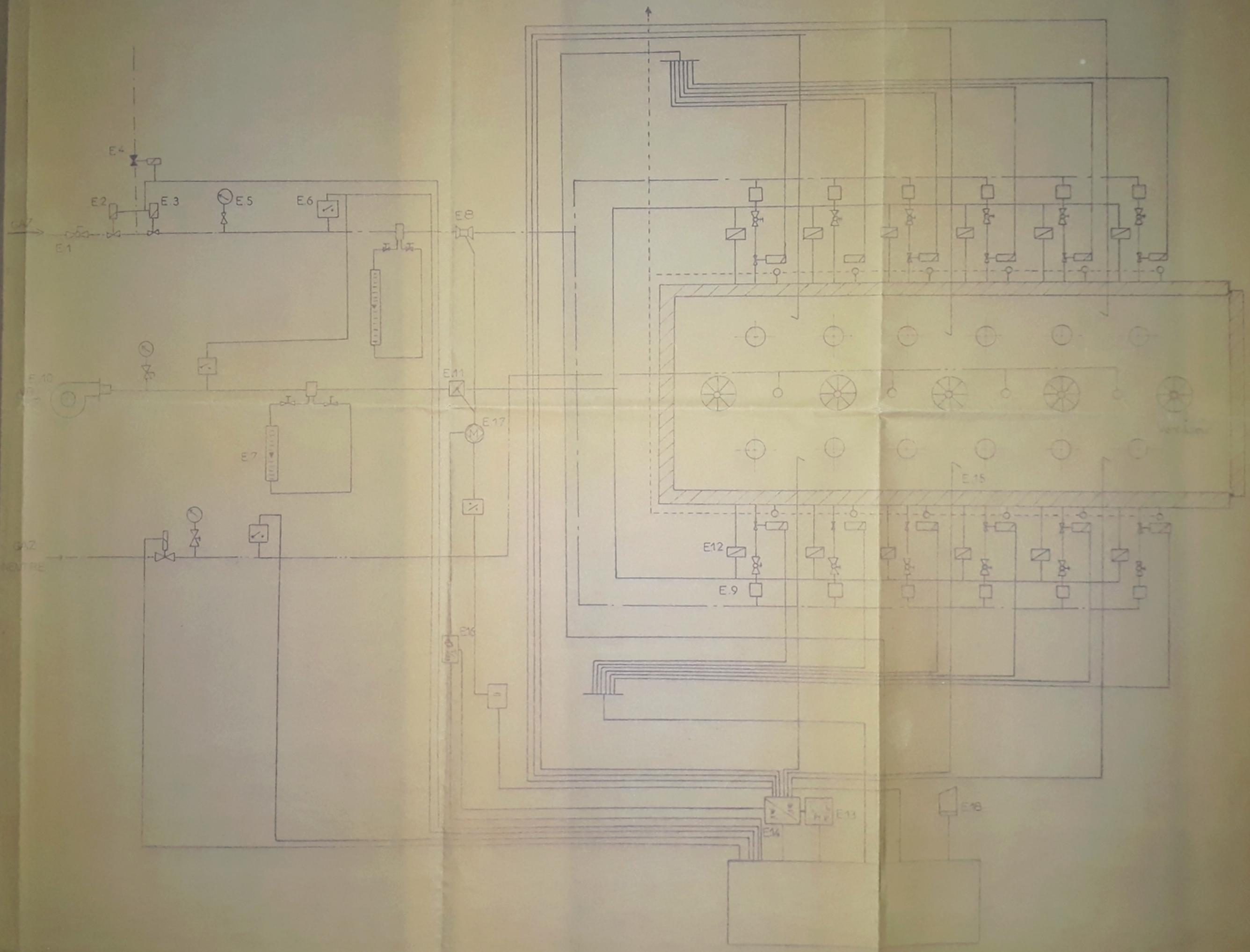
- [13] - MONNOT, G : La Combustion dans les Fours et les Chaudières
. Technip, PARIS, 1978
- [14] - CHAUSSIN, C : Alliages Métalliques
. Dunod, PARIS, 1976
- [15] - HOSTALIER, P : Les brûleurs Industriels à Gaz
. Eyrolles, PARIS, 1970
- [16] - GLINKOV, M.A. : Fondements de la Théorie Générale du Fonctionnement
des Fours.
MASSON et Cie, PARIS, 1971
- [17] --BULAVIN, I,A : Heat Process In Glass and Silicate Technology
- MAKAROV I,A . Mir, MOSCOU, 1986
- [18] - WUTHIER, P : Le Pétrole, Raffinage et Génie Chimique
. Technip, PARIS, 1972
- [19] - DANCKAERT, J : Isolation Thermique Industrielle
. Technique et Documentation, PARIS, 1981
- [20] - GHIA, V.V. : Récupérateurs et Régénérateur de Chaleur
. Eyrolles, PARIS, 1970
- [21] - DOUSPIS, M : Les brûleurs "Jet", leurs utilisations dans
l'Industrie
. Revue de Gaz de FRANCE, 1975
- [22] - SOULAGE, J : Butane Propane
. Gaz de FRANCE, n° 42, 43
- [23] - REY, J.C. : Le Gaz Naturel et les Traitements Thermiques
. Revue de Gaz de FRANCE, 1984
- [24] - DOUSPIS, M. : Tubes Radiants à Gaz
. Revue de Gaz de FRANCE, 1984
- [25] - Pour bien utiliser le Gaz dans l'Industrie
. Revue de L'Association Technique de l'Industrie
du Gaz de FRANCE
- [26] - Consignes d'utilisation et de Sécurité du Four Type N 133P, EGINE
- [27] - Aide Mémoire de l'élève dessinateur et du dessinateur industriel

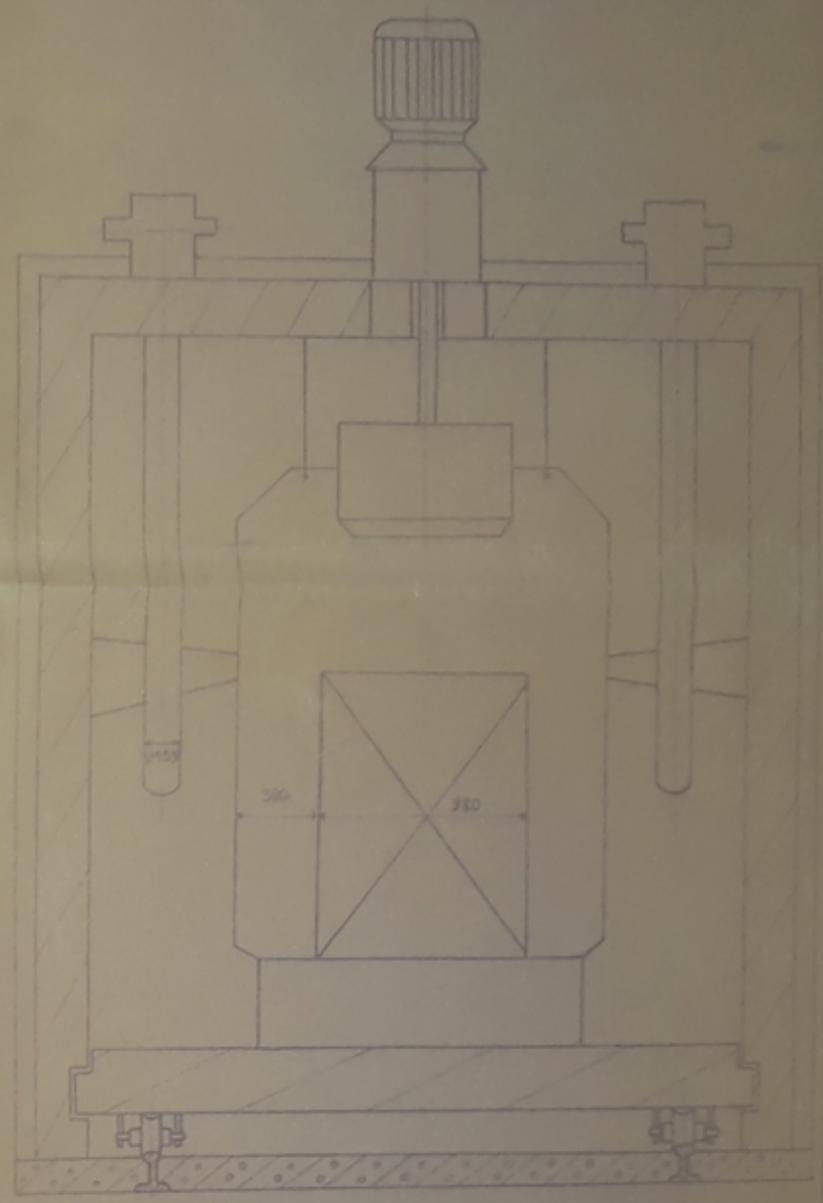
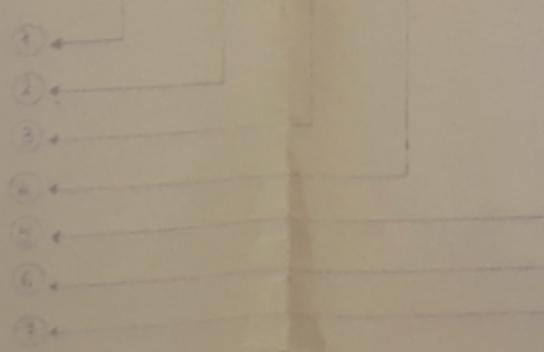
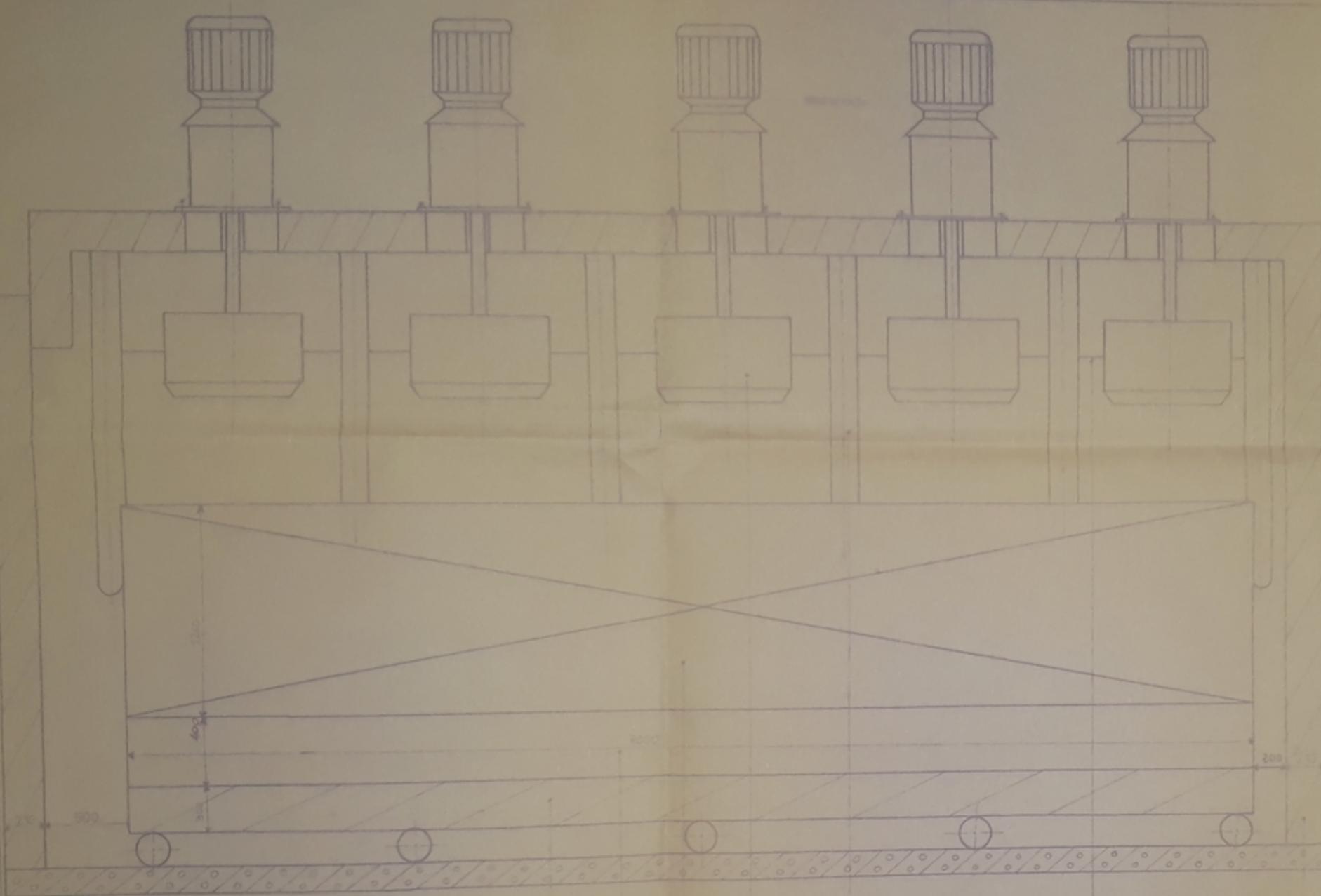
II OTATION DE LA PREMIERE PLANCHE

- E1 - ROBINET
- E2 - SOUPE MAGNETIQUE
- E3 - SOUPE DE DEGAGEMENT POUR LA SURETE
- E4 - INDICATEUR DE PRESSION
- E5 - MANOMETRE
- E6 - INTERRUPTEUR DE PRESSION DES GAZ
- E7 - ROTAMETRE
- E8 - ROBINET DE REGLAGE DE GAZ
- E9 - FILTRE A GAZ
- E10- VENTILATEUR
- E11 - REGULATEUR D'AIR
- E12 - ROBINET
- E13 - ENREGISTREUR PAR POINTS
- E14 - COMPENSATEUR
- E15 - THERMOCOUPLE
- E16 - REGULATEUR DE TEMPERATURE
- E17 - MOTEUR DE REGLAGE
- E18 - ALARME

II OTATION DE LA DEUXIEME PLANCHE

- 1 - CHARIOT
- 2 - SUPPORT
- 3 - CHARGE
- 4 - VENTILATEUR
- 5 - TUBE RADIANT
- 6 - ENCEINTE
- 7 - PAROIS





AL009 89
Annexe - 2

Echelle $\frac{3}{4}$	
 	
INDENE ZAZI	PLANCHE : 2

